

# ВІСНИК



ОДЕСЬКОГО  
НАЦІОНАЛЬНОГО  
МОРСЬКОГО  
УНІВЕРСИТЕТУ

12

**Міністерство освіти і науки України**



***ВІСНИК***

**ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО  
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

**12 ` 2003**

Відп. редактор:

д-р техн. наук, проф. *Ю.Л. Воробйов*

Редакційна колегія:

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

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

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

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

Друкується за ухвалою Вченої ради  
Одеського національного морського університету  
від 26.11.2003 р. (протокол № 3)

**ТАНКЕР СМЕШАННОГО РЕКА-МОРЕ ПЛАВАНИЯ  
ДЕДВЕЙТОМ 6440 ТОНН «АРМАДА ЛИДЕР»  
С ВИНТО-РУЛЕВЫМИ КОЛОНКАМИ**

**Г. В. Егоров**

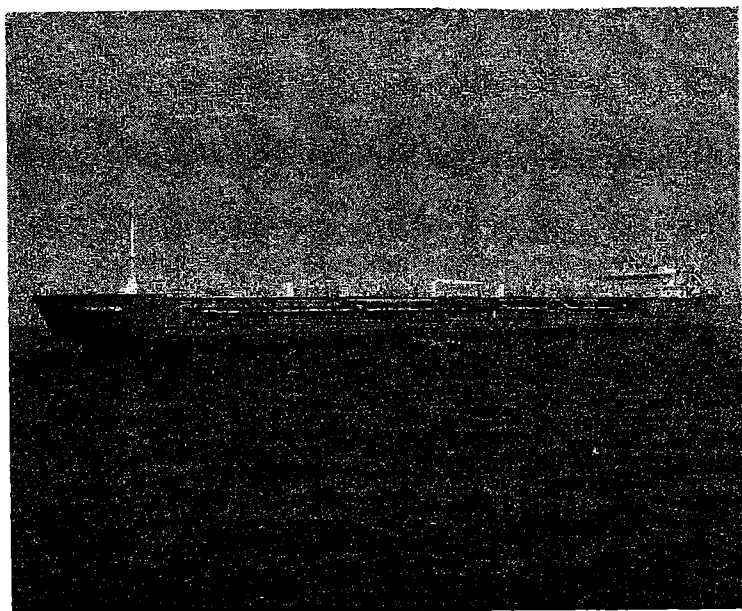
В течение последних восьми лет Морское Инженерное Бюро (г. Одесса) проводило систематические научные исследования и практические разработки по обеспечению надежности и повышению эффективности существующих судов смешанного плавания (ССП), контролируемых судовладельцами Украины и России [4-7]. Достигнутые результаты и изучение международного опыта позволили получить достоверную оценку положительных и негативных сторон существующих ССП и приступить к созданию нового поколения отечественных ССП, отличных как от существующих, созданных на базе речных судов [1-3, 14-17], так и от типовых европейских судов каботажного плавания [13], имеющих недостаточную грузоподъемность при осадках около 3,40-3,60 м.

В августе 2002 г. судостроительная верфь SELAN (Тузла, Турция) сдала заказчику – судоходной компании (СК) «Палмали» (Россия) головной танкер-продуктовоз смешанного река-море плавания "Армада Лидер" (рис. 1). Судно спроектировано на класс Российского Морского Регистра Судоходства (РС) КМ ЛУ1 [1] II A1 нефтеналивное (ОПН) и является первым из судов, построенных по проекту и под авторским надзором Морского Инженерного Бюро.

В мае 2003 года был принят в эксплуатацию второй танкер серии – «Фариз Исмаилханов». В постройке находятся еще два таких танкера для этого же заказчика. Всего предполагается построить серию из десяти судов.

СК «Палмали» принадлежат 27 нефтеналивных судов смешанного плавания проектов Р77, 621, 0201Л, 19612, 550А. Суда используются на перевозках грузов компаний ЛУКОЙЛ и British Petroleum из районов Волгограда, Астрахани, Туркменбаши, Актау на порты Нека (Иран), Махачкала, Керчь и на других маршрутах до портов Турции, Греции, Италии, Израиля и др., в том числе по маршруту порты Каспийского моря – порты Средиземного моря. Основными являются весенне-летние перевозки мазута, дизельного топлива, других нефтепродуктов Волгоградского НПЗ и сырой нефти с портов реки Волги на танкер-накопитель в районе Керчи и на порт Нека с ограниченной проходной осадкой. В межнавигационный (зимний) период суда работают на

Каспийском, Черном и Средиземном морях, участвуя в перевозках нефтепродуктов, в том числе бензина, печного топлива, а также растительного масла. Основные характеристики судов приведены в табл. 1.



*Рис. 1. Головное судно пр. 005RST01 "Армада Лидер" (первое в СНГ грузовое судно с винто-рулевыми колонками) в августе 2002 года уходит в первый рейс*

На маршрутах через Волго-Донской речной канал (ВДРК) используются построенные на классы Российского Речного Регистра (РРР) М, М-пр, М-СП в 1981-1997 годах суда типа «Ленанефть» (пр. Р77, 621) и типа «Волгонефть» (пр. 550А). В 1998-2002 годах корпуса этих судов были подкреплены по проектам Морского Инженерного Бюро на класс РС ШСП.

Построенные на класс РС I в 1999-2003 годах суда типа «Лукойл» (пр. 0201Л) и типа «СФАТ-1» (пр. 19612) в связи с недостаточной грузоподъемностью при осадке 3,40 м и одновальная установка (пр. 0201Л), а также избыточными для ВДРК габаритами (пр. 19612) применяются в основном на морских перевозках.

Таблица 1. Сравнительные характеристики танкеров пр. 0201Л, 19612, P77, 550А и 005RST01

№ п/п	Данные	пр. 0201Л	пр. 19612	пр. P77	пр. 621	пр. 550А	пр. 005RST01
1.	<b>Основные характеристики</b>						
	Длина наибольшая, м	129.3	141.0	108.5	122.83	132.6	138.7
	Длина между перпендикулярами $L_m$ , м	123.2	139.0	105.0	117.8	128.6	132.8
	Ширина $B$ , м	16.5	16.6	14.8	14.8	16.5	16.5
	Высота борта $H$ , м	6.8	7.4	4.4	5.2	5.5	6.0
	Высота гротка $h_{гр}$ , м	1.1	-	-	-	-	1.1
2.	Кубический модуль $LBN$ , м <sup>3</sup>	14507	17320	7066	9453	12033	13731
	Габаритная высота до верхней кромки несъемных частей от ОЦ, м	16.7	16.9	14.6	15.4	16.1	16.2
	Осадка по ЛГВЛ $d_m$ в море / $d_p$ в реке, м	5,01/3,6	5,1/3,6	2,88/2,95	3,48/3,56	3,51/3,59	4,3/3,6
3.	<b>Водоизмещение <math>\Delta</math>, т</b>						
	при $d = 2,95$ м (река)	5186	5824	3840	4413	5236	5743
	при $d = 3,4$ м (река)	6038	6804	-	5137	6093	6689
	при $d = 3,6$ м (река)	6421	7240	-	-	-	7115
	при $d = 4,2$ м (море)	7778	8761	-	-	-	8615
	при осадке $d_m$	9425	10770	3840	5393	6464	8837
4.	<b>Дейвейт <math>D_{дв}</math>, т</b>						
	при $d = 2,95$ м (река)	2406	3024	2812	2814	3661	3313
	при $d = 3,4$ м (река)	3258	4004	-	3538	4518	4259
	при $d = 3,6$ м (река)	3641	4440	-	-	-	4685
	при $d = 4,2$ м (море)	4998	5961	-	-	-	6185
	при осадке $d_m$	6645	7970	2812	3794	4889	6407
5.	<b>Грузоподъемность <math>P_{гп}</math>, т</b>						
	при $d = 2,95$ м (река)	2209	2884	2684	2614	3472	3103
	при $d = 3,4$ м (река)	3061	3864	-	3338	4329	4049
	при $d = 3,6$ м (река)	3444	4300	-	-	-	4475
	при $d = 4,2$ м (море)	4700	5591	-	-	-	5828
	при осадке $d_m$	6347	7600	2684	3594	4700	6050

# Теория и проектирование корабля и средств океанотехники

Продолжение таблицы 1

№ п/п	Данные	пр. 0201Л	пр. 19612	пр. Р77	пр.621	пр.550А	пр.005RST01
6.	Автономность плавания в реке/ в море, сут	10/15	15	15	15	7	10/15
7.	Скорость в реке/в море, узл при % от МДМ	11.0/10.0 (85%)	≈11 (100%)	≈10 (100%)	≈10 (100%)	≈10 (100%)	≈11.5 (100%)
8.	Масса судна порожнем $\Delta_{пор}$ , т	2780	2800	1028	1599	1575	2430
	Кубический модуль $LBH^3$ , м <sup>3</sup>	16854	17320	7066	9453	12033	16248
	Весовой показатель $\mu = \Delta_{пор} / LBH^3$	0,165	0,162	0,145	0,169	0,131	0,150
9.	Дальность плавания, миль	4000	4000	3600	3600	1680	4000
10.	Объем грузовых танков, м <sup>3</sup>	7384	8266	3222	3485	5683	7221
11.	Количество грузовых танков	10	8	8	10	8	6
12.	Объем балластных танков, м <sup>3</sup>	3645		1110	1900	2845	3592
13.	Класс	КМ ★ ЛЗ I I I А1 нефтеноливное (ОРП)	КМ ★ ЛЗ I I I А1 нефтеноливное (ОРП)	КМ ★ Л4 ШСП нефтеноливное (>60С°) (ОРП), при постройке +М-пр 2,5	КМ ★ Л4 ШСП нефтеноливное (ОРП), при постройке +М-СП 3,5	КМ ★ ШСП нефтеноливное (ОРП), при постройке +М 2,5	КМ ★ ЛУ1 I II А1 нефтеноливное (ОРП)
14.	Допускаемая высота волны 3% обеспеченности, м	8,5	8,5	3,5	3,5	3,5	7,0
15.	Мощность и тип ГД	1750 кВт МАК 6M25/WAF2245	2×1320 кВт Wärtsila 8L20	2×515 кВт 6NVD48A-2U	2×640 кВт 6NVD4S48A-2U	2×736 кВт 8NVP-48AU	2×1120 кВт Wärtsila 6L20
16.	Винто-рулевой комплекс	Винт в насадке + 3 руля	2 винта + 2 руля	2 винта + 2 руля	2 винта + 2 руля	2 винта + 2 руля	2 ВРК «Schottel» SRP-1010FP

**Теория и проектирование корабля и средств  
океанотехники**

Продолжение таблицы 1

№ п/п	Данные	пр. 0201Л	пр. 19612	пр. P77	пр. 621	пр. 550А	пр. 005RST01
17.	Вспомогательная энергетическая установка						
	мощность ДГ, кВт	3x220	2x350 + 150	2x100 + 50	3x100	3x100	3x240
	мощность АД, кВт	90	100	-	50	50	120
18.	Котельная установка						
	вспомогательные паровые котлы	2x1.6 т/ч	2x2.0 т/ч	-	1.0 т/ч	2x1.0 т/ч	2x1,5 т/ч
	утилизационные паровые котлы	0.7 т/ч	0.25 т/ч	-	2x0.25 т/ч		2x0,5 т/ч
19.	Средний расход топлива, т/сутки (по результатам эксплуатации)	7.8	9.8	4.0	4.5	5.2	7.6
20.	Тип основного топлива	HFO (260 сСт)	HFO (380 сСт)	MDO	MDO	MDO	HFO (380 сСт)
21.	Экипаж/мест, чел.	11/15	12/16	11/15	16/18	15/23	12/14
22.	Коэффициент утилизации водозмещения по чистой грузоподъемности						
	при $d = 2.95$ м (река)	0.426	0.495	0.699	0.592	0.663	0.540
	при $d = 3.4$ м (река)	0.507	0.568		0.649	0.710	0.605
	при $d = 3.6$ м (река)	0.536	0.594				0.629
	при $d = 4.2$ м (море)	0.604	0.638				0.676
	при осадке $d_M$	0.673	0.706	0.699	0.667	0.727	0.685
23.	Плотность груза, при полном использовании вместимости грузовых танков, т/м <sup>3</sup>						
	при $d = 2.95$ м (река)	0.305	0.356	0.850	0.765	0.623	0.438
	при $d = 3.4$ м (река)	0.423	0.477		0.977	0.777	0.572
	при $d = 3.6$ м (река)	0.476	0.531				0.632
	при $d = 4.2$ м (море)	0.650	0.690				0.824
	при осадке $d_M$	0.877	0.938	0.850	1.052	0.843	0.856



Продолжение таблицы 1

№ п/п	Данные	пр. 0201Л	пр. 19612	пр. Р77	пр. 621	пр. 550А	пр. 005RST01
24.	Использование грузоподъемности при перевозке груза плотностью 0.72 т/м <sup>3</sup> , %						
	при $d = 2.95$ м (река)	100	100	85	94	100	100
	при $d = 3.4$ м (река)	100	100	-	74	93	100
	при $d = 3.6$ м (река)	100	100	-	-	-	100
	при $d = 4.2$ м (море)	100	100	-	-	-	87
при осадке $d_M$	82	77	85	68	85	84	
25.	Использование грузоподъемности при перевозке груза плотностью 0.84 т/м <sup>3</sup> , %						
	при $d = 2.95$ м (река)	100	100	99	100	100	100
	при $d = 3.4$ м (река)	100	100	-	86	100	100
	при $d = 3.6$ м (река)	100	100	-	-	-	100
	при $d = 4.2$ м (море)	100	100	-	-	-	100
при осадке $d_M$	96	90	99	80	99	98	

## *Теория и проектирование корабля и средств океанотехники*

Анализ эксплуатации существующих танкеров смешанного плавания (см. табл. 1), которые успешно работают через ВДРК и которые были получены путем подкреплений корпуса из речных судов, позволил определить их главные недостатки [4, 5, 7]. Это:

- недостаточная усталостная и износная долговечность корпусов в морских условиях (особенно для пр. 550А/1577, Р77);
- недостаточная вместимость грузовых помещений (пр. 621, 621.1, 630);
- недостаточная мощность главных двигателей и связанные с этим значительные потери скорости при ходе на волнении в море.

В связи с ростом объемов перевозимых грузов, заказчиком<sup>1</sup> была поставлена задача создания нового универсального танкера с надежными корпусом и оборудованием, который был бы экономически эффективным при линейной работе на внутренних водных путях России, при ограниченных осадках в Азовском и Каспийском морях (основные маршруты: Волгоград – Керчь и Волгоград или Астрахань – Нека), а также мог бы эксплуатироваться с минимальными потерями ходового времени в морских районах Европы, включая переходы через Бискайский залив в зимний период.

Концепция судна была сформулирована автором настоящей статьи следующим образом: танкер с полным использованием габаритов ВДРК, максимально возможным с позиций обеспечения ходкости коэффициентом общей полноты, повышенной грузоместимостью при минимально возможной высоте борта; повышенной управляемостью в стесненных условиях, в шлюзах, каналах и на мелководье; обоснованной эксплуатационной надежностью конструкций судового корпуса при оптимальной металлоемкости последнего.

На основе современных подходов к проектированию на базе теории риска [8-12] было предложено и реализовано следующее:

- в соответствии с предполагаемыми направлениями перевозок и оценкой возможных потерь ходового времени от простоев в ожидании погоды выбрать класс РС II, который позволяет эксплуатировать судно на переходах вокруг Европы и в Ирландском море;
- в соответствии с накопленным опытом работы в Азовском и Каспийском морях принять ледовую категорию ЛУ1;
- за счет роста высоты сечения (применение тронка) увеличить грузоместимость и снизить расходы в отечественных портах по модулю, обеспечив достаточную для выбранного класса общую продольную прочность без увеличения толщин подавляющего большинства конструкций в сравнении с минимальными толщинами Правил РС (см. рис. 2);

<sup>1</sup> Со стороны СК «Палмали», начиная от обсуждения идей, выбора основных параметров, типа движителя и до эксплуатации уже построенных судов, проект ведет технический директор компании Ю.И. Исупов

## Теория и проектирование корабля и средств океанотехники

- на основании проведенных в опытовом бассейне Одесского национального морского университета испытаний модели довести коэффициент общей полноты до 0,90, обеспечивающий максимальную грузоподъемность на ограниченных осадках (3,40 м в ВДРК и 4,20 м – в п. Нека);

- за счет применения винто-рулевых колонок (ВРК) обеспечить требуемую управляемость и ходкость, увеличить длину грузовой зоны, уменьшить примерно на 20% размеры МО, сократить затраты на монтаж и предполагаемые затраты на ремонт и обслуживание;

- назначить одинаковые, по возможности, толщины стенок рамного и холостого набора и обшивки для обеспечения равной долговечности по износу (в применении к данному проекту идея получила название «принцип 9 мм»);

- проектировать конструкции борта, днища на восприятие эксплуатационных нагрузок, большинство которых считаются до сих пор «не проектными» (контакты с гидросооружениями, грунтом и т.п.);

- за счет рационального применения основного и рамного набора обоснованно (обеспечивая требуемую местную прочность и устойчивость) сохранить толщины настилов и обшивок на уровне минимальных;

- исключить набор в грузовых танках (наружный набор верхней палубы и тронка, поперечные переборки с горизонтальными гофрами);

- с целью увеличения фактической усталостной долговечности проектировать «гладкие» конструкции поясков эквивалентного бруса с минимальным количеством технологических вырезов и приварышей, использовать рационально выполненные узлы пересечения связей и плавное изменение площадей продольных связей корпуса по длине;

- за счет рационального распределения балластных и сухих отсеков в двойных бортах и двойном дне получить положительное решение по требованиям Правила 25А МК МАРПОЛ 73/78 и убрать продольную переборку в ДП, снизив тем самым металлоемкость корпуса.

Танкер типа «Армада Лидер» (см. рис. 3) представляет собой стальное однопалубное судно с минимальным надводным бортом, с двумя поворотными ВРК, с надстройками высотой 2,5 м и ящиком шириной 0,82В, простирающимися по всей длине (бак длиной 0,08L, ют длиной 0,14L и тронк между ним), без седловатости палубы, с кормовым расположением рубки и МО, с двойным дном высотой В/15 в ДП (с подъемом к бортам) и двойными бортами шириной 0,09В в грузовой зоне.

В носовой оконечности с высоким для данного типов судов баком расположены форпик, аварийный пожарный насос, шахта лага и эхолота, шкиперская, малярная, а также носовое подруливающее устройство мощностью 230 кВт.

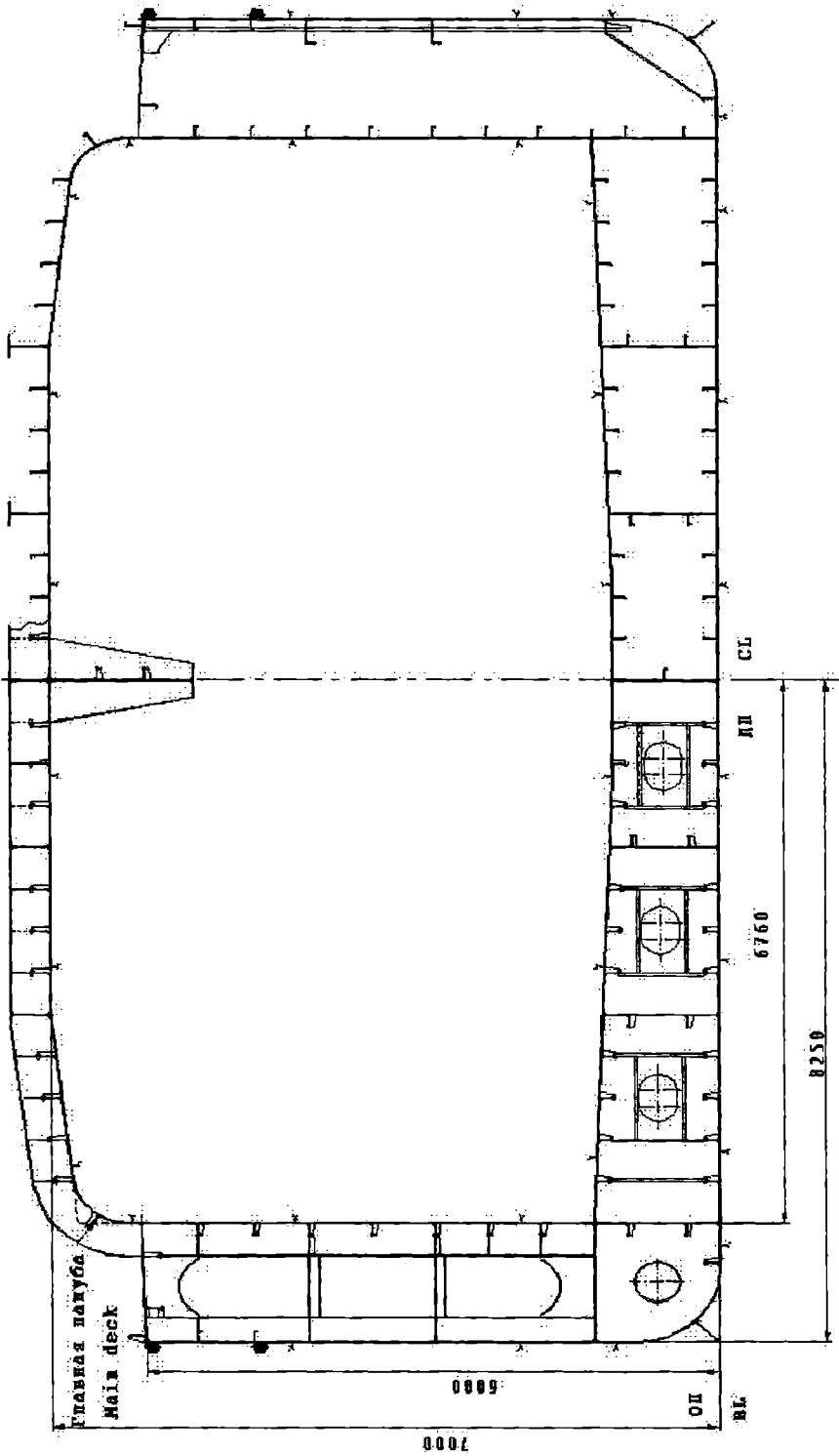


Рис. 2. Схема мидель - шпангоута танкера пр. 005RST01

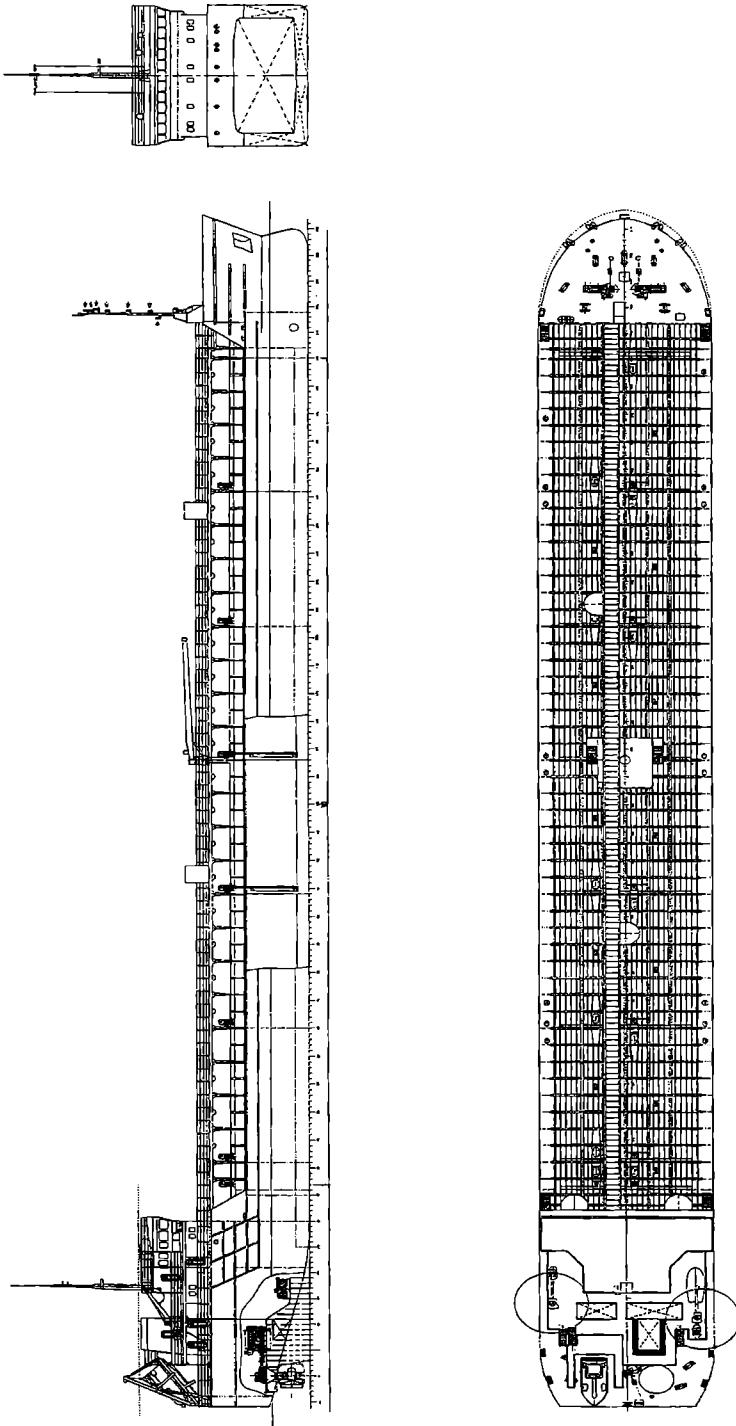


Рис. 3. Общее расположение танкера пр. 005RSN01

## Теория и проектирование корабля и средств океанотехники

В кормовой оконечности судна расположены МО и развитая высокая надстройка юта. Двухрусная кормовая рубка со служебными и жилыми помещениями для экипажа численностью 12 чел. (14 мест) спроектирована с учетом обеспечения ограниченного надводного габарита судна (13,2 м при осадке 3,00 м).

Теоретический корпус судна, спроектированный И.А. Ильницким, имеет цилиндрическую вставку протяженностью 0,65L. Бульб, площадь которого составляет 2,9% от площади мидель-шпангоута длиной 0,0045L, используется для увеличения относительной полноты носовой оконечности и выполнения требований МК МАРПОЛ 73/78 без изменения геометрии грузового пространства. Он не предназначается для снижения волнового сопротивления, т.к. при  $Fr \approx 0,10$  данная задача не является актуальной. Специальная форма кормовой оконечности, близкая к «санкообразной», оптимизирована под размещение ВРК.

Движение и управляемость судна обеспечивается двумя кормовыми полноповоротными ВРК фирмы Schottel типа SRP-1010FP с винтами фиксированного шага диаметром 1950 мм в насадках. Привод к ВРК от главных дизелей осуществляется через механическую Z-передачу.

В грузовой зоне расположены 6 грузовых и 2 отстойных танка. Отказ от продольной переборки в ДП позволил уменьшить на 2,8% массу металлического корпуса и сократить практически в два раза массу трубопроводов и арматуры грузовой системы. Косвенным эффектом данного решения было снижение расчетных углов крена при аварийных повреждениях, затрагивающих грузовые танки.

Переход с палубы юта на бак осуществляется по переходному мостику, смещенному от ДП судна на ЛБ. Для работы с грузовыми шлангами в районе манифольдов и установки сходни применен гидравлический кран во взрывобезопасном исполнении грузоподъемностью 2 т с вылетом стрелы 12 м типа GD-НК 2/12 фирмы GÜRDESAN.

Исходя из результатов испытаний, для главной энергетической установки выбраны два среднеоборотных дизеля типа 6L20 фирмы Вяртсиля со спецификационной максимальной длительной мощностью по 1120 кВт. Главные двигатели работают на тяжелых сортах топлива вязкостью до 380 сСт.

Электроэнергетическая установка танкера состоит из трех ДГ мощностью 240 кВт и АДГ мощностью 120 кВт фирмы Caterpillar. Приводные двигатели генераторов работают на дизельном топливе.

Для подогрева груза и тяжелого топлива в машинном отделении установлены два вертикальных парогенератора фирмы TT Boilers производительностью 1,50 т/ч каждый, работающие на тяжелом топливе вязкостью до 380 сСт при температуре 50°C. Кроме того, имеются два

## *Теория и проектирование корабля и средств океанотехники*

утилизационных котла производительностью по пару до 0,50 т/ч при давлении 1,1 МПа.

Грузовая система танкера может обеспечивать одновременную работу с тремя видами нефтепродуктов плотностью 0,72-1,015 т/м<sup>3</sup> без ограничения по температуре вспышки и обеспечивает закрытый прием груза береговыми средствами с производительностью до 1200 м<sup>3</sup>/ч.

Шесть стационарных центробежных погружных насосов фирмы Hamworthy KSE с взрывозащищенными электроприводами обеспечивают интенсивность выгрузки до 900 м<sup>3</sup>/ч. Регулирование работы грузовых насосов производится с расположенного на мостике пульта управления грузовыми операциями через частотные конверторы, обеспечивающие плавное регулирование частоты вращения насосов. Это позволяет за счет снижения производительности производить качественную зачистку танков от остатков груза по трубопроводу малого диаметра. Предусматривается также резервное управление грузовыми операциями из помещения конверторов.

Грузовая система предусматривает разделение танков на 3 группы (каждая группа для определенного сорта груза). Носовая группа включает грузовые танки №1 и №2, средняя - №3 и №4, кормовая - №5 и №6. Каждая группа танков имеет свой манифольд, обеспечивающий прием и выдачу груза на оба борта. Производительность погружных грузовых насосов обеспечивает выкачку груза за 7-8 часов в зависимости от его вязкости.

Предусматривается возможность выгрузки из каждой группы танков при выходе из строя одного насоса. Для обеспечения подтока груза к работающему грузовому насосу устанавливаются перепускные клапана с ручным управлением с главной палубы. Затворы устанавливаются на поперечных переборках между грузовыми танками одной группы и имеют дистанционный привод.

На судне применена трубопроводная система подогрева груза. Она обеспечивает поддержание температуры перевозимого груза во время рейса до температуры не выше +60°C (при температуре наружного воздуха -5°C). Конденсат из змеевиков отводится через конденсатоотводчики от каждой секции самостоятельно в общую магистраль конденсата в МО и далее поступает в контрольную цистерну конденсата.

Для каждого танка предусмотрена газоотводная система, оборудованная высокоскоростными автоматическими газовыпускными клапанами со скоростью выброса более 30 м<sup>3</sup>/с.

Сбор газов, испаряющихся из грузовых танков, и передача их на берег, осуществляются через специальный трубопровод, объединяющий газоотводы, и манифольд. Предусмотрен контроль паров газов по

## *Теория и проектирование корабля и средств океанотехники*

давлению с сигнализацией по минимуму и максимуму на пульт управления грузовыми операциями (ПУГО).

При эксплуатации в летний период с высокой температурой (более 25°C) окружающего воздуха в целях уменьшения испарений перевозимых нефтепродуктов и загрязнения окружающей среды предусматривается система орошения палубы тронка забортной водой. Для орошения в районе ДП по набору тронка прокладывается специальная магистраль с отрезками, на которых установлены распылители воды для равномерного распыления забортной воду на всю поверхность грузовой палубы. Вода для орошения подается пожарным насосом.

Для приема и удаления изолированного балласта предусмотрена специальная балластная система. Время балластировки составляет не более 7 часов. Система обслуживается двумя погружными балластными насосами  $Q = 300 \text{ м}^3/\text{ч}$  каждый, установленными в балластных цистернах в районе 65 шп. Для эксплуатации балластной системы при отрицательной температуре наружного воздуха предусматривается продувка бортовых патрубков и кингстонных ящиков сжатым воздухом и паром давлением 0,2 МПа.

Система мойки грузовых танков выполнена по замкнутому циклу с очисткой промывочной жидкости путем двухступенчатого проточного отстоя в танках промывочной воды. Для работы системы установлен центробежный погружной насос производительностью  $Q = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$  и 12 стационарных моечных машин (по две в каждом танке)  $Q = 9,2 \text{ м}^3/\text{ч}$ , а также 2 переносных комплекта  $Q = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$  каждый. Система обеспечивает последовательную мойку каждого грузового танка. Сброс промывочных вод из отстойного танка предусматривается насосом отстойного танка в районах разрешенного сброса через систему автоматического замера, регистрации и управления сбросом (САЗРИУС) или через манифольд отстойного танка на берег. Предусмотрена возможность применения береговых средств с одновременной мойкой всех танков и откачкой промывочной воды судовыми грузовыми насосами через манифольды в береговые очистные сооружения. Прием с берега моеющей воды осуществляется через манифольд отстойного танка с любого борта с напором 0,8-1,0 МПа и температуре до 80°C.

Кроме того, для предотвращения загрязнения окружающей среды на танкере установлены система сбора и очистки нефтесодержащих льяльных вод с сепаратором фирмы RWO марки SKIT/S 0,5 производительностью  $0,5 \text{ м}^3/\text{ч}$  и цистерной сбора нефтесодержащих вод объемом  $15,5 \text{ м}^3$ . Имеется система сбора и очистки сточно-фекальных вод с установкой биологической очистки сточных вод фирмы Holland Marine Service марки MSO II/20 производительностью  $1,6 \text{ м}^3/\text{ч}$  в комплекте с вакуумной



## *Теория и проектирование корабля и средств океанотехники*

установкой сбора сточных вод из туалетов jet30MB-D, фекальной цистерной объемом 15,9 м<sup>3</sup> и сточной цистерной объемом 40,3 м<sup>3</sup>.

Участки палубы в районе манифольдов оборудованы ограждениями для сбора возможных утечек нефтепродуктов и удаления их ручным насосом в отстойный танк по отдельному трубопроводу. Вся палуба в районе грузовой зоны огорожена комингсом, предотвращающим разлив нефтепродуктов.

Управление танкером, главной энергетической установкой, ВРК и подруливающим устройством, радионавигационными средствами и др. осуществляется из центрального объединенного пульта управления в рулевой рубке. Функции управления судном могут осуществляться также с бортовых пультов. С помощью отдельно расположенного ПУГО можно контролировать уровень груза и температуру в танках, давление в трубопроводах грузовой и балластной системах, давление газоздушных смесей и управлять грузо-балластными операциями. Расчет грузового плана, остойчивости и прочности, а также, при необходимости, мероприятий по борьбе за живучесть танкера выполняется по программе «SHIP.06». Автоматизированная система предусматривает управление судном из рулевой рубки без несения постоянной вахты в машинном отделении.

Для подъема, отдачи двух станковых якорей Холла массой по 2,28 т каждый, стоп-анкера массой 1,5 т, а также для швартовки установлены комбинированные электрогидравлические якорно-швартовные лебедки фирмы SEC-TEN HORN с автоматическим натяжением швартовов. Носовая (с ПрБ) и кормовая якорно-швартовные лебедки оборудованы гидравлической системой дистанционной отдачи якорей. Управление дистанционной отдачей осуществляется из центрального объединенного пульта управления в рулевой рубке.

По корме с ЛБ установлена сбрасываемая спасательная танкерная шлюпка типа GFF-T 5.7M фирмы HATECKE вместимостью 16 человек, спускаемая как методом свободного падения, так и контролируемым спуском. На палубе ходового мостика по ПрБ установлена дежурная шлюпка с подвесным мотором, вместимостью 5 человек типа RB400 фирмы HATECKE. На палубе юта с ПрБ установлен спускаемый плот вместимостью 16 чел. Подъем и спуск дежурной шлюпки и спускаемого плота осуществляется краном типа GD-RRS-15/3.5 (SWL 15 кН) фирмы GÜRDESAN. На палубе ходового мостика с ЛБ установлен сбрасываемый плот вместимостью 16 чел., на палубе бака - сбрасываемый плот вместимостью 6 чел.

Состав средств связи предусмотрен в объеме требований Глобальной морской системы связи при бедствии и для обеспечения безопасности (ГМССБ) для морских районов A1+A2+A3, а также в реках. Комплекс

## *Теория и проектирование корабля и средств океанотехники*

современного судового радиооборудования обеспечивает связь при бедствиях и безопасность мореплавания, а также эксплуатационную связь общего назначения.

Гирокомпас с репитерами, главный магнитный компас, относительный лаг, эхолот, приемоиндикатор GPS, 2 основных и речной радиолокаторы, а также электронно-картографическая система ECS, регистратор данных рейса и АИС обеспечивают судоводителя и системы-потребители навигационной информацией.

Проведенные ходовые испытания показали исключительную маневренность судна (см. табл. 2) и хорошие ходовые качества (скорость переднего хода при использовании 100% максимальной длительной мощности 11,5 узлов, скорость заднего хода – 9,0 узлов).

Накопленный опыт и экономические результаты эксплуатации на перевозках мазута, печного топлива, дизельного топлива, сырой нефти, растительного масла первых двух судов серии полностью подтвердили принятые при разработке концепции новые решения.

*Таблица 2. Результаты маневренных испытаний головного судна «Армада Лидер»*

	Результаты испытаний на ЛБ	Результаты испытаний на ПрБ	Критерии ИМО
<b>Циркуляция</b>			
Выдвиг в длинах судна	2.60	2.60	4.5
Тактический диаметр	2.51	2.51	5
<b>Зиг-заг 10°/10°</b>			
первый угол зарыскивания		8.0°	17.7°
второй угол зарыскивания		13.0°	32.7°
<b>Зиг-заг 20°/20°</b>			
первый угол зарыскивания		17.0°	25°
<b>Начальная поворотливость</b>			
Расстояние в длинах судна	0.98	0.98	2.5
<b>Тормозная характеристика</b>			
Тормозной путь в длинах судна	2.39		15
<b>Условия загрузки судна: в полном грузу</b>			

## *Теория и проектирование корабля и средств океанотехники*

Несмотря на свои габариты и значительный коэффициент общей полноты суда пр. 005RST01 хорошо управлялись в стесненных условиях ВДРК, сократив продолжительность кругового рейса Волгоград - Керчь в среднем на 7-9% по сравнению с существующими судами, осуществляя перевозки большего количества груза, чем суда пр. P77 и 621 и без потерь ходового времени на морском участке (в ожидании благоприятного прогноза), как суда пр. 550А, имеющие наименьший из всех рассмотренных стандарт общей прочности.

Обоснованно выбранная мощность главных двигателей и развитая надстройка бака обеспечили мореходность в условиях волнения с высотой волны 3% обеспеченности 7,0 м. Потеря скорости в таких условиях не превышала 0,8-1,2 узла. Таким образом, была решена известная проблема несбалансированности корпусов ССП в отношении прочностных и мореходных качеств.

Основываясь на успешной эксплуатации танкеров проекта 005RST01, получив практическое подтверждение концепции «риск - ориентированное проектирование», Морское Инженерное Бюро разработало ряд проектов сухогрузных судов смешанного река-море плавания с винто-рулевыми колонками с корпусами, подобными корпусу т/х «Армада Лидер». В настоящее время головные суда этих проектов (пр. 006RSD02 типа «Надежда», пр. 005RSD03 типа «Карелия», пр. 006RSD05 типа «Палмали Трейдер») заложены на Волгоградском, Онежском (г. Петрозаводск) судостроительных заводах и судовой верфи «Ока» (г. Навашино).

### ЛИТЕРАТУРА

1. Андриевский М.И. Организация проектирования судов внутреннего плавания. – Л.: Судостроение, 1977. – 264 с.
2. Беляк Ю.Л. Освоение морских прибрежных районов судами внутреннего плавания. – М.: Транспорт, 1967. – 168 с.
3. Вицинский В.В., Страхов А.П. Основы проектирования судов внутреннего плавания. – Л.: Судостроение, 1970. – 454 с.
4. Егоров Г.В. Основные факторы, влияющие на надежность корпусов судов ограниченного района плавания // Прочность и техническая эксплуатация корпусов судов: Сб. научн. тр. БГАРФ. – Калининград, 1998. – Вып. 27. – С. 73 - 80.
5. Егоров Г.В. Исследование риска при эксплуатации судов смешанного плавания // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2000. – № 5 (371). – С. 49-59.
6. Егоров Г.В. Модернизация как способ продления срока службы и обеспечения безопасной эксплуатации существующих судов // Вісник ОДМУ. – Одеса: ОДМУ, 2002. – Вып.6. – С. 46 - 61.

7. Егоров Г.В. Снижение риска повреждений конструкций судов смешанного плавания в ледовых условиях // *Вісник ОНМУ. - Одеса: ОНМУ, 2002. - Вып.8. - С. 51 - 60.*
8. Егоров Г.В. Об учете «непроектных» состояний при оценке прочности корпусов проектируемых и существующих судов // *Зб. наук. праць УДМТУ. - Миколаїв: УДМТУ, 2002. - № 8 (386). - С. 23 - 30.*
9. Егоров Г.В. О возможности нормирования общей прочности корпусов судов с учетом влияния человеческого фактора // *Вісник ОНМУ. - Одеса: ОНМУ, 2003. - Вып. 11. - С. 3 - 15.*
10. Егоров Г.В. Использование теории риска при проектировании современных судов // *Проблемы техники. - 2003. - № 2. - С. 40 - 57.*
11. Егоров Г.В. Принципы создания нового поколения транспортных судов ограниченных районов плавания // *Сб. трудов 7 меж-дунар. конф. по судостроению, судоходству, оборудованию морских платформ и обеспечивающих их работу плавсредств, морская техника для освоения океана и шельфа «Нева 2003». - СПб, 2003. - С. 29 - 32.*
12. Егоров Г.В. Суда смешанного плавания нового поколения // *Сб. докладов 7 междунар. конф. «Эффективное формирование национальной сети международных транспортных коридоров». - Одесса, 2003. - С. 167 - 171.*
13. Малотоннажные сухогрузные суда дедевейтом до 6000 тонн морского, прибрежного и смешанного "река-море" плавания. Периодический информационный обзор – справочник развития мирового судоходства и морских транспортных судов. - СПб: ЦНИИМФ, 2000. – 70 с.
14. Проектирование судов внутреннего плавания / Н.К. Дормидонтов, В.Н. Анфимов, П.А. Мальный и др. – Л.: Судостроение, 1974. – 335 с.
15. Прочность судов смешанного плавания / Ф.Г. Кандель., И.Н. Галяхов, Ю.Н. Раскин, А.З. Фридлянский. - Л.: Судостроение, 1974. - 239 с.
16. Свечников О.И., Трянин И.И. Расчет и проектирование конструкций судов внутреннего плавания. - СПб: Судостроение, 1994. - 376 с.
17. Техничко-експлуатационные качества судов смешанного плавания / В.Н. Анфимов, В.И. Асиновский, Ю.Л. Беляк, А.Ф. Видецкий и др. / Под ред. А.Ф. Видецкого. - М.: Транспорт, 1974. - 272 с.

УДК 629.12.073

## О ПРИМЕНЕНИИ СПЕЦИАЛЬНЫХ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ В СОВРЕМЕННОЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ КАЧКИ

И. Ф. Давыдов

Трудно переоценить роль теоретических и экспериментальных методов в развитии современных средств оценки прочности и мореходности судов и плавучих инженерных сооружений, их устройств и систем. Повышение безопасности мореплавания, проектирование и строительство надежных и экономически эффективных современных судов традиционных и новых типов невозможно без совершенствования существующих и создания новых фундаментальных моделей взаимодействия плавучих инженерных сооружений с окружающей средой. Значительный прогресс достигнут в этой области за последние десятилетия. Современная теория качки является основой оценки не только мореходных качеств, но и волновых, а также усталостных нагрузок, действующих на корпусные конструкции в реальных условиях эксплуатации.

Долгие годы основой подавляющего большинства подобных исследований являлась линейная гидродинамическая теория качки удлиненного судна, использующая метод плоских сечений. В настоящее время этот подход и реализующие его вычислительные программы достигли весьма высокого уровня совершенства и, по существу, являются стандартными. В качестве иллюстрации можно привести выводы работы [1], авторам которой удалось успешно преодолеть ряд недостатков метода плоских сечений и продемонстрировать хорошее согласование расчетов распределения гидродинамических давлений и интегральных характеристик волновых нагрузок с экспериментальными данными. Разработанная теория [1] учитывает трехмерный эффект влияния скорости хода, связь по скоростям и ускорениям между всеми видами продольной качки, дифракцию волн в носовой оконечности. Вместе с тем, как отмечено в [2], методу плоских сечений присущ ряд органических ограничений и недостатков, связанных с пренебрежением пространственным характером обтекания корпуса. Все чаще для решения современных практических задач привлекаются более сложные модели взаимодействия плавучих объектов с окружающей их жидкостью, требующие в свою очередь применения весьма трудоемких численных процедур и, соответственно, существенного увеличения вычислительных мощностей.

Подробный перечень и анализ публикаций, посвященных различным аспектам проблемы оценки параметров качки и волновых нагрузок, приведен в докладах комитетов международного конгресса по

конструкциям судов и шельфовых сооружений [3, 4] и международной конференции опытовых бассейнов [5].

Обширный опыт применения автором и его коллегами по кафедре «Теория и проектирования корабля» ОНМУ современных методов оценки мореходности для решения практических задач проектирования судов, их устройств и систем [2, 6-10, 12-14], а также выводы экспертов представительных международных научных форумов [3-5] свидетельствуют о том, что, несмотря на очевидный прогресс, проблема надежной оценки параметров качки и волновых нагрузок, действующих на корпуса судов и плавучих инженерных сооружений, далека от своего полного практического разрешения.

Применительно к приложениям гидродинамической теории качки судна [3-5] можно выделить ряд направлений их практического совершенствования. К ним, в первую очередь, следует отнести применение моделей, учитывающих нелинейность по восстанавливающим силам, трехмерных моделей, учитывающих скорость хода и нелинейность граничного условия на свободной поверхности и, наконец, моделей, использующих прямое решение уравнений Навье-Стокса.

Более детальный анализ расчетных моделей [3, 4] позволяет сделать вывод о том, что использование трехмерных моделей и учет реальной формы надводной части корпуса (нелинейность по восстанавливающим силам), интегрирование давлений по мгновенной смоченной поверхности позволяют в значительной мере объяснить, например, различие волновых нагрузок при прогибе и перегибе корпуса. Дальнейшее улучшение моделей взаимодействия может производиться только за счет учета гидродинамических нелинейностей. Следует отметить, что решение нелинейной краевой задачи о колебаниях тела, плавающего на (или вблизи) поверхности тяжелой идеальной жидкости, в строгой постановке до настоящего времени наталкивается на непреодолимые трудности и в ближайшее время не будет получено. Поэтому подавляющее большинство усовершенствованных методов оценки параметров качки и волновых нагрузок учитывает только нелинейность граничного условия на свободной поверхности и на смоченной поверхности корпуса. Как правило, численное решение получают путем использования весьма сложных трехмерных функций Грина, либо распределения гидродинамических особенностей специального вида (источники Ранкина) по смоченной поверхности корпуса и свободной поверхности жидкости. При этом в случае использования функций Грина патологически увеличивается объем и сложность вычислений, а в случае использования источников Ранкина возникают неизбежные трудности с удовлетворением принципа излучения, учетом влияния скорости хода. Анализ публикаций показывает, что аналитические решения практических задач в значительной мере уступили свое место численным методам.

Среди иных численных методов следует особо выделить так называемые CFD-методы прямого решения уравнений Навье-Стокса (CFD – аббревиатура англоязычного термина computational fluid dynamics). Сегодня, без использования подобных методов трудно представить себе реальную практику предбассейновой отработки оптимальных судовых обводов. К сожалению, их использование для решения задач динамики судна в условиях реального волнения является перспективой будущего, поскольку требует чрезмерных вычислительных мощностей и, соответственно, временных затрат. Необходимо заметить, что с расширением области применения CFD-методов неизбежно возникнут вопросы, связанные с оценкой их адекватности. Достаточно давно специалистами в области теоретической гидромеханики рассматриваются вопросы разрешимости стационарных и нестационарных краевых задач для уравнений Навье-Стокса. Их исследования позволили выявить ряд несоответствий между математической моделью вязкой жидкости и реальными явлениями в ней. Так, например, в [15] при существенных градиентах скоростей предложено вместо уравнений Навье-Стокса использовать несколько иные, модифицированные уравнения. Для последних доказана однозначная разрешимость «в целом» начально-краевых задач и ряд других свойств, которыми наделяют уравнения Навье-Стокса, но доказать которые для последних пока не удастся. Повидимому, возможны и иные модификации. Так, или иначе, но подобные вопросы неотделимы от практики использования численных решений уравнений Навье-Стокса.

Учитывая эти обстоятельства, можно заключить, что классические методы решения задач динамики корабля не утратили своей актуальности. Проведенный анализ современного состояния проблемы свидетельствует о том, что в мировой практике существует определенный «перекосяк» в сторону численных методов, касающийся, например, построения решений краевых задач качки на основе использования пространственных функций Грина или источников Ранкина.

Применение хорошо разработанных методов асимптотической теории качки, позволяют получить строгие линейные решения, органично учитывающие, например, влияние скорости хода и пространственный характер обтекания при формулировке соответствующих краевых задач. Наиболее продуктивным из асимптотических методов для задач прочности и мореходности корабля является метод сращиваемых асимптотических разложений в специальной модификации, теоретически разработанной и практически обоснованной в работах Ю.Л. Воробьева и его научной школы. Метод широко апробирован в рамках математических моделей тонкого и удлиненного судна [2].

В работе [16] Ю.Л. Воробьевым, по сути, заложены основы для разработки гидродинамической теории качки широкого класса плавучих объектов, форма корпуса которых может быть идеализирована в рамках

# *Теория и проектирование корабля и средств океанотехники*

математической модели плоского судна. К ним, в первую очередь, следует отнести суда и плавучие объекты с большим отношением длины и ширины к осадке – суда смешанного и ограниченных районов плавания, плавучие доки, баржи и понтоны, суда для перевозки крупногабаритных и тяжеловесных грузов.

Настоящая работа посвящена предварительному анализу применимости гидродинамической теории качки плоского судна, разрабатываемой автором, для оценки характеристик прочности и мореходности. Ниже представлены результаты расчетов качки и волновых нагрузок трех объектов: плавучего дока, крупнотоннажного танкера и фидерного лихтеровоза, выполненные в рамках линейной теории. Результаты расчетов сопоставлены с данными экспериментальных исследований, выполненных в разные годы в известных исследовательских организациях – Ленинградском кораблестроительном институте (СССР) [17], Вагенингенском бассейне (Нидерланды) [18] и Стивенсонском технологическом институте (США) [19]. Подобный выбор был продиктован спецификой формы рассматриваемых объектов и отсутствием данных систематических испытаний, требованиями к надежности результатов и, наконец, ограниченностью доступа к архивам соответствующих исследовательских организаций. К сожалению, упомянутые исследования, выполнявшиеся с различной целью, содержат экспериментальные данные только о передаточных функциях качки и волновых нагрузок, что не дает возможности непосредственно сопоставить значения гидродинамических характеристик (присоединенные массы и коэффициенты демпфирования), но позволяет косвенно оценить степень пригодности теоретических результатов.

Характеристики объектов исследования представлены в табл. 1.

*Таблица 1. Расчетные характеристики объектов исследования*

Характеристика	Объект исследования		
	Плавучий док	Крупнотоннажный танкер	Фидерный лихтеровоз
Длина, м	140,0	273,0	141,2
Ширина, м	31,00	40,24	31,00
Высота борта, м	4,65*	21,60	15,45
Осадка, м	2,80	14,91	4,30
Коэффициент общей полноты	1,000	0,800	0,782
Продольный радиус инерции в долях длины судна	0,289	0,230	0,261
Поперечный радиус инерции в долях ширины судна	-	-	0,452

\* Указанное значение соответствует высоте борта до стпель-палубы



# Теория и проектирование корабля и средств океанотехники

Ниже на рис. 1 приведены результаты расчетов вертикальных волновых изгибающих моментов на миделе плавучего дока при различных курсовых углах относительно набегающего регулярного волнения, точками нанесены соответствующие экспериментальные данные.

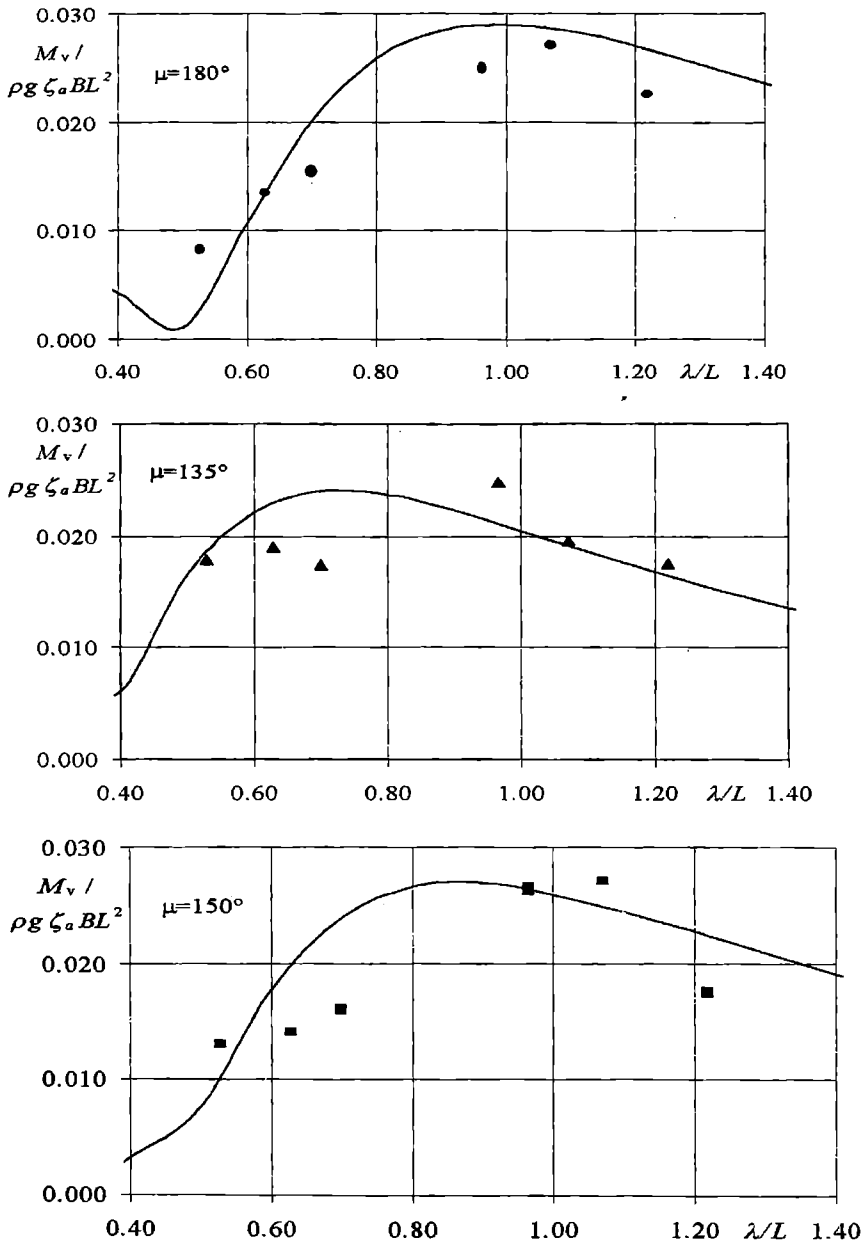
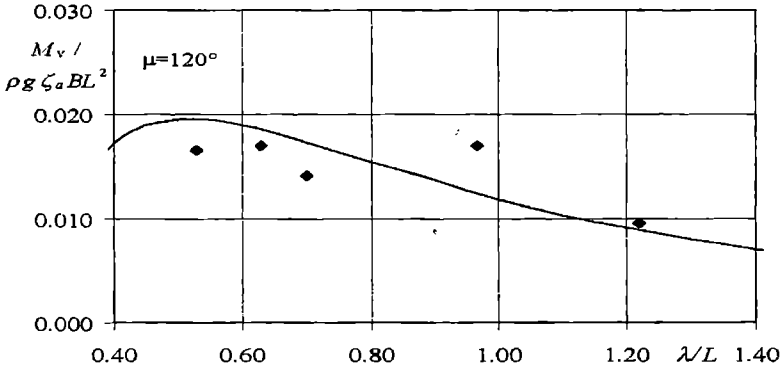
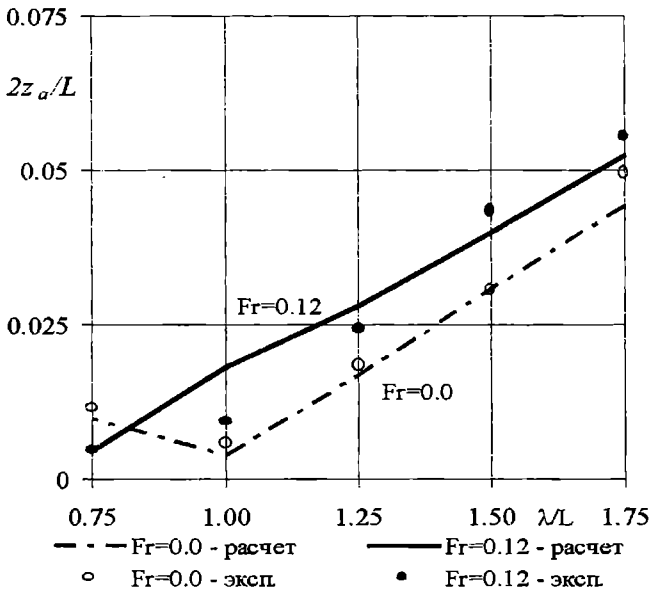


Рис. 1. Вертикальные волновые изгибающие моменты на миделе плавучего дока при различных курсовых углах

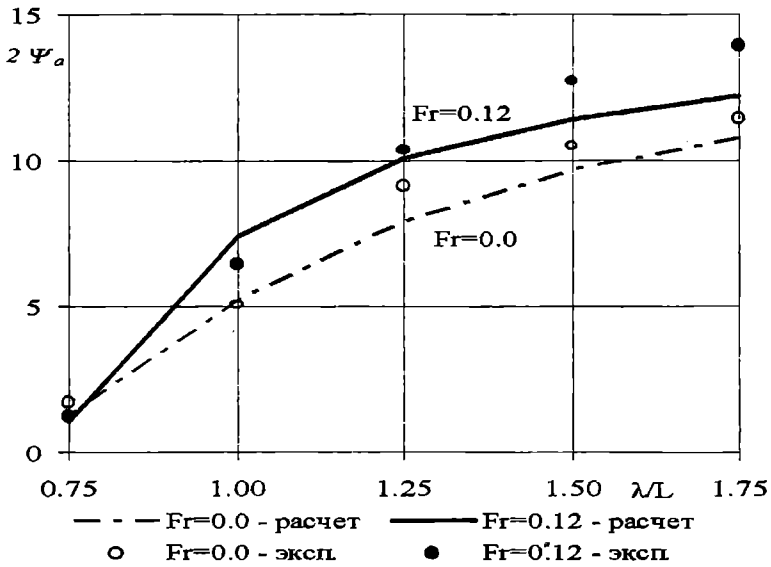


*Продолжение рис. 1*

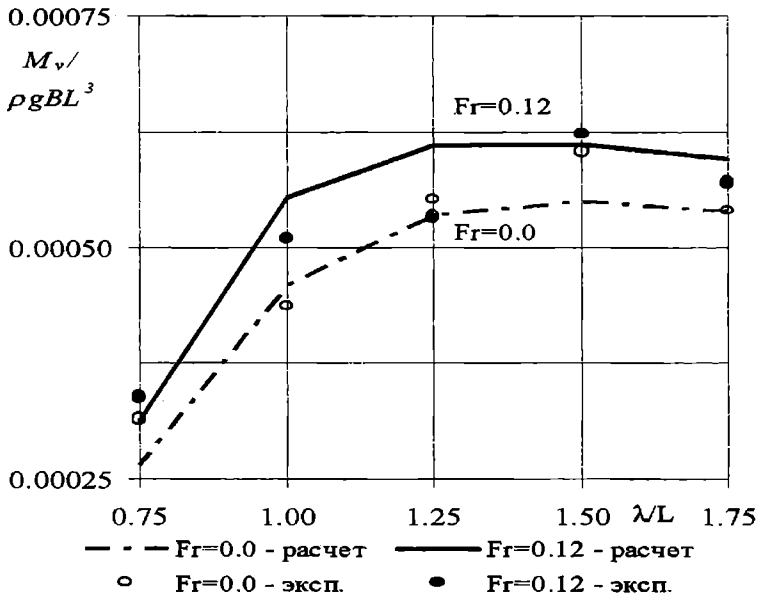
На рис. 2 и 3 приведены результаты расчетов и соответствующие экспериментальные данные размахов вертикальной и килевой качки танкера. На рис. 4 представлены данные расчетов и экспериментов для вертикального волнового изгибающего момента. Все результаты соответствуют условиям встречного регулярного волнения крутизной 0.04, при этом под крутизной понимается отношение высоты волны к ее длине. Поскольку расчеты выполнялись в рамках линейной теории, в качестве экспериментальных данных для изгибающего момента принималась полусумма значений на вершине и подошве волны.



*Рис. 2. Вертикальная качка танкера*



*Рис. 3. Килевая качка танкера*



*Рис. 4. Волновые изгибающие моменты танкера*

Результаты расчетов вертикальной и килевой качки лихтеровоза на встречном волнении, вертикальной и бортовой качки на волнении лагом представлены на рис. 5–8, соответственно. Там же приведены экспериментальные кривые, полученные в [18] путем обработки записей соответствующих процессов на нерегулярном волнении.

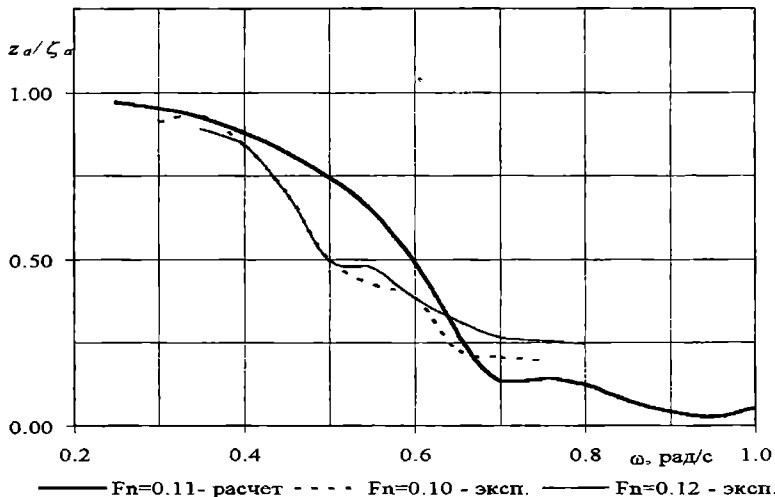


Рис. 5. Вертикальная качка лихтеровоза. Встречное волнение

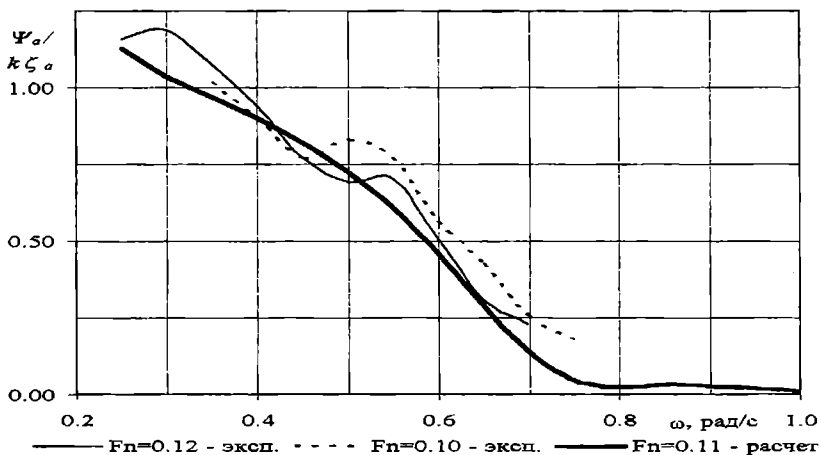
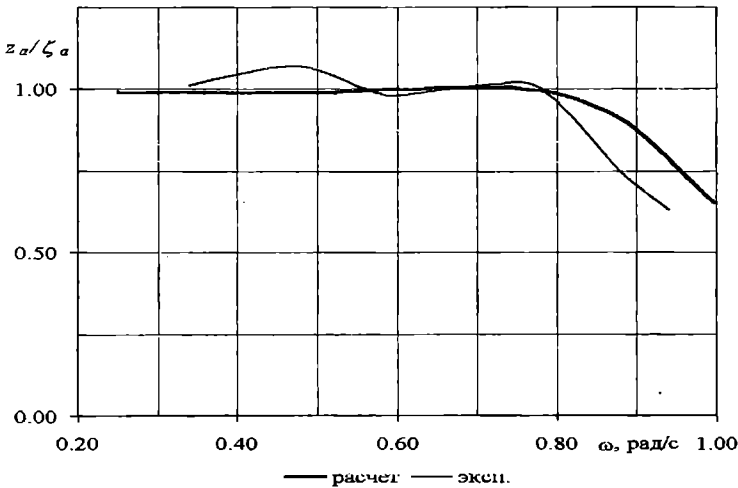


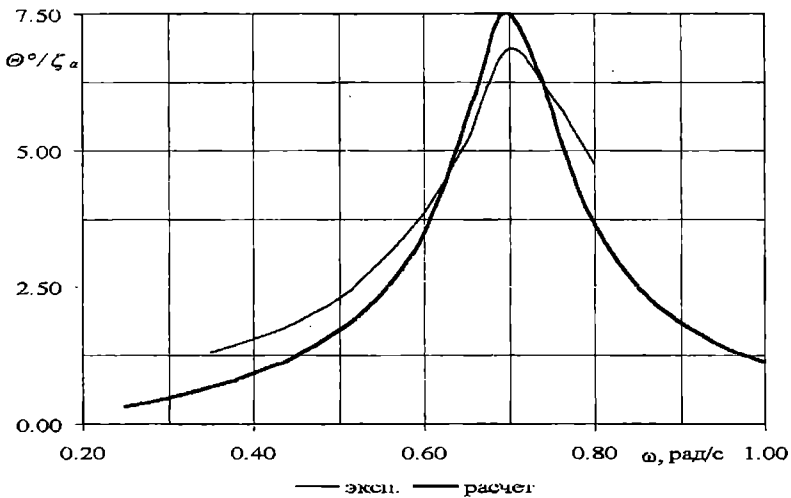
Рис. 6. Килевая качка лихтеровоза. Встречное волнение

Все представленные расчеты произведены с помощью системы программ, разработанной автором. Система позволяет производить численную оценку параметров качки и волновых нагрузок с использованием гидродинамических коэффициентов, рассчитанных различными способами. Так волновые нагрузки плавучего дока определялись с помощью гидродинамических коэффициентов,

полученных в результате решения задачи о качке плоского судна, для остальных объектов гидродинамические коэффициенты определялись по методу Франка.

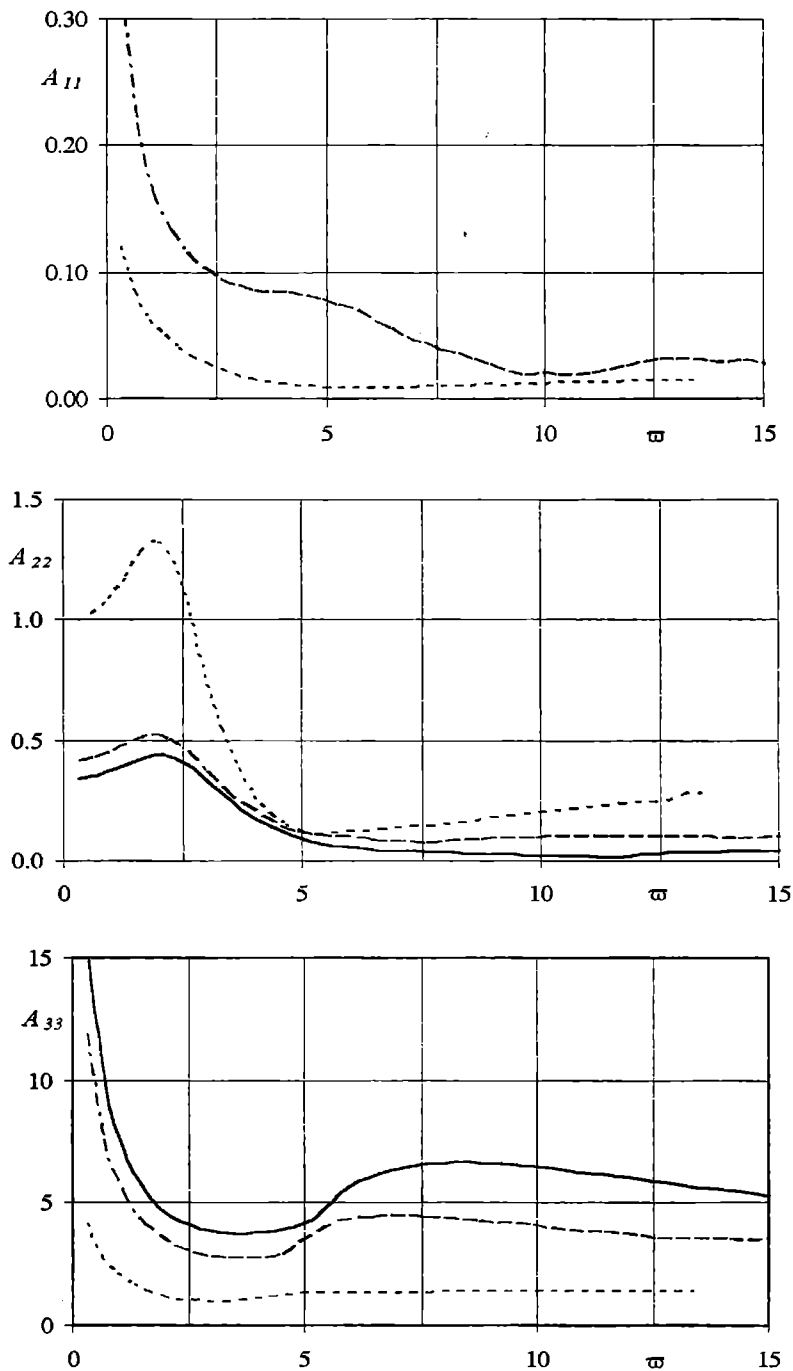


*Рис. 7. Вертикальная качка лихтеровоза. Волнение лагом*

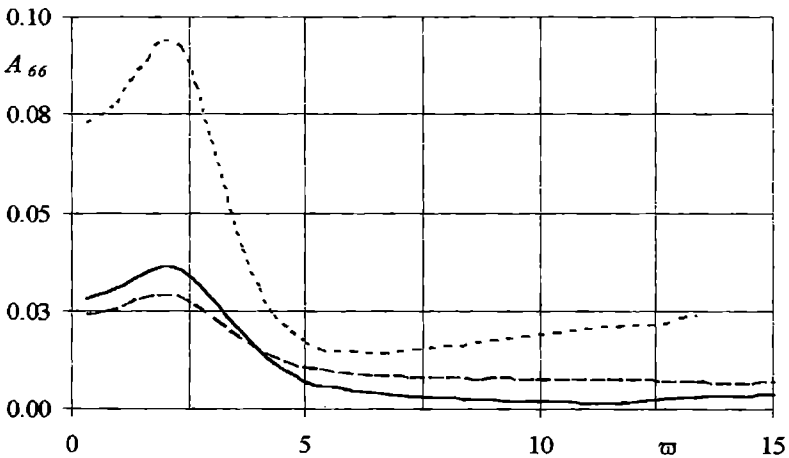
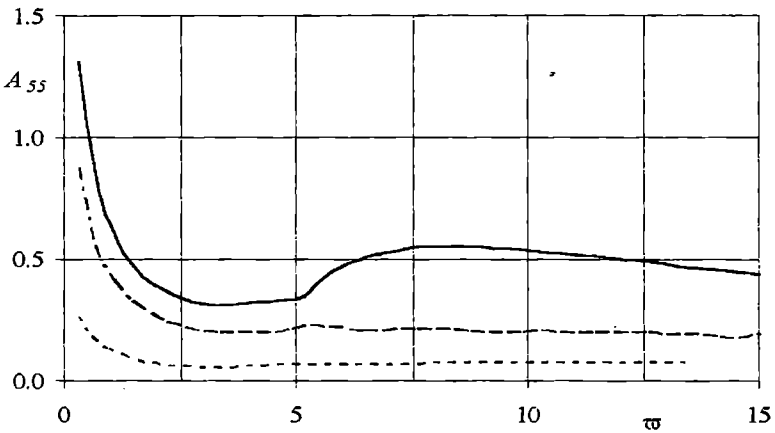
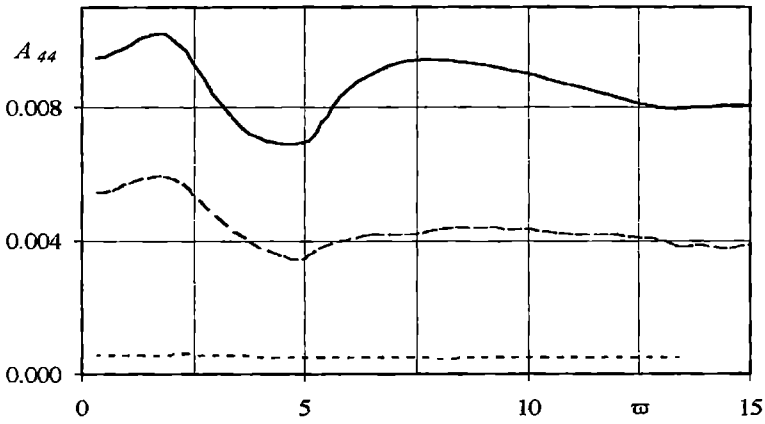


*Рис. 8. Бортовая качка лихтеровоза. Волнение лагом*

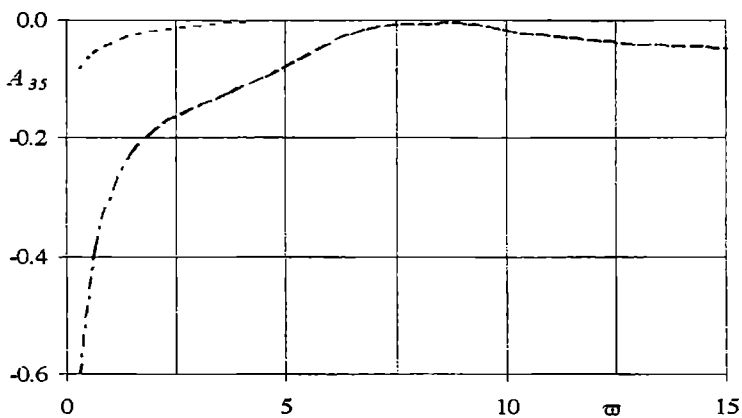
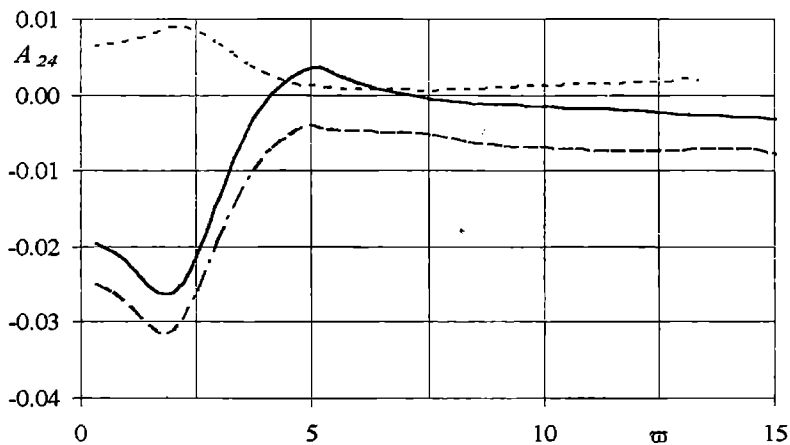
Результаты расчетов гидродинамических коэффициентов – безразмерных обобщенных присоединенных масс  $A_{ij}$  и коэффициентов демпфирования  $B_{ij}$  приведены на рис. 9 и 10 в зависимости от безразмерного частотного параметра  $\bar{\omega} = \omega \sqrt{\frac{L}{g}}$ .



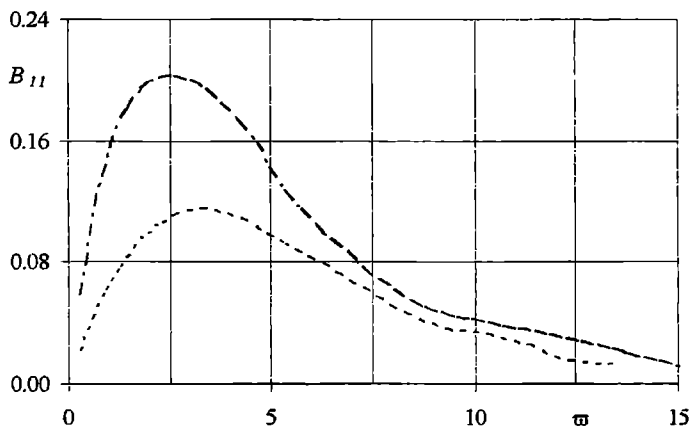
*Рис. 9. Безразмерные коэффициенты присоединенных масс исследованных объектов*



Продолжение рис. 9

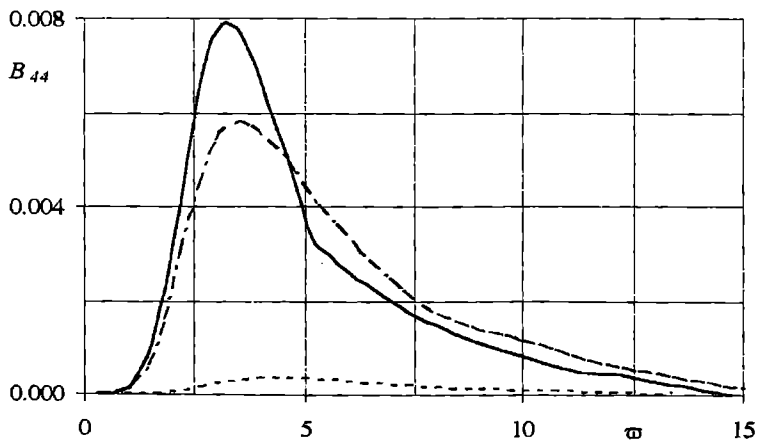
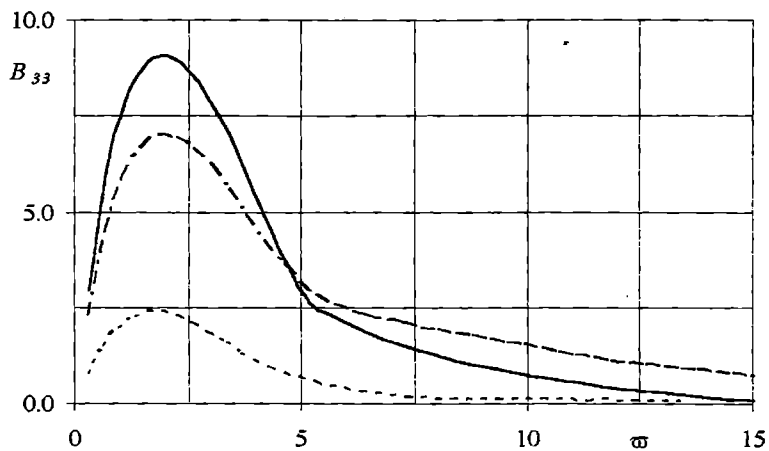
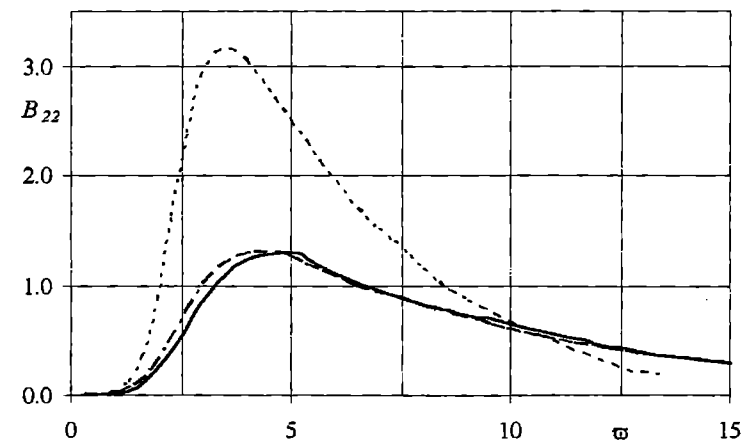


*Продолжение рис. 9*

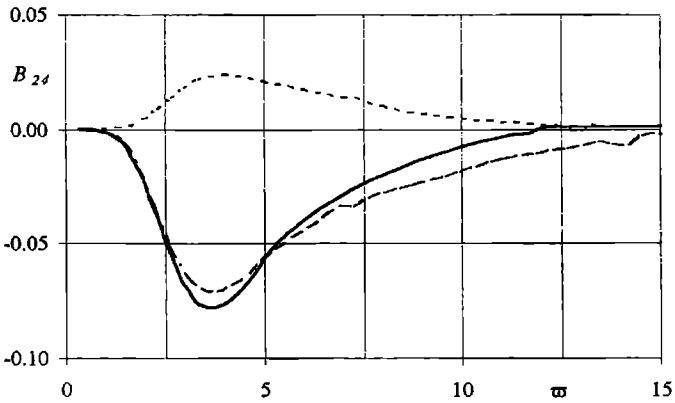
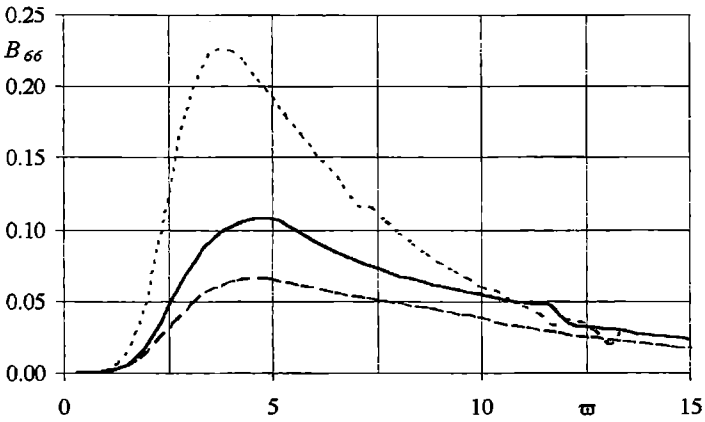
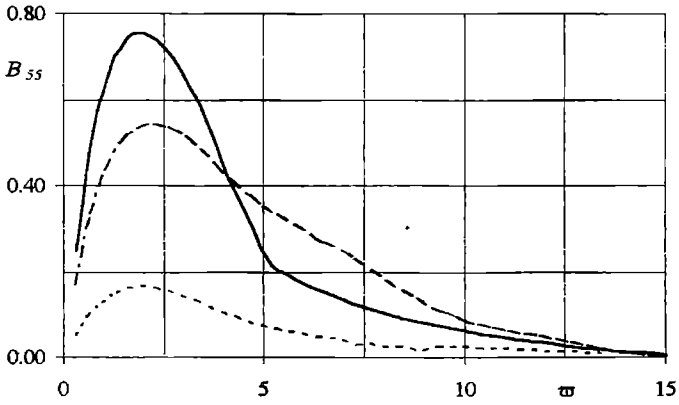


*Рис. 10. Безразмерные коэффициенты демпфирования исследованных объектов*

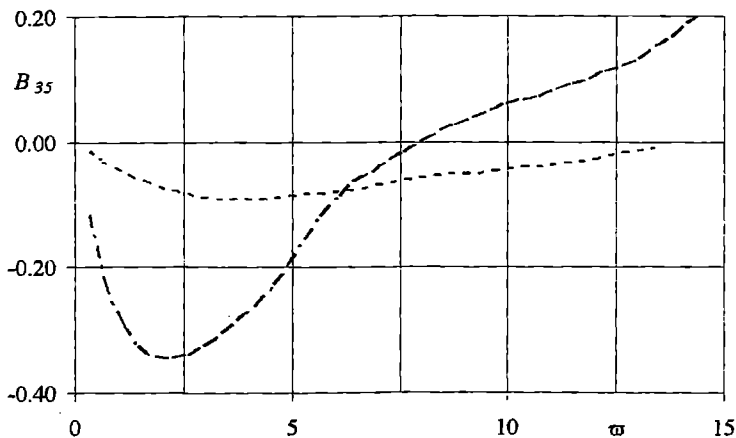




Продолжение рис. 10



*Продолжение рис. 10*



Продолжение рис. 10

Безразмерные коэффициенты присоединенных масс получены следующим образом:

при  $i = j = 1, 2, 3$  – делением присоединенных масс на массу судна  $M$ ;

при  $i = j = 4, 5, 6$  – делением присоединенных масс на  $ML^2$ ;

при  $ij = 35, 24$  – делением присоединенных масс на  $ML$ .

Безразмерные коэффициенты демпфирования получены аналогично присоединенным массам и дополнительным делением на размерный

фактор  $\sqrt{\frac{g}{L}}$ . Сплошные линии на этих рисунках соответствуют плавучему

доку, штрих-пунктирные – фидерному лихтеровозу; пунктирные – крупнотоннажному танкеру.

Анализ результатов расчетов позволяет заключить, что расчетные результаты в качественном и количественном отношении вполне удовлетворительно согласуются с данными экспериментальных исследований. Параметры качки лучше согласуются с экспериментом, чем соответствующие значения волновых изгибающих моментов, что, по-видимому, является следствием влияния нелинейных факторов. Сравнение результатов расчетов гидродинамических коэффициентов плавучего дока и фидерного лихтеровоза свидетельствует об их близости. Этот факт с учетом близости главных размерений объектов, удовлетворительного соответствия расчетных и экспериментальных значений вертикальных волновых изгибающих моментов плавучего дока на миделе свидетельствуют в пользу практической применимости математической модели плоского судна для оценки качки и волновых нагрузок. Следует заметить, что объема проведенных исследований недостаточно для окончательных выводов.

Пределы применимости гидродинамической теории качки плоского судна должны быть установлены на основе дальнейших теоретических исследований и подтверждены специальными модельными и, по возможности, натурными экспериментами.

В настоящее время автором получены обнадеживающие результаты в решении краевой задачи о продольной качке плоского судна на глубокой воде с учетом скорости хода. В опытовом бассейне кафедры «Теория и проектирования корабля» спланированы и подготовлены обширные экспериментальные исследования гидродинамических коэффициентов, возмущающих сил, кинематических характеристик качки, вертикальных волновых изгибающих моментов модели судна пр. 005RST001. Проект судна разработан Морским Инженерным Бюро (г. Одесса). Головное судно пр. 005RST001 – т/х «Армада Лидер» находится в эксплуатации с сентября 2002 г. Программой модельных испытаний предусмотрены исследования влияния скорости хода, курсового угла и мелководья. Предусмотрено также экспериментальное исследование ходкости на регулярном волнении. С проектантом и судовладельцем достигнута предварительная договоренность о проведении натуральных исследований мореходности.

### ЛИТЕРАТУРА

1. *Kashiwagi, M., Mizokami, S., Yasukawa, H., Fukushima, Y. "Prediction of Wave Pressure and Loads on Actual Ships by the Enhanced Unified Theory" Proceedings of 25<sup>th</sup> Symposium on Naval Hydrodynamics, Val de Reuil, France, 2000.*
2. *Воробьев Ю.Л. Гидродинамика судна в стесненном фарватере. – СПб.: Судостроение, 1992. – 224 с.*
3. *Report of Technical Committee I.2: Loads. Proceedings of 15<sup>th</sup> ISSC. Vol. 1, San Diego, USA, 2003.*
4. *Report of Technical Committee VI.2: Fatigue Loading. Proceedings of 15<sup>th</sup> ISSC. Vol. 2, San Diego, USA, 2003.*
5. *Report of the Loads and Responses Committee. Proceedings of 23<sup>rd</sup> ITTC. Vol. 1, 2002.*
6. *Гулиев Ю.М., Давыдов И.Ф., Элис Я.М. Система программ для определения характеристик мореходности судов и плавучих сооружений // 13-й научно-методологический семинар по гидродинамике судна. Конф. по вычислит. технике и научному приборостроению в гидродинамике судна. – Варна, 1984. –Т.1. Доклад 33.*
7. *Guliev J.M., Davidov I.F. Practical Estimation of Safe Ship Speed in Waves. Proceedings Jubilee 15<sup>th</sup> Session SMSSH. Vol. 2. Varna, 1986. Report No. 7.*

8. Guliev J.M., Davidov I.F., Shepeta V.F. Design of Sea-Going Dry-Cargo Ships with Regard to their Seakeeping Characteristics. Proceedings PRADS'89. Vol. 4, Varna, Bulgaria, Paper 151.
9. 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 «Мортехинформреклама», 1990. – С. 16-21.
10. Давыдов И.Ф. Оценка параметров бортовой качки судов смешанного плавания в условиях реального морского волнения. // Труды междунар. НТК "Проблемы прочности и эксплуатационной надежности судов" ПЭНС 99. – Владивосток: ДВГТУ, 1999. – С. 221-227.
11. Давыдов И.Ф., Ворона О.А. Заливаемость судов смешанного плавания на волнении. // Труды междунар. НТК "Проблемы прочности и эксплуатационной надежности судов" ПЭНС 99. – Владивосток: ДВГТУ, 1999. – С. 227-233.
12. Давыдов И.Ф. Оценка волновых нагрузок, действующих на корпус судов смешанного плавания на реальном морском волнении // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 1998. – № 3 (358). – С. 59-65.
13. Давыдов И.Ф. Оценка характеристик мореходности судов смешанного плавания на реальном морском волнении // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 1998. – № 3 (358). – С. 65-77.
14. Воробьев Ю.Л., Баскаков С.Н., Давыдов И.Ф. Гидродинамические задачи о качке прямобортных понтонов // Вісник ОНМУ. – 2001. – №8. – С. 8-23.
15. Ладыженская О.А. Математические вопросы динамики вязкой несжимаемой жидкости. – М.: Наука, 1970. – 288 с.
16. Воробьев Ю.Л. Потенциал скоростей при вертикальной качке плоского судна, плавающего без хода на глубокой воде // Вісник ОДМУ. – 1999. – №3. – С. 3-19.
17. Исследование вопроса о возможности океанской буксировки железобетонных доков грузоподъемностью 6500 т без разрезки на секции. (Отчет по теме X-490-III). Ленинградский кораблестроительный институт (ЛКИ). Руководитель темы В.В. Козляков, Ленинград, 1960. – 52 с.
18. Dalzell J.F. An Investigation of Midship Bending Moments Experienced in Extreme Regular Waves by Models of a Tanker and a Destroyer. Publication No. SSC-156. 1963.
19. Seakeeping Tests for a 145 m Dockship. Report No. 04525-1-ZT. NSMB.

УДК 629.124.74:622.242

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ  
ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КАЧКИ МОДЕЛИ  
СПБУ МЕТОДОМ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ**

**Н.В.Ефремова**

Экономическая независимость Украины в значительной степени зависит от развития нефтегазового комплекса. Национальная программа "Нафта і газ України до 2010 року" предусматривает увеличение добычи нефти и газа как на старых, так и на новых месторождениях. Поскольку в украинском секторе Черного и Азовского морей расположены 60 нефтяных и газовых месторождений (из разведанных 305, имеющихся в Украине согласно [3]), очевидна необходимость увеличения объемов как эксплуатационного, так и разведочно-поискового бурения.

Глубина акватории в районах северо-западной части Черного моря и вокруг полуострова Крым (севернее г. Евпатория) не превышает 100 м. Для разведочно-поискового бурения на таких глубинах чаще всего согласно [2, 5, 7] применяют самоподъемные плавучие буровые установки (СПБУ). Их строительная и эксплуатационная стоимость ниже, чем у других типов буровых установок. По данным [6] в августе 2002 года из 488 эксплуатирующихся буровых установок СПБУ составляли 311.

Особенностью архитектуры СПБУ является высокое расположение центра тяжести над ватерлинией при плавании с поднятыми колоннами. Поскольку транспортировка СПБУ и постановка на точку бурения происходит в сложных гидрометеоусловиях, определение характеристик качки объекта для оценки его остойчивости и прочности является весьма актуальной задачей. Наличие опорных колонн существенно усложняет исследование волнового поля вокруг СПБУ, поскольку согласно [1] при обтекании потоком жидкости группы цилиндрических препятствий необходимо учитывать влияние каждого из них. Расчет гидродинамических коэффициентов качки в этих условиях существенно сложнее, чем для тел обычных судовых форм. Согласно [2] в современной инженерной практике чаще всего характеристики качки СПБУ оценивают экспериментально.

Целью данной работы является определение присоединенных масс (моментов инерции) и коэффициентов демпфирования при поперечно-горизонтальных, вертикальных, бортовых и килевых колебаниях модели СПБУ. В опытовом бассейне ОНМУ модифицирована штатная экспериментальная установка [4], позволяющая косвенным методом определять обобщенные присоединенные массы и соответствующие коэффициенты демпфирования моделей, совершающих вынужденные колебания на тихой воде.

Схема установки представлена на рис.1. Модель 1 через пилоны 4 приводится в движение электродвигателем 8, установленным на тележке 6. Вращение электродвигателя 8 через редуктор 9 с помощью кулисных механизмов 5 преобразуются в возвратно-поступательное движение пилонов 4 по гармоническому закону. Конструкция кулисных механизмов такова, что пилоны могут совершать вертикальные или горизонтальные колебания с заданными амплитудой и сдвигом фазы одного пилона по отношению к другому. Таким образом модель может совершать вертикальную, килевую, бортовую качку, комбинацию вертикальной и килевой качки, поперечно-горизонтальные колебания, рыскание и комбинацию поперечно-горизонтальных колебаний с рысканием. Между пилонами и моделью установлен двухкомпонентный динамометр 2 тензометрического типа. Кроме того, на тележке располагается специальный переключатель 10, приводящийся в движение от вала кулисы, и тензоусилитель 11.

Сигналы с датчиков 3 динамометра 2, пропорциональные силам  $F_H(t)$  и  $F_K(t)$ , подаются на тензоусилитель 11, затем на аналого-цифровой преобразователь 12. Регистрация и обработка результирующих процессов производятся на ПЭВМ, для этого создана специальная программа.

Дифференциальные уравнения вынужденных колебаний модели имеют вид

$$\begin{aligned} (M + \lambda_{33})\ddot{z} + \mu_{33}\dot{z} + \rho g S z &= F_3 \cos(\omega t + \alpha_3); \\ (I_Y + \lambda_{55})\ddot{\psi} + \mu_{55}\dot{\psi} + \rho g I_Y^* \psi &= F_5 \cos(\omega t + \alpha_5); \\ (M + \lambda_{22})\ddot{y} + \mu_{22}\dot{y} &= F_2 \cos(\omega t + \alpha_2); \\ (I_X + \lambda_{44})\ddot{\theta} + \mu_{44}\dot{\theta} + \rho g I_X^* \theta &= F_4 \cos(\omega t + \alpha_4), \end{aligned} \quad (1)$$

где  $M$  - масса модели;

$I_X, I_Y$  - моменты инерции масс модели относительно соответствующих координатных осей,  $i=1-4$ ;

$\lambda_{ii}, \mu_{ii}$  обобщенные присоединенные массы и соответствующие коэффициенты демпфирования;

$S$  - площадь ватерлинии;

$I_X^*, I_Y^*$  - моменты инерции площади ватерлинии относительно соответствующих осей;

$F_i$  - амплитуды возмущающих сил (моментов);

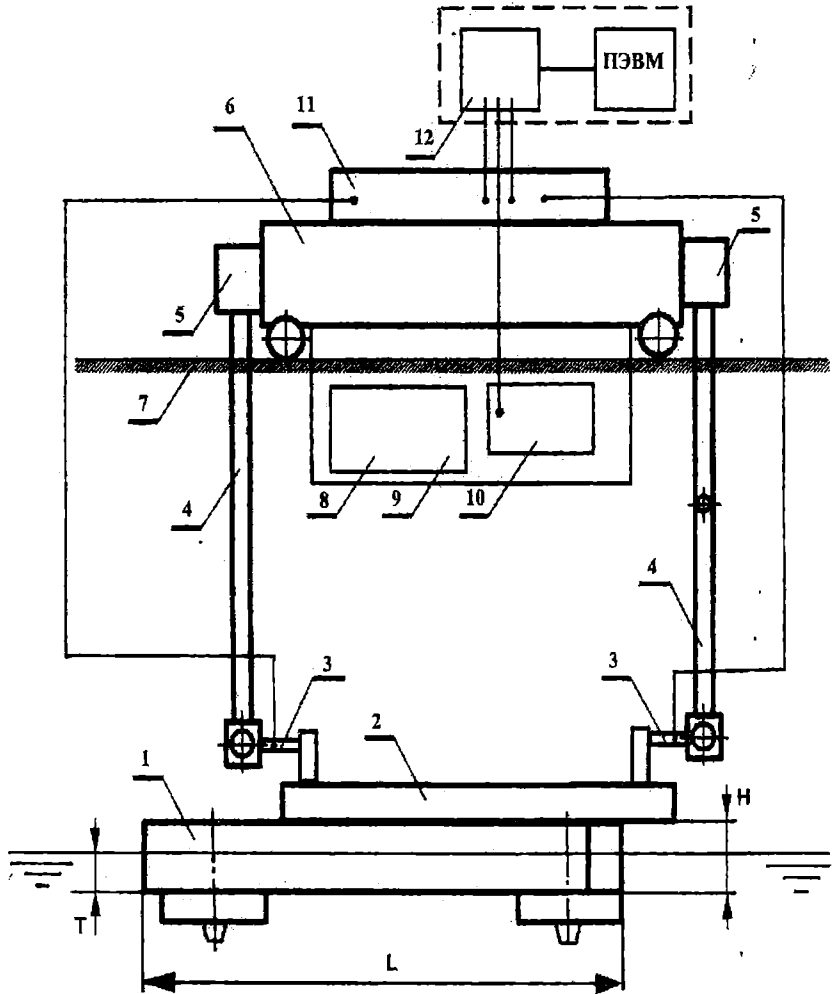
$\omega$  - частота вынужденных колебаний;

$\alpha_i$  - угол сдвига фаз между возмущающими силами (моментами) и соответствующими колебаниями модели.

Мгновенные значения вертикальных и угловых перемещений модели представляются в виде

$$z = z_0 \cos \omega t; \quad \psi = \psi_0 \cos \omega t; \quad (2)$$

$$y = y_0 \cos \omega t; \quad \theta = \theta_0 \cos \omega t.$$



*Рис. 1. Схема экспериментальной установки*

Подставляя в уравнения (1) мгновенные значения перемещений, их первые и вторые производные, получаем следующие выражения для гидродинамических коэффициентов:



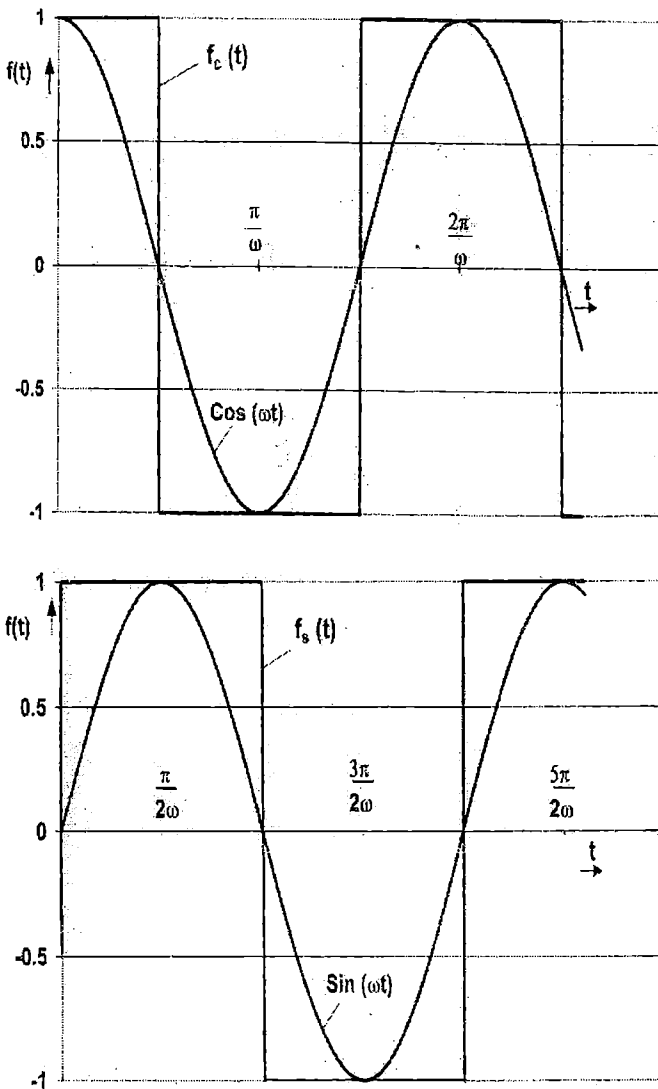
$$\begin{aligned}
 \lambda_{33} &= \frac{\rho g S z_0 - F_3 \text{Cos} \alpha_3}{\omega^2 z_0} - M; & \mu_{33} &= \frac{F_3 \text{Sin} \alpha_3}{\omega z_0}; \\
 \lambda_{55} &= \frac{\rho g I_Y^* \psi_0 - F_5 \text{Cos} \alpha_5}{\omega^2 \psi_0} - I_Y; & \mu_{55} &= \frac{F_5 \text{Sin} \alpha_5}{\omega \psi_0}; \\
 \lambda_{22} &= \frac{-F_2 \text{Cos} \alpha_2}{\omega^2 y_0} - M; & \mu_{22} &= \frac{F_2 \text{Sin} \alpha_2}{\omega y_0}; \\
 \lambda_{44} &= \frac{\rho g I_X^* \theta_0 - F_4 \text{Cos} \alpha_4}{\omega^2 \theta_0} - I_X; & \mu_{44} &= \frac{F_4 \text{Sin} \alpha_4}{\omega \theta_0}.
 \end{aligned} \tag{3}$$

Из выражений (3) следует, что для определения искомых гидродинамических коэффициентов необходимо измерить как амплитуды возмущающих сил (моментов), так и соответствующие углы сдвига фаз. Для этого выполним преобразования правых частей уравнений (1) – умножим их на вспомогательные функции  $f_C(t)$  и  $f_S(t)$  и проинтегрируем за целое число периодов. Тогда для вертикальных колебаний при  $f_C(t) = \text{Cos} \omega t$  и  $f_S(t) = \text{Sin} \omega t$  получим

$$\begin{aligned}
 \int_0^{2\pi/\omega} F_3 \text{Cos}(\omega t + \alpha_3) \text{Cos} \omega t dt &= \frac{\pi n}{\omega} F_3 \text{Cos} \alpha_3; \\
 \int_0^{2\pi/\omega} F_3 \text{Cos}(\omega t + \alpha_3) \text{Sin} \omega t dt &= -\frac{\pi n}{\omega} F_3 \text{Sin} \alpha_3; \quad n=1, 2, \dots
 \end{aligned} \tag{4}$$

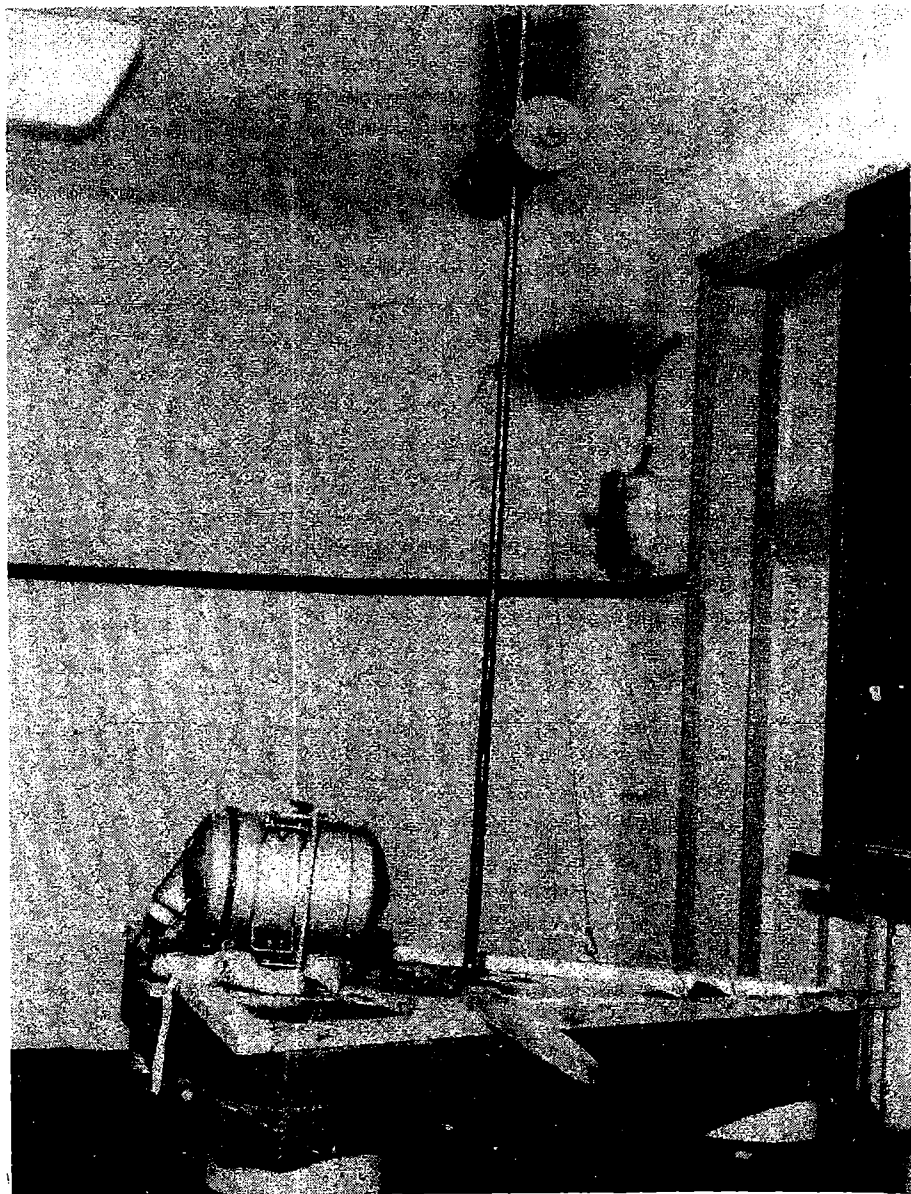
Аналогичные выражения можно получить для других видов колебаний. Следует учесть, что вспомогательные функции не обязательно должны быть синусоидальными, это могут быть любые другие периодические функции периода  $2\pi/\omega$ , но при этом в правых частях выражений (4) и аналогичных им для других видов колебаний будут другие коэффициенты. Наиболее простые функции представлены на рис.2, при этом коэффициент  $\pi n/\omega$  меняется на  $4\pi/\omega$ . Вспомогательные функции данного вида получаются с помощью специального переключателя 10.

В качестве объекта исследования была выбрана СПБУ "Каспий-100", треугольная в плане, с тремя опорами, предназначенная для бурения на глубине моря до 100 м. Модель в масштабе 1:75 изготовлена из пенопласта и покрыта сплавом воска с парафином. Водоизмещение модели  $D = 0,035$  т, ее главные размерения:  $L = 0,935$  м,  $H = 0,117$  м,  $B = 1,08$  м;  $T = 0,057$  м.



*Рис. 2. Вспомогательные функции*

Положение центра тяжести модели по высоте, пересчитанное с натуры, моделировалось при помощи балансировочного груза на рейке (рис.3). Определялись гидродинамические коэффициенты качки при вертикальных, килевых, поперечно-горизонтальных и бортовых колебаниях. Амплитуда перемещений пилонов для всех видов колебаний была принята одинаковой, равной 0,005 м. В результате динамической тарировки модели в воздухе (рис. 3) для данной загрузки определены моменты инерции масс относительно осей  $x$  и  $y$ .



*Рис. 3. Динамическая тарировка модели в воздухе*

По результатам экспериментов построены графики зависимостей обобщенных присоединенных масс и коэффициентов демпфирования (рис. 4, 5) от частоты  $\omega$ . Гидродинамические коэффициенты представлены ниже.

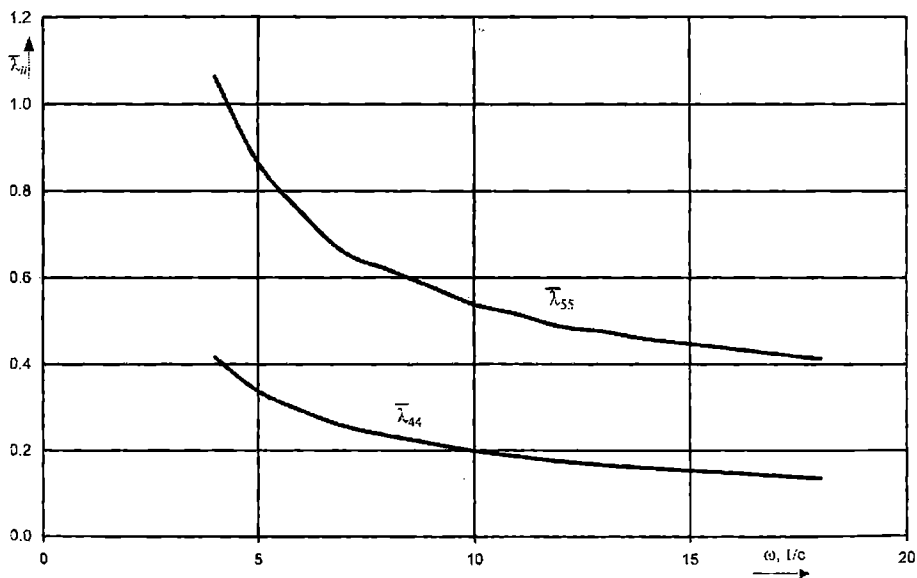
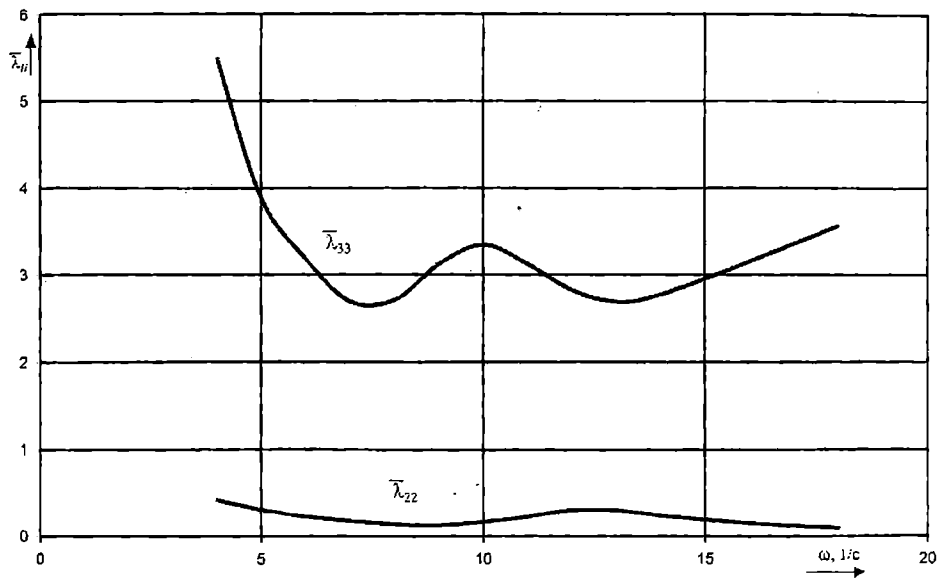


Рис. 4. Обобщенные присоединенные массы

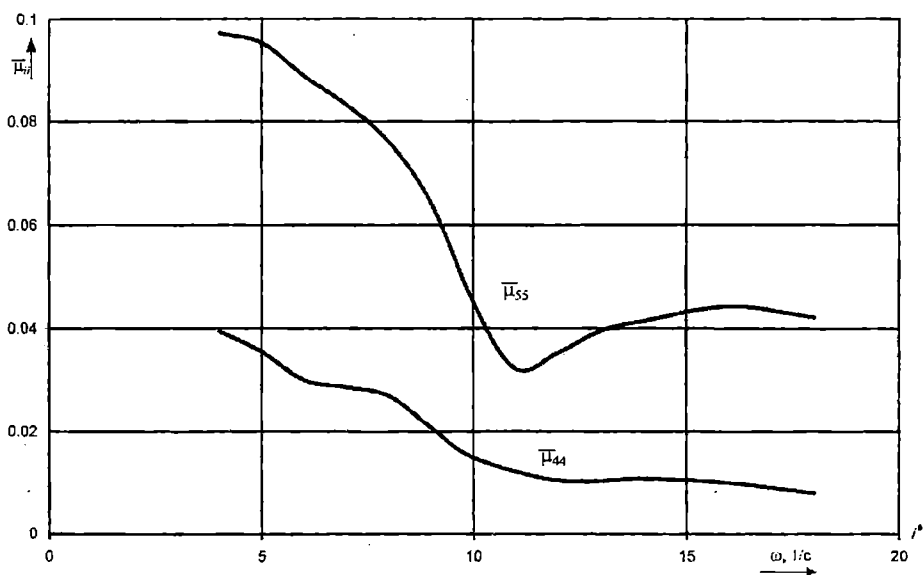
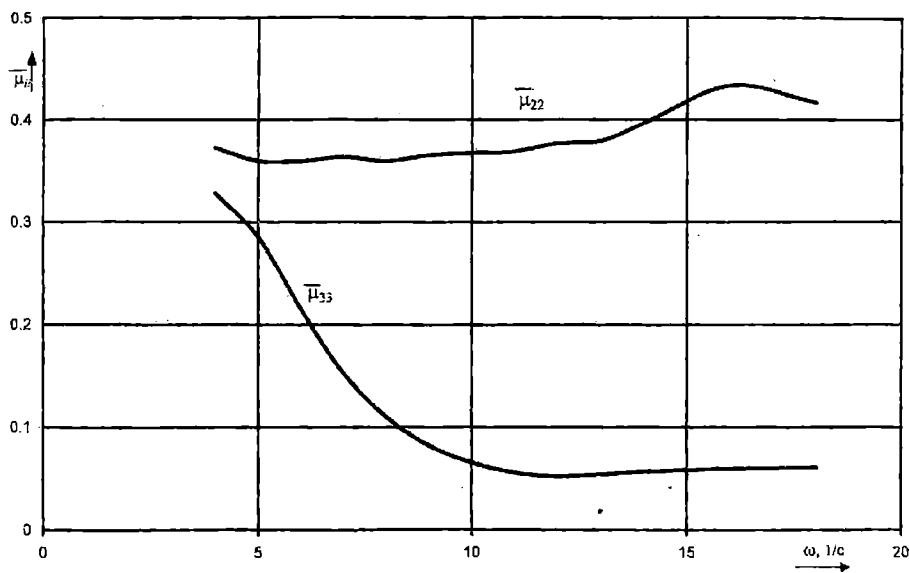


Рис. 5. Коэффициенты демпфирования

$$\bar{\lambda}_{ii} = \frac{\lambda_{ii}}{\rho V}; \quad \bar{\mu}_{ii} = \frac{\mu_{ii}}{\rho V \omega}; \quad (i = 2, 3);$$

$$\bar{\lambda}_{ii} = \frac{\lambda_{ii}}{\rho V L^2}; \quad \bar{\mu}_{ii} = \frac{\mu_{ii}}{\rho V \omega L^2}; \quad (i = 4, 5),$$

где  $\rho$  - плотность воды;

$L$  - длина модели;

$V$  - объемное водоизмещение модели.

Полученные в результате экспериментов значения обобщенных присоединенных масс и коэффициентов демпфирования для данного объекта не могут быть определены теоретическим путем из-за отсутствия соответствующих расчетных методик. Следует учесть, что кроме приведенных в настоящей работе гидродинамических коэффициентов на данной установке можно определить еще коэффициенты связи  $\lambda_{35}, \mu_{35}, \lambda_{26}, \mu_{26}$ . Результаты экспериментов могут быть использованы для расчета кинематических характеристик качки.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Бреббиа К., Уокер С. Динамика морских сооружений: Пер. с англ. – Л.: Судостроение, 1983. – 232 с.
2. Воробйов Ю.Л., Баскаков С.М. Техніка освоєння континентального шельфу. – Одеса: ОНМУ, 2003. – 108 с.
3. Данилюк М.О. Формування нових господарських відносин у нафтогазовому комплексі України: Дис... докт.економ.наук: 08.06.02. – Львів, 1999. – 370 с.
4. Кириллов В.Н., Демидюк А.В., Тонюк В.И. Экспериментальная установка для исследования гидродинамических характеристик продольной качки моделей судов. // Вісник ОДМУ. - 1998. – №1. – С. 90-93.
5. Лобанов В.А. Справочник по технике освоения океана: – Л.: Судостроение, 1983. – 288 с.
6. Портной А.С., Разуваев В.Н. Мировой опыт развития техники для освоения шельфа // Морской вестник. – 2003. – №1(5). – С.63-66.
7. Справочник по теории корабля: В 3 томах/Под ред. Я.И. Войткунского. – Л.: Судостроение, 1985. –Т.2. Статика судов. Качка судов. – 440 с.
8. Хаскинд М.Д. Гидродинамическая теория качки корабля. – М.: Наука, 1973. – 327 с.

УДК 629.127.4

## ВПЛИВ КУТА АТАКИ НЕСУЧОЇ ПОВЕРХНІ ПІДЙОМНОГО ПІДВОДНОГО АПАРАТА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ БУКСИРОВАНОЇ СИСТЕМИ

Ж.Ю. Буруніна

При проектуванні підводної буксированої системи (ПБС) однією з головних розрахункових задач є задача визначення гідродинамічних сил, що виникають на її елементах – підводному буксированому апараті (ПБА) та на кабель-буксирі (КБ) [6]. КБ характеризується діаметром  $d$ , гідродинамічними коефіцієнтами  $C_n, C_t, C_b$ , лінійною вагою у воді  $p$  [2]. Особливості розрахунку гідродинамічних сил, що виникають на КБ, детально розглянуті в [1, 4, 5]. Гідродинамічні сили, що виникають на ПБА, як правило, визначаються двома основними складовими – силами, що виникають на несучих поверхнях (НП), та силами, що утворюються на корпусі самого ПБА.

Несуча поверхня – це основний силовий та конструктивний елемент ПБА, який виносить його на задану висоту буксирування, долаючи при цьому гідродинамічний опір КБ та самого ПБА. Тому сили, які виникають на НП – це основні сили, які враховуються при проектних розрахунках ПБА. НП характеризується профілем, формою у плані, розмахом, хордою, площею, відносним подовженням  $\lambda$  та гідродинамічними коефіцієнтами підйомної сили  $C_z$  і лобового опору  $C_x$  [6]. Ці коефіцієнти прийнято представляти у вигляді залежностей від кута атаки  $\alpha$ , тобто поляр.

На попередньому етапі проектування задаються швидкістю  $v_T$ , глибиною буксирування  $z$ , профілем та полярою НП, яку при необхідності перераховують на потрібне значення  $\lambda$ . Полярю ПБА у цілому одержують шляхом перерахунку поляри НП з урахуванням опору корпусу ПБА, який має значний лобовий опір і незначну підйомну силу.

При такій постановці проектної задачі необхідно визначити кут атаки  $\alpha$  НП як одну з основних характеристик ПБА. Очевидно, що проектні характеристики ПБС, такі як модуль вектору натягу  $T$  та кут  $\alpha_A$  на ходовому кінці КБ, модуль вектору натягу  $Q$  та кут  $\alpha_0$  на корінному кінці КБ, координати  $x, y, z$  ПБА відносно СБ та довжина  $L$  попущеної частини КБ, у загальному випадку, залежать від кута атаки НП  $\alpha$ , для правильного вибору його робочого значення, згідно [6], необхідно прорахувати ряд варіантів, починаючи з найбільш вигідного кута атаки до значення, яке відповідає коефіцієнту  $C_z = (0,85 \div 0,95)C_{z \max}$ .

У науково-технічній літературі [6, 7] досить повно розглянуті питання проектування ПБС та їх елементів, наведено перелік та послідовність розрахунків. Основним методом таких розрахунків є

послідовний і досить складний порядок обчислень. Так, у [6] наводяться алгоритми гідродинамічних розрахунків окремо ПБА та рівноваги КБ, але відсутні алгоритми розрахунків буксированої системи у цілому. Тому актуальною є задача отримання залежностей між кутом атаки НП  $\alpha$  та характеристиками ПБС у формі, придатній для багатоваріантних оптимізаційних проектних розрахунків. Задача розглянута для конкретної поляри НП – крила з профілем НАСА-2412 при відносному подовженні  $\lambda = 2$  (див. рис.1). При цьому були прийняті такі умови: розглядається квазістаціонарний режим буксирування ПБС, поперечний переріз КБ – круг. КБ має такі характеристики:  $p = 0$ ,  $d = 13,3$  мм,  $C_n = 1,0$ ,  $C_t = 0,003$ ;  $C_b = 0$ . Швидкість набігаючого потоку задана  $v_T = 2$  м/с, глибина ходу судна-буксирувальника відносно ПБА  $z = 99$  м. Обчислювальний експеримент реалізовано на основі алгоритму, який запропоновано в [2]. Розрахунки виконувались з використанням пакету прикладних програм «MathCad 2000 Professional», чисельним методом Рунге-Кутта з адаптивним кроком.

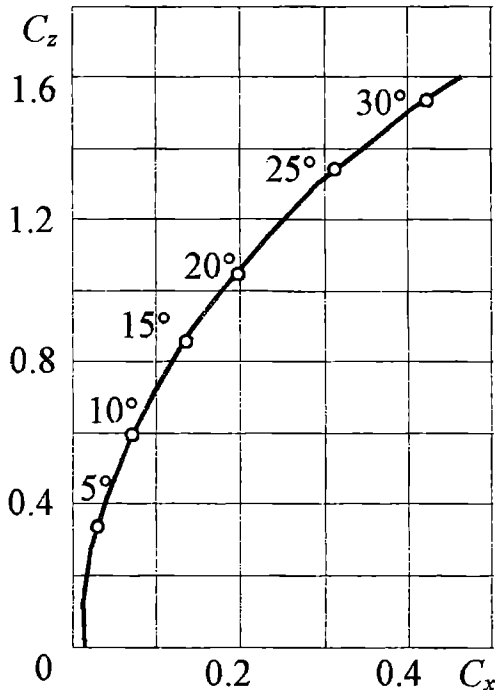
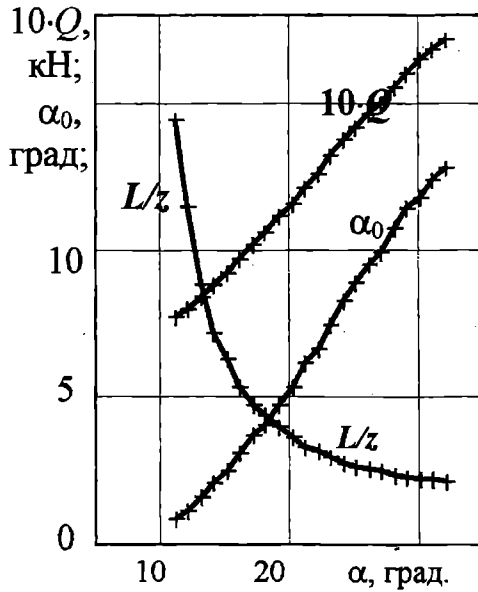


Рис.1. Поляри для крила з профілем НАСА-2412 при  $\lambda = 2$

Досліджено вплив кута атаки НП  $\alpha$  (змінювався від  $12^\circ$  до  $35^\circ$  з кроком  $1^\circ$ ) і, як наслідок, вплив її гідродинамічних коефіцієнтів  $C_z$  і  $C_x$  на характеристики системи – відносну довжину  $L/z$  попущеної частини КБ, значення сили натягу  $Q$  та кут нахилу  $\alpha_0$  на корінному кінці. Одержані результати представлено на рис.2-3.





*Рис. 2. Вплив кута атаки НП  $\alpha$  на характеристики ПБС*

Аналіз отриманих результатів показує, що кут атаки НП суттєво впливає на характеристики ПБС. При зростанні  $\alpha$  від  $12^\circ$  до  $35^\circ$  ростуть значення  $Q$  на 121 % і  $\alpha_0$  на 1371 %, при цьому  $L/z$  зменшується на 84 %. Обробка результатів обчислювальних експериментів, згідно з рекомендаціями [8], дозволила отримати такі поліноміальні залежності для відносної довжини попущеної частини КБ і кута нахилу на корінному кінці від кута атаки:

$$L/z = 3171\alpha^2 - 187\alpha^{-1} + 5, \quad (1)$$

максимальна похибка не перевищує 8,8%;

$$\alpha_0 = 0,012\alpha^2 + 0,12\alpha + 1,858, \quad (2)$$

максимальна похибка не перевищує 9%.

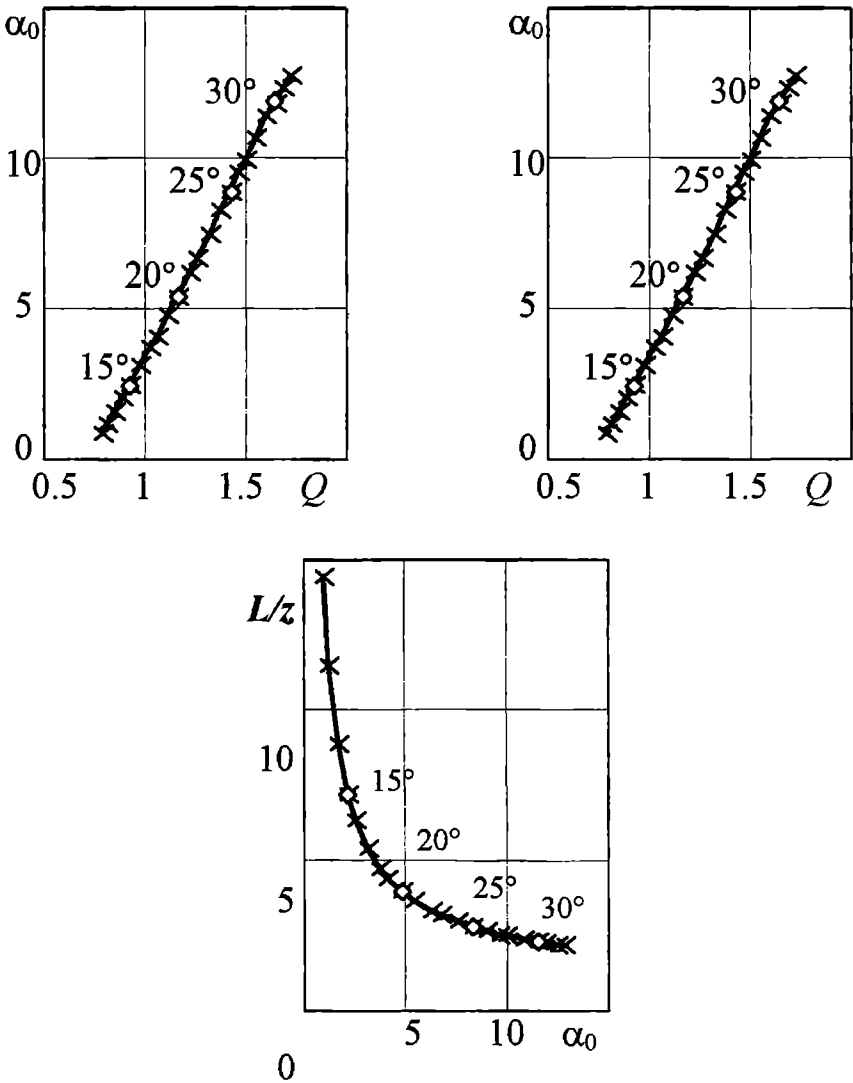
Модуль сили натягу на корінному кінці КБ зростає по лінійному закону

$$Q = 0,046\alpha + 0,253 \quad (3)$$

для якого максимальна похибка не перевищує 2,3%.

Аналітична залежність між цими характеристиками, отримана у вигляді інтерполяційного полінома [3]

$$L/z = 26,022Q^2 - 435,192(\alpha_0 + 9,256)^{-1} + 13,439.$$



*Рис. 3. Залежність між характеристиками ПБС – силою натягу  $Q$  (у кН), кутом нахилу  $\alpha_0$  (у градусах) на корінному кінці КБ та відносною довжиною попущеної частини  $L/z$  для діапазону кутів атаки НІП  $\alpha$  від 12° до 35°. Кожна точка кривої відповідає визначеному куту атаки*

Відносна похибка обчислення параметрів КБ по отриманій залежності у порівнянні з результатами розрахунку не перевищує 15%, що достатньо для інженерних розрахунків на попередніх етапах проектування буксированих систем з ПБА.

Залежності, які отримані вище, дозволяють, не виконуючи досить складних обчислень, прорахувати ряд варіантів, необхідних для правильного вибору робочого кута атаки НП ПБА на початкових стадіях проектування ПБС. Наприклад, робочий кут атаки НП прийнято  $\alpha = 20^\circ$ . Необхідно з'ясувати, як вплине на характеристики системи варіація кута  $\alpha$  на  $\pm 2^\circ$ . Значення, які приймуть характеристики системи – відносна довжина  $L/z$  попущеної частини КБ, кут нахилу  $\alpha_0$  та сила натягу  $Q$  та на корінному кінці КБ, знайдемо, використовуючи залежності (1)–(3):

$$\begin{aligned} \text{при } \alpha = 20^\circ \quad L/z &= 3171\alpha^{-2} - 187\alpha^{-1} + 5 = 3,578; \\ \alpha_0 &= 0,012\alpha^2 + 0,12\alpha - 1,858 = 5,342, \text{ град.}; \\ Q &= 0,046\alpha + 0,253 = 1,173, \text{ кН}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{при } \alpha_1 = 18^\circ \quad L/z &= 3171\alpha^{-2} - 187\alpha^{-1} + 5 = 4,398; \\ \alpha_0 &= 0,012\alpha^2 + 0,12\alpha - 1,858 = 4,19, \text{ град.}; \\ Q &= 0,046\alpha + 0,253 = 1,081, \text{ кН}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{при } \alpha_2 = 22^\circ \quad L/z &= 3171\alpha^{-2} - 187\alpha^{-1} + 5 = 3,052; \\ \alpha_0 &= 0,012\alpha^2 + 0,12\alpha - 1,858 = 6,59, \text{ град.}; \\ Q &= 0,046\alpha + 0,253 = 1,265, \text{ кН}. \end{aligned}$$

Такий нескладний розрахунок показує, що при зменшенні кута атаки НП від  $\alpha = 20^\circ$  до  $\alpha_1 = 18^\circ$  відносна довжина  $L/z$  попущеної частини КБ збільшується на 22,9%, кут нахилу  $\alpha_0$  на корінному кінці КБ зменшується на 21,6 %, а значення сили натягу  $Q$  – на 7,8 %. При збільшенні від  $\alpha = 20^\circ$  до  $\alpha_2 = 22^\circ$   $L/z$  зменшується на 14,7 %,  $\alpha_0$  зростає на 23,4 %, а  $Q$  – на 7,8 %.

Таким чином, на попередніх етапах проектування одержані залежності дозволяють якісно визначати основні характеристики буксированих систем з ПБА без виконання складних розрахунків.

#### *Висновки*

1. Доведена можливість побудови аналітичних та графічних залежностей між кутом атаки НП ПБА  $\alpha$  та характеристиками ПБС: силою натягу  $Q$  і кутом нахилу  $\alpha_0$  на корінному кінці КБ та відносною довжиною  $L/z$  попущеної частини КБ. Це дає змогу будувати системи автоматизованого проектування буксированих систем на попередніх стадіях проектування та отримувати узагальнюючі проектні залежності: Характеристики описуються інтерполяційними поліномами.

2. Подальші дослідження доцільно вести у напрямку побудови залежностей відносної довжини  $L/z$  попущеної частини КБ, зміщення  $x$  ПБА відносно судна-буксирувальника, сили натягу  $Q$  та кута  $\alpha_0$  нахилу КБ на корінному кінці КБ для всього діапазону гідродинамічної якості НП  $k = C_z/C_x$  та у безрозмірній формі.

**ЛІТЕРАТУРА**

1. Блинцов В.С. Привязные подводные системы. - Київ: Наукова думка, 1998. - 232 с.
2. Блинцов В.С., Магула В.Э. Проектирование самоходных привязных подводных систем. - Киев: Наукова думка, 1997. - 139 с.
3. Кронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. - 13-е изд., исправленное. - М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. - 544 с.
4. Буруніна Ж.Ю. Проектні задачі механіки підводних буксированих систем з підйомними апаратами // Зб. наук. праць УДМТУ. - Миколаїв: УДМТУ, 2003. - № 2 (388). - С.10-19.
5. Динамика подводных буксируемых систем / Поддубный В.И., Шамарин Ю.Е., Черненко Д.А., Астахов Л.С. - СПб: Судостроение, 1995. - 200 с.
6. Егоров В.И. Подводные буксируемые системы: Учебное пособие - Л.: Судостроение, 1981. - 304 с.
7. Иконников И.Б., Гаврилов В.М., Пузырев Г.В. Подводные буксируемые системы и буи нейтральной плавучести. - СПб.: Судостроение, 1993. - 224 с.
8. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента / Перевод с англ. Е.Г. Коваленко - М.: Мир, 1972. - 384 с.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ  
ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ОГРАНИЧЕННОГО ПОТОКА С  
ОБТЕКАТЕЛЯМИ РАЗЛИЧНЫХ ФОРМ**

**А.В. Малахов**

Анализ современного состояния проблемы взаимодействия потока жидкости или газа с телами произвольной геометрической конфигурации указывает на почти полное отсутствие данных об этом взаимодействии для случаев течения в ограниченном пространстве. Содержание известных литературных источников [1-3, 6-7] позволяет сделать однозначный вывод о необходимости более детального решения этой проблемы.

Для демонстрации важности постановки таких задач приведем следующие примеры их прикладного значения.

В настоящее время полностью отсутствуют результаты визуализации поля течения вблизи обтекателей. Полученные выводы о характере движения жидкости могут стать основой для классификации основных режимов взаимодействия ограниченного потока с обтекателем.

Абсолютно неизученной является область движения потока в кольцевой зоне, образованной поверхностью обтекателя и стенками трубы. По высказанной ранее гипотезе [1] характер движения потока в этой части пространства не всегда может быть струйным. В некоторых случаях результаты выполненных расчетов указывают на гидродинамические структуры, по своей форме напоминающие известные из теплофизики ячейки Бенара.

Неизвестными остаются данные о коэффициентах местных сопротивлений обтекателей различных геометрических форм. Однако, как показывают результаты расчетов [1], их численные значения и вид функциональной зависимости от числа Рейнольдса потока должны принципиальным образом отличаться от случая движения потока со свободными границами.

До сих пор неизученными являются основные параметры ограниченного потока, при которых зарождается кавитационный режим движения жидкости вблизи обтекателя. Насколько форма обтекателя изменяет размеры кавитационной каверны пока неизвестно. Следует особо подчеркнуть, что возможность управления временем наступления режима развитой кавитации существенно упрощает как расходные характеристики самого канала, так и срок его эксплуатации.

Для решения большинства перечисленных вопросов возникла необходимость создания универсальной исследовательской установки на базе которой возможно получение новых данных по упомянутым направлениям исследований.

## *Теория и проектирование корабля и средств океанотехники*

В научно-исследовательской лаборатории гидродинамических систем ОНМУ создан экспериментальный стенд, допускающий использование в качестве основного рабочего агента любых жидких или газообразных сред. За счет использования в конструкции стенда электронных узлов обработки информации достигается мгновенная корректировка основных динамических характеристик движущегося потока. Вся информация с первичных датчиков о характеристиках потока непрерывно поступает на узел обработки в виде дискретных линейных импульсных сигналов.

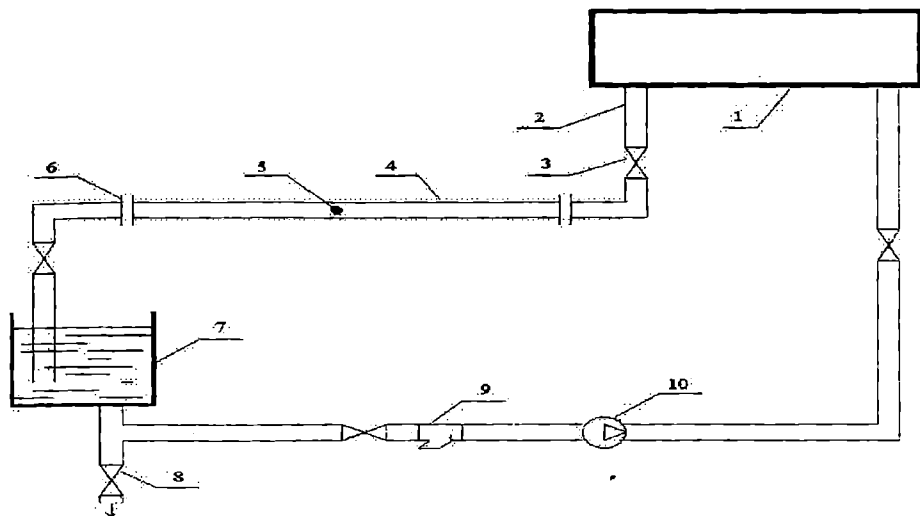
Основная структурная схема созданного экспериментального стенда показана на рисунке. Исследовательская установка может представлять собой как замкнутую, так и разомкнутую гидравлическую систему. Ее основными составляющими являются: напорный бак, съемный участок стеклянного трубопровода с диаметрами условного прохода, равными соответственно 56 и 80 мм, расходомерный бак, выполненный в виде стеклянного куба с объемом, равным  $V = 0,216 \text{ м}^3$ , трехступенчатый центробежный насос PRISMA25 4M и рабочий трубопровод с диаметром условного прохода, равным 32 мм. Рабочий трубопровод исследовательского стенда собран из труб, которые относятся к типу гидравлически гладких. Стеклянная труба рабочей вставки выполнена из цельнотянутого стекла с кварцевыми добавками.

Монтаж съемного стеклянного участка рабочего трубопровода на экспериментальном стенде осуществлен при помощи муфтовых и фланцевых соединений. Внутри рабочего участка установлен прототип обтекателя. С целью устранения влияния местных сопротивлений стенда (задвижек, поворотов, стыков) до и после обтекаемых тел всегда выполняется требование полного выравнивания эпюры скорости движущегося потока. Длина прямого стабилизационного участка рабочего трубопровода до и после обтекателя составляет с каждой стороны по 35 калибров. В соответствии с требованиями работы [4] указанные размеры полностью обеспечивают отсутствие "гидравлической тени" вблизи устанавливаемого тела.

За счет использования гибкого соединения прямолинейный стеклянный участок стенда не имеет жесткой связи с баком измерения расхода, благодаря чему возможна регулировочная установка рабочей линии в пределах отклонения от горизонтального положения до  $\pm 5^\circ$ . Для воды при рабочей температуре, равной  $t = 20^\circ \text{C}$ , допустимые границы моделируемых чисел Рейнольдса (рассчитанных по внутреннему диаметру стеклянной трубы) составляют  $Re = 0,1-480000$ .

При проведении экспериментальных работ к общей схеме исследовательского стенда, представленного на рис. 1 подключен компьютер. В этом случае на один из СОМ портов ЭВМ непрерывно поступают сигналы от электронного блока обработки информации, к

которому подключены электромагнитные датчики уровня в напорном и расходомерном баках, а также резисторный датчик температуры.



*Рис. 1. Схема экспериментального стенда: 1 – напорный бак, 2 – рабочий трубопровод, 3 – вентиль, 4 – стеклянная вставка, 5 – обтекатель, 6 – фланцевое соединение, 7 – расходомерный бак, 8 – сливной вентиль, 9 – сеточный фильтр, 10 – насос*

Специально разработанная для научно-исследовательского стенда микропроцессорная система выполняет следующие функции:

- непрерывным образом осуществляется контроль переполнения накопительного бака;
- дискретно осуществляется измерение скорости наполнения контрольного бака;
- во времени непрерывно производится измерение температуры рабочей жидкости в контрольном баке;
- на жидкокристаллическом экране выполняется автономная индикация времени наполнения и температуры жидкости в контрольном баке;
- в дублирующем режиме с дополнением текстового файла для базы данных текущего эксперимента осуществляется передача измеренных сигналов в персональный компьютер по интерфейсу RS-232 для дальнейшей вычислительной обработки и информационного накопления.

На исследовательском стенде датчики и герконы микропроцессорной системы смонтированы в соответствии с разработанной методикой проведения экспериментов.

К стеклянной трубке (относящейся к расходомерному участку стенда), подсоединенной к объемному контрольному баку 7, при помощи гибкой связи присоединены три геркона. Каждый из этих герконов соответствует нулевому, среднему и верхнему уровням. Для двух

последних предусмотрена возможность автоматического переключения, благодаря чему при проведении экспериментов всегда остается возможность изменять необходимое время отсчета по наполнению контрольного бака 7. Это время напрямую всегда зависит от скорости движения рабочей жидкости по рабочему участку трубопровода 4.

Импульсное срабатывание расходомерных герконов происходит при прохождении на их уровне магнитного поплавка. На ЖКИ в этом случае отображается время наполнения контрольного объема жидкости в секундах с точностью до десятых долей. Аналогичный сигнал одновременно также поступает на подключенную к исследовательскому стенду ЭВМ, где проводится последующая обработка.

В расходомерном баке 7 установлен импульсный электронный датчик температуры. При его использовании постоянно измеряется температура жидкости с последующей передачей данных в систему микроконтроллера. Составленная на языках программирования C и Assembler 51 программа микроконтроллера позволяет рассчитывать текущее значение температуры жидкости с точностью до десятых долей градуса и отображает ее на ЖКИ. Эти показания с интервалом в 5 секунд попеременно чередуются с показаниями времени наполнения контрольного бака измерения расхода 7.

Фиксация обтекаемых тел внутри стеклянной вставки исследовательского стенда осуществляется при помощи трех стержневых распорок, плавно выходящих из боковой поверхности обтекателя. Место выхода стержней всегда находится в области, близлежащей к тыльной части обтекателя. Распорки изнутри исследуемого тела выдвигаются при помощи болта, который вкручивается в обтекатель, и по мере приближения к своей торцевой части меняет цилиндрическую форму на конусную.

Значение кинематической вязкости потока  $\nu$ ,  $\text{см}^2/\text{сек}$  определяется в соответствии с измеренным значением температуры потока  $t$ ,  $^{\circ}\text{C}$  по следующей эмпирической формуле [3]:

$$\nu = \frac{0,0178}{1 + 0,0337 \cdot t + 0,000221 \cdot t^2} \quad (1)$$

При проведении экспериментов на описанной исследовательской установке визуализация может осуществляться путем непрерывного или порционного ввода красящего вещества, по плотности практически не отличающегося от воды. Для подачи красителя предусмотрен ввод тонкой капиллярной трубки, выполненной из нержавеющей стали, с внутренним диаметром  $d=0,6$  мм. Количество вводимого красителя, а также расстояние от края капилляра до обтекателя в эксперименте всегда может варьироваться в зависимости от измеренной скорости движения рабочей жидкости.

На описанной исследовательской установке выполнен ряд экспериментов, анализ которых позволил создать классификацию течений



вблизи тел имеющих геометрическую форму типа "конус-цилиндр". В зависимости от числа Рейнольдса потока выделены четыре характерных режима обтекания.

Первый режим (ламинарный) – характеризуется плавным движением вдоль всей поверхности обтекателя. В этом случае вблизи поверхности тела, линии тока остаются параллельными и за телом всегда возникает симметричный ближний след.

Второй режим (переходный). При этом режиме на вершине конуса всегда наблюдается генерация крупномасштабных вихрей. Этот режим имеет асимметричную природу с возникновением струйного движения внутри кольцевой области, образованной зазором между стенками трубы и поверхностью обтекаемого тела.

Третий режим (1-й турбулентный режим) – является наиболее значимым и интересным, поскольку для него был открыт феномен формирования и устойчивого существования кумулятивной струи. Поток стремится сместить обтекатель в направлении, которое противоположно движению основного течения. Возникающая струя всегда ограничена контуром тыльной поверхности обтекаемого тела.

Четвертый режим (2-й турбулентный) – характеризуется разрушением кумулятивной струи и возникновением развитого струйного режима движения одновременно, как вдоль поверхности обтекателя, так и за ним. При этом режиме никогда не возникают вихри крупномасштабной турбулентности.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Малахов А. В. Влияние эксцентриситета на коэффициент сопротивления обтекаемых тел в трубопроводе // *Ядерная и радиационная безопасность*. - 1999. - Т.2. - Вып.3. - С.56-61.
2. Ростов Б. М. Экспериментальное исследование параметров движения контейнеров по трубопроводу: Дис... канд. техн. наук. —Л., 1969. - 152 с.
3. Сапожников М. М. Гидравлические закономерности турбулентного движения в трубах из различных материалов. М-Л.: Изд-во лит. по стрит-ву, 1964. - 192 с.
4. Кремлевский П. П. Расходомеры и счетчики количества. - Л.: Машиностроение, 1989. - 701 с.
5. Х. Шенк. Теория инженерного эксперимента: Пер. с англ. - М.: Мир, 1972. - 381 с.
6. Zhi-Gang Feng, E. E. Michaelides. Motion of a permeable sphere at finite but small Reynolds numbers. *Physics of Fluids-June 1998. Volume 10, Issue 6. P. 1375-1383.*
7. Z. Rusak, S. Wang, C. H. Whiting. The evolution of a perturbed vortex in a pipe to axisymmetric vortex breakdown. *Journal of Fluid Mechanics. Volume 366 10 July 1998. P. 179 -211.*

УДК 629.5.01

**МЕХАНИКА РЕСИВЕРА ГИБКОГО ОГРАЖДЕНИЯ  
АМФИБИЙНОГО СУДНА НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ С УЧЕТОМ  
РАСТЯЖИМОСТИ МАТЕРИАЛА**

**Вал. В. Зайцев**

При эксплуатации амфибийных судов на воздушной подушке (СВПА) материалы гибкого ограждения (ГО) подвергаются постоянному воздействию знакопеременных нагрузок, вызванных автоколебаниями, низкочастотной и высокочастотной вибрацией, которая может возникать из-за пульсаций давления воздуха, из-за неровностей экрана, над которым движется СВПА. Вибрация ГО приводит к расслоению применяемого материала и разрушению эластичной конструкции. Наиболее опасной является низкочастотная вибрация, которая возникает при движении судна над взволнованной поверхностью, когда все конструкции корпуса начинают испытывать значительные вертикальные ускорения. Предотвращению низкочастотной вибрации способствует включение в состав конструкции ГО диафрагм, которые не дают опускаться нижней кромке ГО относительно равновесного положения, не препятствуя при этом податливости ГО при прохождении его над вершиной волны [1–3].

В изучении механики гибких ресиверов до сих пор остается множество научных и практических проблем. Несмотря на то, что исследования, посвященные изучению гибких ресиверов с диафрагмами уже проводились, гибкие ограждения СВПА до сих пор далеки от совершенства, а их производство и эксплуатация сложны и требуют больших затрат. Все это связано с тем, что гибкое ограждение СВПА требует более совершенного проектирования, улучшения математической модели и совершенствования методов расчетов.

В данной статье приводятся результаты исследования, выполненные автором в рамках общего плана научных исследований по разработке методов расчета прочности корпусных конструкций при различных условиях нагружения с учетом деформаций судов новых типов.

Исследования, посвященные изучению одноярусных ресиверов с диафрагмами ГО СВПА уже описывались в периодической и специальной литературе [3, 4]. Однако в этих публикациях ресивер рассматривался как мягкая цилиндрическая оболочка с жесткой вставкой в районе крепления съемного элемента, что не соответствует реальной конструкции ресивера. Кроме того, не учитывались свойства материала оболочки. Расчетным путем находилась только часть геометрических параметров ресивера, а остальные – определялись графически.

Цель статьи – определение формы растяжимого одноярусного ресивера с диафрагмой ГО СВПА, исследование его механики при различных начальных условиях, анализ полученных результатов.

Рассмотрена мягкая оболочка ресивера с диафрагмой ГО СВПА, нагруженная ступенчатым давлением воздуха (рис. 1). Крепление ГО к жесткому ресиверу осуществляется по двум параллельным направляющим  $A$  и  $D$  на петлях, вокруг которых ресивер может беспрепятственно вращаться. Диафрагма  $AC$  верхним концом крепится к жесткому ресиверу также на петлях на небольшом расстоянии от петель верхнего крепления гибкого ресивера. Нижний конец диафрагмы присоединен к оболочке гибкого ресивера в районе крепления съемного элемента (образующая  $C$ ).

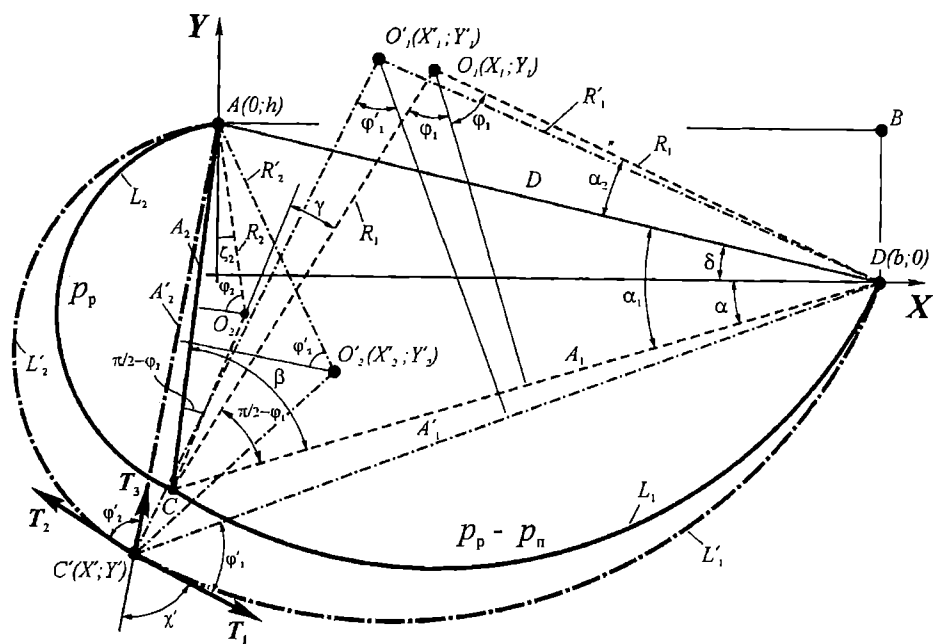


Рис. 1. Расчетная схема растяжимого ресивера с диафрагмой

Принятые допущения: материал оболочки и диафрагмы считается изотропным, невесомым, растяжимым и абсолютно гибким; форма оболочки – цилиндрическая; скачок давления воздуха происходит в районе крепления нижнего конца диафрагмы (образующая  $C$ ); петли диафрагмы совпадают с петлями гибкого ресивера.

В качестве исходных данных принимаются:

$P_p$  – избыточное давление воздуха в ресивере, Па;

$P_{II}$  – избыточное давление воздуха в подушке, Па;

$L$  – длина поперечного сечения гибкого ресивера, м;

$A(0;h)$ ,  $B(b;0)$  – соответственно координаты внешней и внутренней точек закрепления ресивера, м;

$c$  – отношение длин сечений внутреннего  $L_1$  и внешнего  $L_2$  участков ресивера;

$A_2$  – длина поперечного сечения диафрагмы, м;

$E$  – модуль Юнга, Па;

$t$  – толщина оболочки, м.

Необходимо найти такие параметры формы ресивера с диафрагмой, которые позволят провести построения без использования дополнительных графоаналитических операций.

Внешний и внутренний участки ресивера нагружены равномерными нагрузками, следовательно, их формами сечения будут дуги окружностей различных радиусов.

Искомыми являются следующие величины (рис. 1):

$X'$ ,  $Y'$  – координаты точки сопряжения внешнего и внутреннего участков ресивера после приложения нагрузки, м;

$X'_1$ ,  $Y'_1$  – координаты центра кривизны внутреннего участка ресивера после приложения нагрузки, м;

$X'_2$ ,  $Y'_2$  – координаты центра кривизны внешнего участка ресивера после приложения нагрузки, м;

$R'_1$ ,  $R'_2$  – соответственно, радиусы кривизны внутреннего и внешнего участков ресивера после приложения нагрузки, м;

$\Phi'_1$ ,  $\Phi'_2$  – соответственно, половины центральных углов дуг поперечных сечений внутреннего и внешнего участков ресивера после приложения нагрузки;

$T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$  – внутренние усилия, действующие в точке  $C'$ , Н;

$A_1$  – длина хорды внутреннего участка сечения ресивера после приложения нагрузки, м;

$\beta'$  – угол между хордами  $AC'$  и  $DC'$ ;

$\gamma'$  – угол между направлениями радиусов  $R'_1$  и  $R'_2$ ;

$L_1$ , м;  $L_2$ , м;  $\chi'$ ;

$L'_1$ ,  $L'_2$  – длины сечений внутреннего и внешнего участков ресивера после приложения нагрузки, м;

$\epsilon_1$ ,  $\epsilon_2$ ,  $\epsilon_3$  – относительные удлинения в частях ресивера.

Геометрические соотношения для гибкого ресивера:

$$D^2 = A_1'^2 + A_2'^2 - 2A_1'A_2' \cos \beta'; \quad \beta' = \pi + \gamma' - \varphi_1' - \varphi_2'; \quad (1)$$

$$A_1' = 2R_1' \sin \varphi_1'; \quad A_2' = 2R_2' \sin \varphi_2'; \quad (2)$$

$$L_1' = R_1' 2\varphi_1'; \quad L_2' = R_2' 2\varphi_2'; \quad (3)$$

$$L = L_1 + L_2; \quad L_1 = cL_2; \quad (4)$$

$$A_2' = A_2(1 + \varepsilon_3); \quad L_1' = L_1(1 + \varepsilon_1); \quad (5)$$

$$L_2' = L_2(1 + \varepsilon_2); \quad \chi' = \pi - \beta' - \varphi_1'. \quad (6)$$

Уравнения равновесия гибкого ресивера:

$$T_1 = (p_p - p_n)R_1'; \quad T_2 = p_p R_2'; \quad (7)$$

$$T_3 + T_2 \cos \varphi_2' = T_1 \cos(\chi'); \quad T_2 \sin \varphi_2' = T_1 \sin(\chi'). \quad (8)$$

Физические соотношения для гибкого ресивера:

$$\varepsilon_1 = \frac{T_1}{E_t}; \quad \varepsilon_2 = \frac{T_2}{E_t}; \quad \varepsilon_3 = \frac{T_3}{E_t}, \quad (9)$$

где  $E_t = Et$ .

Зависимости для определения  $X'$ ,  $Y'$ ,  $X_1'$ ,  $Y_1'$ ,  $X_2'$ ,  $Y_2'$ :

$$X' = b - A_1' \cos(\alpha'); \quad Y' = -A_1' \sin(\alpha'); \quad (10)$$

$$X_1' = b - R_1' \cos(\alpha_2' + \delta); \quad Y_1' = R_1' \sin(\alpha_2' + \delta), \quad (11)$$

$$X_2' = R_2' \sin(\zeta_2'); \quad Y_2' = h - R_2' \cos(\zeta_2'), \quad (12)$$

где

$$\alpha' = \alpha_1' - \delta, \quad \delta = \arctan(h/b), \quad \alpha_1' = \arccos\left(\frac{D^2 + A_1'^2 - A_2'^2}{2DA_1'}\right),$$

$$\alpha_2' = \frac{\pi}{2} - \varphi_1' - \alpha_1', \quad \zeta_2' = \frac{\pi}{2} - \varphi_2' - \arctan\left(\frac{-X'}{h - Y'}\right).$$

Неизвестные  $R_1'$ ,  $R_2'$ ,  $\varphi_1'$ ,  $\varphi_2'$ ,  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $A_1'$ ,  $A_2'$ ,  $\beta'$ ,  $\gamma'$ ,  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $L_1'$ ,  $L_2'$ ,  $\chi'$ ,  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_3$  находятся решением системы уравнений (1) – (9). Неизвестные  $X'$ ,  $Y'$ ,  $X_1'$ ,  $Y_1'$ ,  $X_2'$ ,  $Y_2'$  определяются из выражений (10)-(12).

Для удобства дальнейших расчетов введены безразмерные величины, обозначенные малыми буквами:

$$\Delta_p = (p_p - p_n) / p_p \text{ - коэффициент перепада давлений;}$$

$d = D/L$  - безразмерное расстояние между точками закрепления ресивера;

$a'_1 = A'_1/L$ ,  $a'_2 = A'_2/L$ ,  $a_2 = A_2/L$  - безразмерные длины хорд участков ресивера;

$r'_1 = R'_1/L$ ,  $r'_2 = R'_2/L$  - безразмерные радиусы кривизны участков ресивера;

$l_1 = L_1/L$ ,  $l_2 = L_2/L$ ,  $l'_1 = L'_1/L$ ,  $l'_2 = L'_2/L$  - безразмерные длины дуг участков ресивера;

$t_1 = T_1/(p_p L)$ ,  $t_2 = T_2/(p_p L)$ , - безразмерные кольцевые натяжения;

$t_3 = T_3/(p_p L)$  - безразмерное натяжение в диафрагме.

Система уравнений (1) - (9) в безразмерном виде такова:

$$d^2 = a_1'^2 + a_2'^2 - 2a_1'a_2' \cos \beta'; \quad \beta' = \pi + \gamma' - \varphi'_1 - \varphi'_2; \quad (13)$$

$$a_1' = 2r_1' \sin \varphi'_1; \quad a_2' = 2r_2' \sin \varphi'_2; \quad (14)$$

$$l'_1 = r_1' 2\varphi'_1; \quad l'_2 = r_2' 2\varphi'_2; \quad (15)$$

$$l_1 + l_2 = 1; \quad l_1 = cl_2; \quad (16)$$

$$a_2' = a_2(1 + \varepsilon_3); \quad l'_1 = l_1(1 + \varepsilon_1); \quad (17)$$

$$l'_2 = l_2(1 + \varepsilon_2); \quad \chi' = \pi - \beta' - \varphi'_1. \quad (18)$$

$$t_1 = \Delta_p r_1'; \quad t_2 = r_2'; \quad (19)$$

$$t_3 + t_2 \cos \varphi'_2 = t_1 \cos(\chi'); \quad t_2 \sin \varphi'_2 = t_1 \sin(\chi'). \quad (20)$$

$$\varepsilon_1 = t_1 k_1; \quad \varepsilon_2 = t_2 k_1; \quad \varepsilon_3 = t_3 k_1, \quad (21)$$

где  $k_1 = \frac{p_p L}{E_t}$ .

В системе уравнений (13)-(21) искомыми неизвестными являются:  $r_1'$ ,  $r_2'$ ,  $\varphi_1'$ ,  $\varphi_2'$ ,  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$ ,  $a_1'$ ,  $a_2'$ ,  $\beta'$ ,  $\gamma'$ ,  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_1'$ ,  $l_2'$ ,  $\chi'$ ,  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_3$ .

После преобразований (13)-(21) определение неизвестных сводится к решению двух трансцендентных уравнений относительно  $\varphi_2'$  и  $\gamma'$

$$\gamma' = \varphi_2' - \arctan \left( \frac{\sin(\varphi_2')}{\cos(\varphi_2') + \frac{2\sin(\varphi_2')}{a_2 k_1} - \frac{2\varphi_2'}{l_2 k_1} + 1} \right); \quad (22)$$

$$a_1'^2 + a_2'^2 - 2a_1'a_2' \cos(\beta') - d^2 = 0, \quad (23)$$

где  $\varphi_1' = \frac{l_1 \Delta_p}{2k_1} \left( \frac{2\varphi_2'/k_1 - l_2}{l_2 \sin(\varphi_2')} \sin(\varphi_2' - \gamma') + 1 \right),$

$$\beta' = \pi + \gamma' - \varphi_2' - \varphi_1', \quad l_2 = 1/(c+1), \quad l_1 = cl_2, \quad a_1' = \frac{2l_1 \sin(\varphi_1')}{2\varphi_1' - \Delta_p l_1 k_1},$$

$$a_2' = \frac{2l_2 \sin(\varphi_2')}{2\varphi_2' - l_2 k_1}.$$

Затем определяются

$$t_3 = \frac{a_2' - a_2}{k_1 a_2}, \quad r_1' = \frac{l_1}{2\varphi_1' - \Delta_p l_1 k_1},$$

$$r_2' = \frac{l_2}{2\varphi_2' - l_2 k_1}, \quad t_1 = \Delta_p r_1', \quad t_2 = r_2', \quad \chi' = \varphi_2' - \gamma',$$

$$\varepsilon_1 = t_1 k_1, \quad \varepsilon_2 = t_2 k_1, \quad \varepsilon_3 = t_3 k_1, \quad l_1' = l_1(1 + t_1 k_1), \quad l_2' = l_2(1 + t_2 k_1).$$

Для проверки достоверности математической модели гибкого растяжимого ресивера с диафрагмой задача определения формы и НДС была решена как на основе принятой математической модели, так и с помощью метода конечных элементов (МКЭ) с использованием одних и тех же исходных данных.

В качестве конечного элемента был принят 8-узловой оболочечный элемент. В расчетной модели рассматривалась только характерная часть секции гибкого ограждения (рис. 2). Влияние отброшенной части секции учитывалось наложением на рассматриваемую модель граничных условий:

- для отрезков  $AE$  и  $DG$  (рис. 2) допускается только вращение вокруг собственных осей;
- перемещения кривых  $ACD$ ,  $EFG$ ,  $AC$  и  $EF$  вдоль оси  $Z$  равно нулю;
- вращение кривых  $ACD$ ,  $EFG$ ,  $AC$  и  $EF$  допускается только вокруг оси  $Z$ .

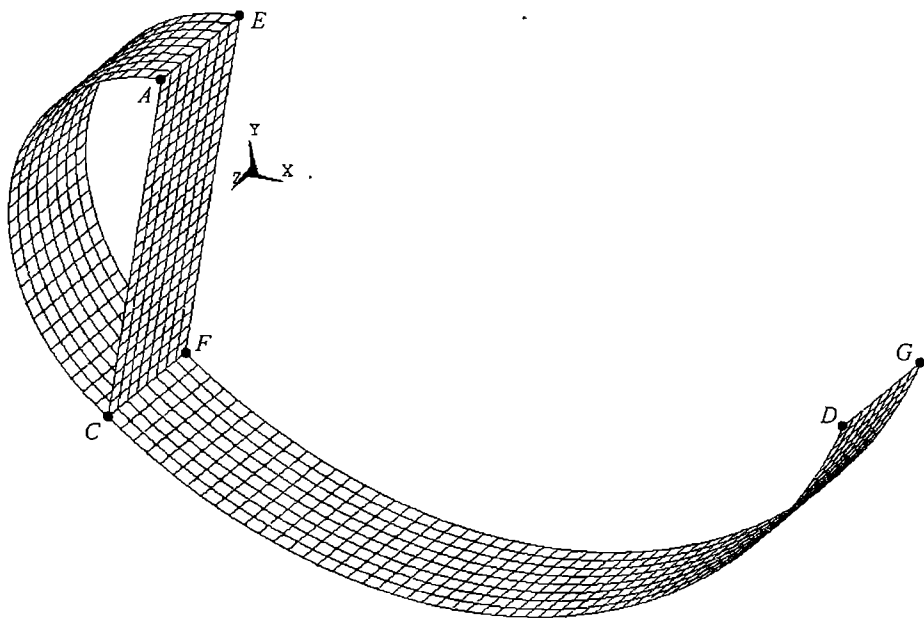


Рис. 2. Расчетная модель

Решение задачи отыскивалось при следующих исходных данных:

$$P_p = 4400 \text{ Па}; P_{\pi} = 2700 \text{ Па}; L = 8 \text{ м}; c = 1,9;$$

$$h = 0,9 \text{ м}; b = 4,0 \text{ м}; A_2 = 2,1 \text{ м}; E = 13 \cdot 10^7 \text{ Па};$$

$$v_{XY} = 0,4; t = 0,005 \text{ м}.$$

В качестве критериев сравнения результатов были выбраны натяжения, возникающие в оболочке гибкого ресивера.

Значения натяжений, полученных по МКЭ представлены на рис. 3.

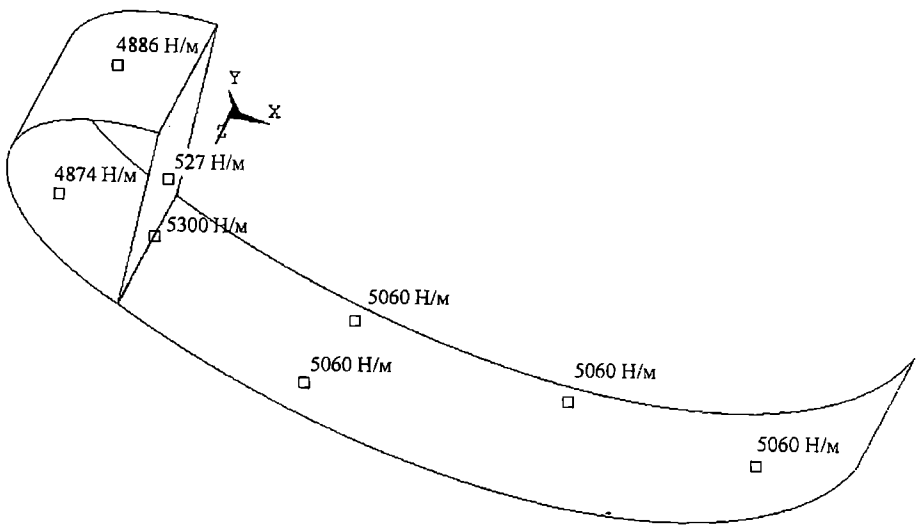
Значения натяжений, полученных с использованием математической модели, следующие:

$$T_1 = 5049 \text{ Н/м};$$

$$T_2 = 4859 \text{ Н/м};$$

$$T_3 = 533 \text{ Н/м}.$$





*Рис. 3. Результаты расчета по МКЭ*

**Выводы.** Созданная математическая модель гибкого растяжимого ресивера с диафрагмой позволила получить зависимости для определения его формы без выполнения дополнительных графических построений, переход к безразмерным характеристикам позволил обобщить полученные результаты. Отличие результатов сравнительного расчета по МКЭ за пределами концентраций напряжений не превышает 1,1%, что подтверждает достоверность созданной математической модели.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Демешко Г.Ф. Ограждения воздушной подушки на судах и транспортных аппаратах: Учебное пособие. – Л.: Изд. ЛКИ, 1982. – 108 с.
2. Злобин Г.П., Симонов Ю.А. Суда на воздушной подушке. – Л.: Судостроение, 1971. – 212 с.
3. Магула В.Э. Судовые эластичные конструкции. – Л.; Судостроение, 1978. – 263 с.
4. Мартынец Б.Н. К расчету одноярусных гибких ограждений СВП с двумя диафрагмами // Труды НКИ. Николаев, НКИ, 1974. - Вып.92. - С.43–46.

УДК 629.5.025.22

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ  
ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДАВЛЕНИЙ НА МОДЕЛИ  
КАЧАЮЩЕГОСЯ СУДНА**

**А.В. Демидюк**

Теоретическое определение гидродинамических давлений, действующих на качающееся судно, основано на результатах решения сложной краевой задачи, которое не может быть получено без применения упрощающих допущений. К допущениям такого рода можно отнести использование различных математических моделей описания гидродинамического взаимодействия взволнованной жидкости и качающегося судна. Проведение экспериментальных исследований волновых нагрузок на моделях и анализ их результатов позволяет оценить в целом качество теоретического решения и в ряде случаев исправить возникающие неточности.

При участии автора в опытовом бассейне ОНМУ проведены экспериментальные исследования распределения гидродинамических давлений на поверхности модели качающегося судна, целью которых явилась проверка результатов теоретического расчета гидродинамических сил при продольной качке тонкого судна без хода на глубокой воде под действием встречных регулярных волн малой амплитуды [1, 2].

Определение гидродинамических давлений можно рассматривать как промежуточный этап при расчете таких интегральных характеристик качки судна как возмущающие и перерезывающие силы и моменты.

В качестве объекта исследования выбрана модель среднетоннажного танкера (типа «Пекин»). Модель, изготовленная в масштабе 1:60 из пенопласта и покрытая слоем смеси парафина и воска, имела следующие размеры:  $L \times B \times d = 3.196 \times 0.430 \times 0.173$ , м; коэффициент полноты водоизмещения  $C_b = 0.715$ .

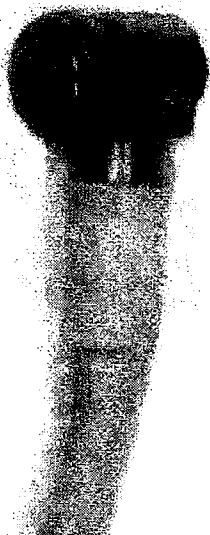
Регулярное встречное давление создавалось пластинчатым волнопродуктором. Параметры волнения изменялись в следующих пределах: отношение длины судна к длине волны  $\nu = \frac{L}{\lambda} = 8 \div 12$ , высота

волны  $h_w = 0,015 \div 0,03$  м.

Экспериментальная установка состоит из модели судна, датчиков давления, датчиков высоты волны, тензоусилителя 8АНЧ-7М и светочувствительного осциллографа НО71.1. Результаты замеров давлений и волнового профиля записываются на светочувствительную пленку.

Датчики давления на модели – тензометрического типа, общий вид датчика показан на рис. 1. Регистрация высоты волны проводилась с помощью емкостных датчиков.

По длине модели датчики давления устанавливались в сечениях на  $\frac{1}{2}$ ,  $1\frac{1}{2}$ , 3, 5,  $6\frac{1}{2}$  и 10 теоретических шпангоутах. В каждом сечении датчики размещались в количестве 4-6 штук по периметру от ватерлинии до линии ДП на днище. Вид датчиков, расположенных на  $6\frac{1}{2}$  теоретическом шпангоуте, показан на рис. 2.



*Рис. 1. Общий вид датчика давления      Рис. 2. Датчики давления на корпусе судна*

Схема расположения датчиков давления по длине модели и блок-схема измерительной аппаратуры приведены на рис. 3.

Результаты замеров давлений представлены на рисунке 4 в виде зависимостей относительного давления  $\bar{p} = p / \rho g h_w$  от заглубления датчиков  $\bar{T} = T / d$  ( $d$  – осадка модели).

Сравнение результатов экспериментальных замеров давлений и теоретических расчетов [2] показывают, что даже при значительной крутизне волн  $\frac{h_w}{\lambda} = \frac{1}{14} \div \frac{1}{19}$  соотношение расчетных и экспериментальных данных вполне удовлетворительное.

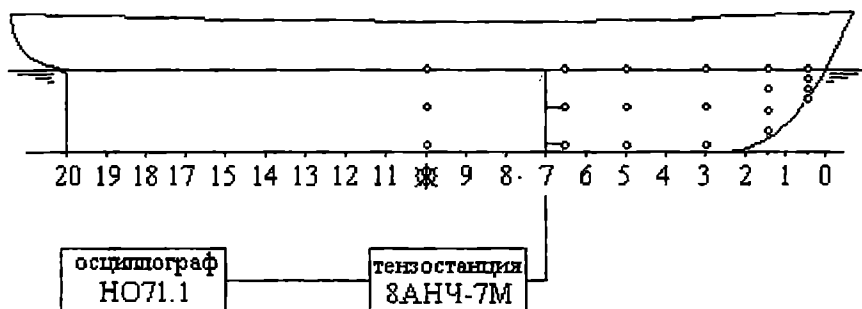


Рис. 3. Схема расположения датчиков давления

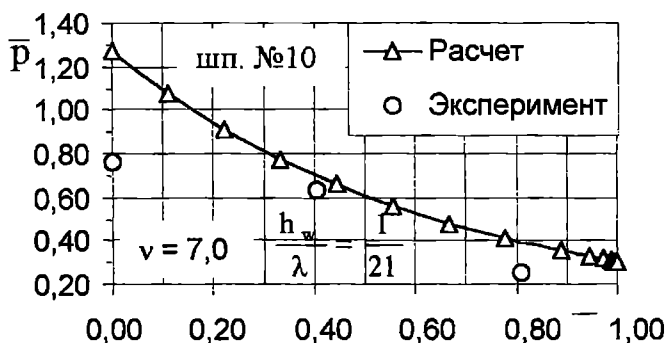
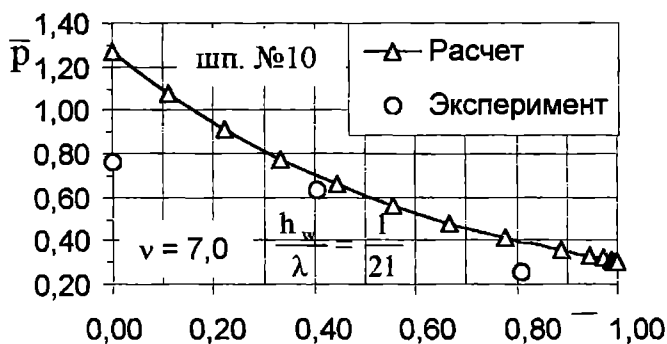
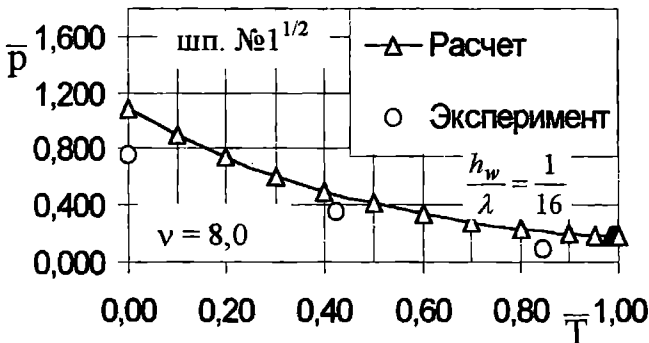
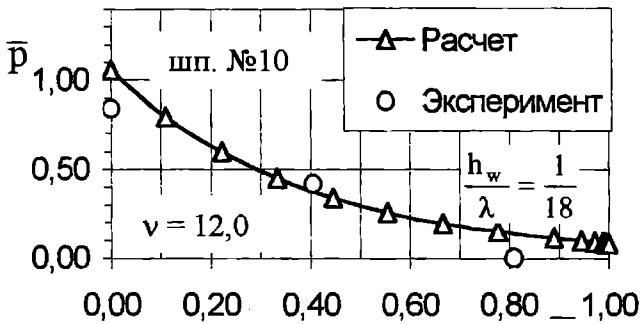
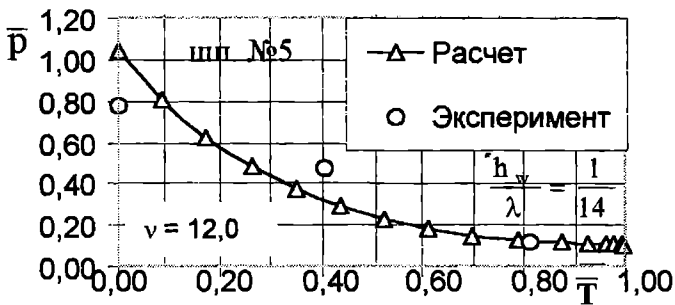
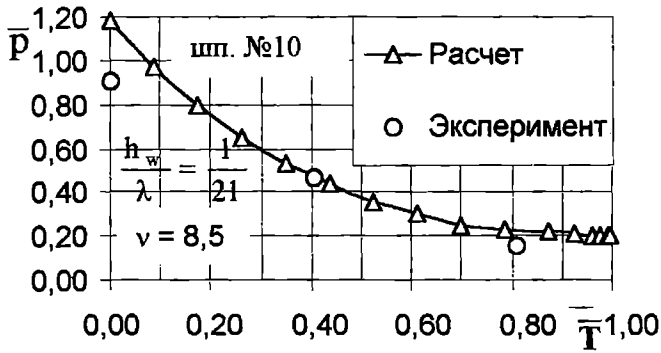


Рис. 4. Распределение давления по контурам шпангоутов модели танкера «Пекин» при вертикальной качке



Продолжение рис. 4

На всех графиках прослеживается влияние нелинейных волновых эффектов, не учитываемых в расчете с использованием линейной теории.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о достоверности расчетного метода [2] и целесообразности применения математической модели тонкого судна и линейной теории в расчетах характеристик продольной качки.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Демидюк А.В. Присоединенные массы и коэффициенты демпфирования при продольной качке тонкого судна // *Вісник ОНМУ*, 2002. - № 9. - С. 34-44.
2. Демидюк А.В. Определение дифракционных сил при продольной качке тонкого судна на глубокой воде // *Вісник ОНМУ*, 2003. - № 11. - С. 48-66.

УДК 629.12.073.243.4:532(045)

## ВЕРОЯТНОСТНАЯ ОЦЕНКА БЕЗОПАСНОЙ ГЛУБИНЫ СУДОВОГО ХОДА

Ю.Л. Воробьёв, М.Б. Косой, А.В. Проценко

При подходе к портам морские суда чаще всего движутся в условиях значительного мелководья, когда глубина фарватера мало отличается от максимальной осадки суда.

Именно это обстоятельство обуславливает высокие требования к точности определения вертикальных перемещений корпуса судна, движущегося на волнении по мелководью.

В работе [1] показано, что у корпусов транспортных судов максимальные погружения при ходе на волнении любыми курсами приходится на нижние точки носового или кормового перпендикуляров.

Посадка судна, идущего на тихой воде, изменяется по сравнению с его посадкой без хода за счет возникновения ходовой просадки, т.е. вертикального перемещения корпуса и его поворота вокруг поперечной оси. Вертикальные перемещения  $\Delta d$  нижней точки оконечности корпуса исследованы в работах [2, 3, 4] и могут быть с достаточной для практики точностью определены по данным [5]. Поэтому максимальное вертикальное перемещение от качки судна упомянутой нижней точки оконечности корпуса не должно превышать величины  $H-d$ , где  $H=H_0-\Delta d$ ,  $H_0$  – глубина фарватера,  $d$  – осадка на тихой воде носовой (кормовой) оконечности. В качестве расчетной берётся та оконечность корпуса, которая имеет наибольшую амплитуду вертикального перемещения при килевой качке судна.

Продольная качка судна на произвольном волнении описывается системой двух дифференциальных уравнений (продольно-горизонтальная качка не учитывается).

$$\sum_{\substack{j=3,5 \\ k=3,5}} \left[ (M_{kj} + m_{kj}) x_j(t) + \int_0^{\infty} K_{kj}(\tau) x_j(t-\tau) d\tau + C_{kj} x_j(t) \right] = F_k(t), \quad (1)$$

- где  $M_{kj}$  – элементы матрицы инерции судна;  
 $m_{kj}$  – элементы матрицы присоединённых элементов;  
 $K_{kj}$  – элементы матрицы откликов судна на импульсные воздействия единичной интенсивности;  
 $C_{kj}$  – элементы матрицы восстанавливающих сил;  
 $F_k$  – элементы матрицы возмущающих сил, произвольно меняющихся во времени;  
 $X_3$  – мгновенное значение вертикального погружения судна;  
 $X_5$  – мгновенное значение угла дифферента судна.

Элементы  $K_{kj}(t)$  и постоянная (не зависящая от частоты волнения) присоединенная масса  $m_{kj}$  связаны соответственно с коэффициентом  $M_{kj}$  и присоединённой массой  $\lambda_{kj}(\sigma)$  и коэффициента волнового демпфирования  $\mu_{kj}(\sigma)$  при качке судна на регулярном волнении с частотой  $\sigma$  соотношениями

$$K_{kj}(t) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} M_{kj}(\sigma) \cos \sigma t d\sigma,$$

$$m_{kj} = \mu_{kj}(\sigma_0) + \frac{1}{\sigma_0} \int_{\sigma_0}^{\infty} K_{kj}(t) \sin \sigma_0 t dt, \quad (2)$$

где  $\sigma_0$  - произвольно выбранная частота регулярного волнения.

Поскольку функция  $K_{kj}(t)$  занимает важное место в дальнейшем исследовании, но почти не встречается в расчетах качки, получим её значение для конкретного судового корпуса. Используя для простоты математическую модель тонкого судна [6], выпишем коэффициент волнового демпфирования вертикальной качки  $\mu_{33}$  при качке судна с частотой  $\sigma$  на глубокой воде

$$\mu_{33} = \frac{2\rho\sigma^3}{g} \int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} F_3(\xi) F_3(x) J_0 \left[ \frac{\sigma^2}{g} (x - \xi) \right] d\xi dx, \quad (3)$$

где

$$F_3(x) = \int_0^d \frac{\partial y_0(x, z)}{\partial z} e^{-\frac{\sigma^2}{g} z} dz, \quad (4)$$

$y_0(x, z)$  - уравнение корпуса судна;

$J_0(\alpha)$  - функция Бесселя нулевого порядка действительного аргумента  $\alpha$ . С целью дальнейшего упрощения результатов примем, что ватерлиния судна представляет собой параболу с осевыми размерами  $L$  и  $B$  ( $L$  - длина,  $B$  - ширина судна), а шпангоуты имеют прямоугольную форму и осадку  $d$ . В этом случае производную уравнения корпуса судна можно записать в виде

$$\frac{\partial y_0(x, z)}{\partial z} = \frac{1}{2} B(x) \delta(z - d),$$

$$\delta(z - d) = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \leq z < d, \\ \infty & \text{при } z = d, \end{cases}$$



$$\int_0^d \delta(z-d) dz = \frac{1}{2} B(x), \quad (5)$$

где  $\delta(u)$  дельта функция Дирака;

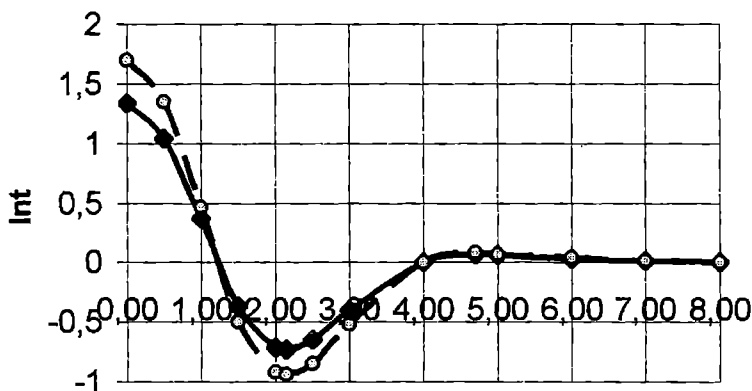
$B(x)$  - ширина корпуса судна на ватерлинии ( $z=0$ ).

Тогда из (2), (3) получим

$$\mu_{33}(\sigma) = \frac{\rho \sigma^3}{2g} e^{-\frac{2\sigma^2 d}{g}} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} B(\xi) B(x) J_0 \left[ \frac{\sigma^2}{g} (x - \xi) \right] d\xi dx, \quad (6)$$

$$INT = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} B(\xi) B(x) \int_0^{\infty} \sigma^3 \exp\left(-2d \frac{\sigma^2}{g}\right) J_0 \left[ \frac{\sigma^2}{g} (x - \xi) \right] \cos \sigma t d\sigma d\xi dx,$$

$$K_{33}(t) = \frac{\rho}{\pi g} INT. \quad (7)$$



*Рис. 1. Функции корпуса INT*

На рис. 1 приведены функции INT, рассчитанные для судна  $L=100$  м,  $B=12,5$  м  $d=5,0$  м. Функция INT, график которой нанесён сплошной линией, соответствует ватерлинии в форме квадратной параболы

$$y_0(x,0) = \pm \frac{B}{2} \left[ 1 - \left( \frac{2x}{L} \right)^2 \right],$$

а функция INT, нанесённая штриховой линией, соответствует ватерлинии в форме параболы четвёртой степени

$$y_0(x,0) = \pm \frac{B}{2} \left[ 1 - \left( \frac{2x}{L} \right)^4 \right].$$

В заключение отметим, что, если возмущающие воздействия  $F_k(t)$  оказываются стационарными случайными процессами, то в силу линейности системы уравнений качки (1) параметры движения  $x_3(t)$  и  $x_5(t)$  также являются стационарными, случайными процессами. Поэтому для их изучения ниже используются методы теории случайных функций.

Идущее и качающееся судно не касается дна фарватера носовой оконечностью (событие  $A_1$ ), если всегда

$$\left( \frac{l}{2} - x_f \right) x_5(t) + x_3(t) < H - d, \quad x_5 \geq 0, \quad x_3 < H - d, \quad (8)$$

и не коснётся кормовой оконечностью (событие  $A_2$ ), если всегда

$$-\left( \frac{l}{2} - x_f \right) x_5(t) + x_3 \leq H - d, \quad x_5 < 0, \quad x_3 < H - d. \quad (9)$$

При  $x_5 \geq 0$   $x_5 = |x_5|$ , а при  $x_5 < 0$   $x_5 = -|x_5|$ , поэтому для любого значения  $x_5 \in A_1 \cap A_2$  выполняется неравенство, определяющее безусловное событие А «некасания» судном дна канала.

$$\left( \frac{l}{2} - x_f \right) |x_5| + |x_3| < H - d. \quad (10)$$

Вероятность Р этого события оценим с помощью неравенства Чебышева

$$\begin{aligned} P \left( \left| \left( \frac{l}{2} - x_f \right) |x_5| + |x_3| - (H - d) \right| \geq (H - d) \right) &\leq \frac{M \left( \left( \left( \frac{l}{2} - x_f \right) |x_5| + |x_3| \right)^2 \right)}{(H - d)^2} = \\ &= 1 - \frac{\left( \frac{l}{2} - x_f \right)^2 M(|x_5|^2) + 2 \left( \frac{l}{2} - x_f \right) M(|x_5| |x_3|) + M(x_3^2)}{(H - d)^2}, \end{aligned} \quad (11)$$

где М – вторые моменты соответствующих процессов.

Так как

$$M(|x_5| |x_3|) \leq \sqrt{M(x_5^2) M(x_3^2)} = \sigma_{x_5} \sigma_{x_3},$$

где среднеквадратичные отклонения  $\sigma_{x_5}$ ,  $\sigma_{x_3}$ , причём  $\sigma_{x_5} = \sqrt{D(x_5)}$ ,  
 $\sigma_{x_3} = \sqrt{D(x_3)}$ ;

$D$  – дисперсии соответствующих процессов, то неравенство Чебышева (11) можно записать в виде

$$\begin{aligned}
 & P\left(\left|\left(\frac{L}{2} - x_f\right)x_5 + x_3\right| < H - d\right) \geq \\
 & \geq 1 - \frac{\left(\frac{L}{2} - x_f\right)^2 \sigma_{x_5}^2 + 2\left(\frac{L}{2} - x_f\right)\sigma_{x_5}\sigma_{x_3} + \sigma_{x_3}^2}{(H - d)^2} = \\
 & = 1 - \left(\frac{\left(\frac{L}{2} - x_f\right)\sigma_{x_5} + \sigma_{x_3}}{H - d}\right)^2
 \end{aligned} \tag{12}$$

Зная спектральные плотности  $S_{x_5}$  и  $S_{x_3}$ , легко определить дисперсии  $D_{x_5}$  и  $D_{x_3}$ , и, следовательно, среднеквадратичные отклонения  $\sigma_{x_5}$  и  $\sigma_{x_3}$ . Спектральные плотности  $S_{x_5}$  и  $S_{x_3}$  следует найти из спектральных плотностей волнения (11) через передаточные функции системы уравнений качки судна (1).

Переходя к определению спектральной плотности процессов вертикальных  $x_3(t)$  и угловых  $x_5(t)$  перемещений, отметим, следуя В.Н. Некрасову [7], что волновое поле можно рассматривать как случайное поле, характеристики которого являются стационарными однородными случайными процессами в области, размеры которой превосходят временные масштабы задачи о движении судна на волнении. Например, при разившемся волнении его можно считать однородным в пространственной области диаметром 10 миль и стационарным в течение 40-60 минут [8]. Так как силы, действующие на судно и вызванные волнением, получаются в результате линейного преобразования волнового потенциала, то эти силы являются стационарными случайными процессами, причем спектральные плотности волновых сил и спектр потенциала волнового движения жидкости связаны соотношением

$$S_{F_k} = |W^{\phi \rightarrow F_k}|^2 S_{\phi} , \tag{13}$$

где  $S_{F_k}$ ,  $S_\Phi$  - спектры волновых сил  $F_k$  и волнового потенциала  $\Phi$ , соответственно;

$W^{\Phi \rightarrow F_k}$  - передаточная функция преобразования потенциала  $\Phi$  в силу  $F_k$ ;

$j = 3, 5$  - индекс, соответствующий вертикальной и килевой качке.

Поскольку система дифференциальных уравнений продольной качки судна (1) линейна, а возмущающие силы  $F_k$  ( $k=3,5$ ), как указано выше, являются стационарными случайными процессами [9], то спектральные плотности процессов  $x_3(t)$  и  $x_5(t)$  можно представить в виде суммы произведений спектральных плотностей сил и моментов на квадраты модулей соответствующих передаточных функций, то есть

$$\begin{aligned} S_{x_3} &= |W^{F_3 \rightarrow x_3}|^2 S_{F_3} + |W^{F_5 \rightarrow x_3}|^2 S_{F_5}, \\ S_{x_5} &= |W^{F_3 \rightarrow x_5}|^2 S_{F_3} + |W^{F_5 \rightarrow x_5}|^2 S_{F_5} \end{aligned} \quad (14)$$

Найдём передаточные функции  $W^{\Phi \rightarrow F_k}$ ,  $k=3,5$ , перейдя от системы дифференциальных уравнений (1) к системе линейных алгебраических уравнений относительно образов  $X_3(p)$  и  $X_5(p)$  преобразования Лапласа функций  $x_3(t)$  и  $x_5(t)$ .

Рассматривая результаты расчета функции  $K_{kj}(\tau)$  для корпуса судна схематизированной формы, приведенной на рис. 1, видим, что эту функцию можно с достаточной для практики точностью представить в виде

$$K_{kj}(\tau) = \alpha_{kj} \cos(\beta_{kj} \tau) \exp(-\gamma_{kj} \tau), \quad \alpha_{kj} > 0, \beta_{kj} > 0, \gamma_{kj} > 0 \quad (15)$$

Введём новые переменные. Сначала положим

$$z_{kj}(t) = \alpha_{kj} \int_0^{\infty} \cos(\beta_{kj} t) \dot{x}(t-\tau) \exp(-\gamma_{kj} \tau) d\tau, \quad (16)$$

где  $\dot{x}(u) = \frac{dx(u)}{du}$ .

Сделаем замену переменной, положив  $t - \tau = u$ , тогда

$$z_{kj}(t) = \alpha_{kj} \exp(-\gamma_{kj} t) \left[ \cos(\beta_{kj} t) \int_{-\infty}^t \cos(\beta_{kj} u) \dot{x}(u) \exp(\gamma_{kj} u) du + \right. \\ \left. + \sin(\beta_{kj} t) \int_{-\infty}^t \sin(\beta_{kj} u) \dot{x}(u) \exp(\gamma_{kj} u) du \right]. \quad (17)$$

Умножим обе части (17) на  $\exp(\gamma_{kj}t)$  и результаты продифференцируем по  $t$ . Имеем

$$\begin{aligned} & \dot{z}_{kj}(t)\exp(\gamma_{kj}t) + \gamma_{kj}z_{kj}(t)\exp(\gamma_{kj}t) - \alpha_{kj}\dot{x}_j(t)\exp(\gamma_{kj}t) = \\ & = \alpha_{kj}\gamma_{kj} \left[ \begin{aligned} & \cos(\beta_{kj}t) \int_{-\infty}^t \sin(\beta_{kj}u)\exp(\gamma_{kj}u)\dot{x}_j(u)du \\ & - \sin(\beta_{kj}t) \int_{-\infty}^t \cos(\beta_{kj}u)\exp(\gamma_{kj}u)\dot{x}_j(u)du \end{aligned} \right]. \end{aligned} \quad (18)$$

Продифференцируем обе части равенства (18) по  $t$ , тогда

$$\begin{aligned} & \ddot{z}_{kj}(t) + 2\gamma_{kj}\dot{z}_{kj}(t)\exp(\gamma_{kj}t) + \gamma_{kj}^2 z_{kj}(t)\exp(\gamma_{kj}t) - \\ & - \alpha_{kj}\ddot{x}_j(t)\exp(\gamma_{kj}t) - \alpha_{kj}\gamma_{kj}\dot{x}_j(t) = \\ & = -\alpha_{kj}\beta_{kj}^2 \int_{-\infty}^t \cos[\beta_{kj}(t-u)]\exp(\gamma_{kj}u)\dot{x}_j(u)du. \end{aligned} \quad (19)$$

Сравнивая правую часть равенства (19) с (16), находим

$$-\alpha_{kj}\beta_{kj}^2 \int_{-\infty}^t \cos[\beta_{kj}(t-u)]\exp(\gamma_{kj}u)\dot{x}_j(u)du = -\beta_{kj}^2 \exp(\gamma_{kj}t)z_{kj}(t). \quad (20)$$

С учётом (20) из (19) получим

$$\ddot{z}_{kj}(t) + 2\gamma_{kj}\dot{z}_{kj}(t) + (\gamma_{kj}^2 + \beta_{kj}^2)z_{kj}(t) = \alpha_{kj} \left[ \ddot{x}_j(t) + \gamma_{kj}\dot{x}_j(t) \right]. \quad (21)$$

Пусть

$$\begin{aligned} X_j(p) &= L[x_j(t)] = \int_0^{\infty} \exp(-pt)x_j(t)dt, \\ Z_{kj}(p) &= L[z_{kj}(t)] = \int_0^{\infty} \exp(-pt)z_{kj}(t)dt \end{aligned} \quad (22)$$

трансформации Лапласа функций  $x_j(t)$  и  $z_{kj}(t)$ , соответственно.

Применяя преобразование Лапласа к обеим частям (21), находим

$$Z_{kj}(p) = \frac{\alpha_{kj}(p^2 + \gamma_{kj}p)}{p^2 + 2\gamma_{kj}p + (\gamma_{kj}^2 + \beta_{kj}^2)} X_j(p). \quad (23)$$

Учитывая соотношения (15), (16) и (23), применим преобразование Лапласа к системе дифференциальных уравнений (1)

$$\sum_{k=3,5} \left[ (M_{kj} + m_{kj})p^2 X_j(p) + \frac{\alpha_{kj}(p^2 + \gamma_{kj}p)}{p^2 + 2\gamma_{kj}p + (\gamma_{kj}^2 + \beta_{kj}^2)} X_j(p) + c_{kj} X_j(p) \right] = E_k(p), \quad (24)$$

здесь  $E_k(p) = L[F_k(t)]$ .

Введём обозначение

$$(M_{kj} + m_{kj})p^2 + \frac{\alpha_{kj}(p^2 + \gamma_{kj}p)}{p^2 + 2\gamma_{kj}p + (\gamma_{kj}^2 + \beta_{kj}^2)} + C_{kj}(p) = A_{kj}(p) \quad (25)$$

и перепишем систему (24) в следующем виде:

$$\begin{aligned} A_{33}(p)X_3(p) + A_{35}(p)X_5(p) &= E_3(p), \\ A_{53}(p)X_3(p) + A_{55}(p)X_5(p) &= E_5(p). \end{aligned} \quad (26)$$

Отсюда находим

$$\begin{aligned} X_3(p) &= \frac{A_{55}(p)E_3(p) - A_{35}(p)E_5(p)}{A_{33}(p)A_{55}(p) - A_{35}(p)A_{53}(p)}, \\ X_5(p) &= \frac{A_{33}(p)E_5(p) - A_{53}(p)E_3(p)}{A_{33}(p)A_{55}(p) - A_{35}(p)A_{53}(p)}. \end{aligned} \quad (27)$$

Таким образом, преобразования Лапласа передаточных функций имеют вид

$$\begin{aligned} W_{(p)}^{F_3 \rightarrow X_3} &= \frac{A_{33}(p)}{\Delta(p)}, \quad W_{(p)}^{F_5 \rightarrow X_3} = -\frac{A_{35}(p)}{\Delta(p)}, \quad W_{(p)}^{F_3 \rightarrow X_5} = -\frac{A_{53}(p)}{\Delta(p)}, \\ W_{(p)}^{F_5 \rightarrow X_5} &= \frac{A_{55}(p)}{\Delta(p)}, \quad \Delta(p) = A_{33}(p)A_{55}(p) - A_{35}(p)A_{53}(p). \end{aligned} \quad (28)$$

Подставив вместо функции  $A_{kj}(p)$  выражения в виде (25), получим формулы для трансформант Лапласа передаточных функций

$$\begin{aligned} A_{kj}(p) &= \\ &= \frac{(M_{kj} + m_{kj})p^4 + 2\gamma_{kj}(M_{kj} + m_{kj})p^3 + [(\gamma_{kj}^2 + \beta_{kj}^2)(M_{kj} + m_{kj}) + \alpha_{kj} + c_{kj}]p^2}{p^2 + 2\gamma_{kj}p + (\gamma_{kj}^2 + \beta_{kj}^2)} + \\ &\quad + \frac{\gamma_{kj}(2c_{kj} + \alpha_{kj}) + c_{kj}(\gamma_{kj}^2 + \beta_{kj}^2)}{p^2 + 2\gamma_{kj}p + (\gamma_{kj}^2 + \beta_{kj}^2)}. \end{aligned} \quad (29)$$

Введём следующие обозначения:

$$\begin{aligned} (M_{kj} + m_{kj}) &= a_{kj}, \quad 2\gamma_{kj}(M_{kj} + m_{kj}) = b_{kj}, \\ (\gamma_{kj}^2 + \beta_{kj}^2)(M_{kj} + m_{kj}) + \alpha_{kj} + c_{kj} &= d_{kj}, \quad \gamma_{kj}(2c_{kj} + \alpha_{kj}) = e_{kj}, \\ c_{kj}(\gamma_{kj}^2 + \beta_{kj}^2) &= f_{kj}, \quad (\gamma_{kj}^2 + \beta_{kj}^2) = h_{kj}. \end{aligned} \quad (30)$$

Тогда

$$A_{kj}(p) = \frac{a_{kj}p^4 + b_{kj}p^3 + d_{kj}p^2 + e_{kj}p + f_{kj}}{p^2 + 2\gamma_{kj}p + h_{kj}} \quad (31)$$

Перепишем в новых обозначениях выражение

$$\begin{aligned} \Delta(p) &= A_{33}(p)A_{55}(p) - A_{35}(p)A_{53}(p) \\ A(p) &= \left( \frac{a_{33}a_{55}p^8 + (a_{33}b_{55} + a_{55}b_{33})p^7 + (d_{33}a_{55} + b_{33}b_{55} + d_{55}a_{33})p^6 +}{p^4 + 2p^3(\gamma_{33} + \gamma_{55}) + p^2(4\gamma_{33}\gamma_{55} + h_{33} + h_{55}) + 2p(\gamma_{55}h_{33} + \gamma_{33}h_{55}) + h_{33}h_{55}} + \right. \\ &+ \frac{(e_{33}a_{55} + d_{33}b_{55} + b_{33}d_{55} + a_{33}e_{55})p^5 + (f_{33}a_{55} + e_{33}b_{55} + d_{33}d_{55} + b_{33}e_{55} + a_{33}f_{55})p^4 +}{p^4 + 2p^3(\gamma_{33} + \gamma_{55}) + p^2(4\gamma_{33}\gamma_{55} + h_{33} + h_{55}) + 2p(\gamma_{55}h_{33} + \gamma_{33}h_{55}) + h_{33}h_{55}} + \\ &+ \frac{(f_{33}b_{55} + e_{33}d_{55} + d_{33}e_{55} + b_{33}f_{55})p^3 + (f_{33}d_{55} + e_{33}e_{55} + d_{33}f_{55})p^2 +}{p^4 + 2p^3(\gamma_{33} + \gamma_{55}) + p^2(4\gamma_{33}\gamma_{55} + h_{33} + h_{55}) + 2p(\gamma_{55}h_{33} + \gamma_{33}h_{55}) + h_{33}h_{55}} + \\ &\left. + \frac{(e_{55}f_{33} + e_{33}f_{55})p + f_{33}f_{55}}{p^4 + 2p^3(\gamma_{33} + \gamma_{55}) + p^2(4\gamma_{33}\gamma_{55} + h_{33} + h_{55}) + 2p(\gamma_{55}h_{33} + \gamma_{33}h_{55}) + h_{33}h_{55}} \right) - \\ &\left( \frac{a_{35}a_{53}p^8 + (a_{35}b_{53} + a_{53}b_{35})p^7 + (d_{35}a_{53} + b_{35}b_{53} + d_{53}a_{35})p^6 +}{p^4 + 2p^3(\gamma_{53} + \gamma_{35}) + p^2(4\gamma_{35}\gamma_{53} + h_{35} + h_{53}) + h_{35}h_{53}} + \right. \\ &+ \frac{(e_{35}a_{53} + d_{35}b_{53} + b_{35}d_{53} + a_{35}e_{53})p^5 + (f_{35}a_{53} + e_{35}b_{53} + d_{35}d_{53} + b_{35}e_{53} + a_{35}f_{53})p^4 +}{p^4 + 2p^3(\gamma_{53} + \gamma_{35}) + p^2(4\gamma_{35}\gamma_{53} + h_{35} + h_{53}) + h_{35}h_{53}} + \\ &+ \frac{(f_{35}b_{53} + e_{35}d_{53} + d_{35}e_{53} + b_{35}f_{53})p^3 + (f_{35}d_{53} + e_{35}e_{53} + d_{35}f_{53})p^2 +}{p^4 + 2p^3(\gamma_{53} + \gamma_{35}) + p^2(4\gamma_{35}\gamma_{53} + h_{35} + h_{53}) + h_{35}h_{53}} + \\ &\left. + \frac{(e_{35}f_{53} + e_{53}f_{35})p + f_{35}f_{53}}{p^4 + 2p^3(\gamma_{53} + \gamma_{35}) + p^2(4\gamma_{35}\gamma_{53} + h_{35} + h_{53}) + h_{35}h_{53}} \right) \end{aligned} \quad (32)$$

Тогда передаточная функция  $W^{F_{kj} \rightarrow X_j}$  имеет вид рациональной функции от переменной  $p$

$$W_{(p)}^{n_{kj} \rightarrow x_j} = \frac{a_{kj}p^4 + b_{kj}p^3 + d_{kj}p^2 + e_{kj}p + f_{kj}(-1)^{\delta_{kj}}}{p^2 + 2\gamma_{kj}p + h_{kj}} \quad (33)$$

$\delta^{kj} = 0$ , если  $k=j$ ;

$\delta^{kj} = 1$ , если  $k \neq j$ .

Вводя в выражение (33) для передаточных функций вместо переменной  $p$  величину  $i\sigma$  и подставляя полученный результат в формулу (14), можно получить спектры  $S_{kj}$  процессов  $x_j$ . Тогда легко отыскиваются среднеквадратичные отклонения  $\sigma_{x_3}$  и  $\sigma_{x_5}$ .

С помощью формулы (12), задаваясь доверительной вероятностью  $\alpha$  ( $\alpha = 0,95 - 0,98$ ), определяем вероятностно гарантированную на уровне обеспеченности  $\alpha$  безопасную глубину  $H$

$$H = d + \frac{1}{\sqrt{1-\alpha}} \left[ \left( \frac{L}{2} - x_f \right) \sigma_{x_3} + \sigma_{x_5} \right]. \quad (34)$$

### ЛИТЕРАТУРА

1. Воробьёв Ю.Л., Коханов Э.В. Об учёте курсового угла при определении кинематических характеристик нерегулярной качки судна на мелководье // Судостроение и судоремонт: Сб. научн. трудов ОИИМФ. М.: Рекламинформбюро ММФ, 1977. - Вып 9. - С. 3-11.
2. Гулиев Ю.М. Определение безопасных глубин на мелководье и в каналах // Тр. Союзморниипроекта. М.: Транспорт, 1971, №30(36). - С. 136-140.
3. Воробьёв Ю.Л., Лабин А.И. Определение динамической посадки судов на мелководье. Тезисы докладов на Всесоюзной научно-технической конференции «Крыловские чтения» Л.: Судостроение, 1980. - С. 23-24.
4. Коханов Э.В., Лабин А.И. Исследование просадки судов, движущихся по мелководному фарватеру // Теория и практика модернизации судов: Сб. научн. трудов ОИИМФ. М.: ЦРИА Морфлот, 1981. - С. 15-21.
5. К вопросу о навигационных запасах глубины под килем судна при плавании в каналах и на мелководье // Ю.Л. Воробьёв, В.Т. Соколов, А.И. Лабин и др. Судовождение и связь. М.: В/О «Мортехинформреклама», 1986. - Вып. 9(124). - С. 1-18.
6. Воробьёв Ю.Л. Возмущающие силы при продольной качке судна на мелководье и глубокой воде // Прикладная механика, АН УССР. 1980. - № 4. - С. 136-139.
7. Некрасов В.А. Вероятностные задачи мореходности судов. - Л.: Судостроение, 1987. - 303 с.



8. Крылов Ю.М., Стрекалов С.С., Циплухин В.Ф. *Ветровые волны и их воздействие на сооружения.* – Л.: Гидрометеоиздат, 1976. - 256 с.
9. Давидан И.Н., Лопатухин Л.И., Рожков В.А. *Ветровое волнение как вероятностный гидродинамический процесс.* – Л.: Гидрометеоиздат, 1978.- 286 с.
10. Хаскинд М.Д. *Гидродинамическая теория качки судна.* – Л.: Наука, 1973.- 327 с.
11. *Ветер и волны в океанах и морях: Справочные данные. Регистр СССР.* – Л.: Судостроение, 1974. - 218 с.

УДК 629.12.073.243.4(076)

ОБ УЧЕТЕ ВОЛНЕНИЯ В ОЦЕНКАХ УПРАВЛЯЕМОСТИ СУДОВ  
ПО ДАННЫМ ИСПЫТАНИЙ СИСТЕМАТИЧЕСКОЙ СЕРИИ  
МОДЕЛЕЙ

Д.Д. Романадзе

Необходимость учета волновых сил в оценках управляемости сегодня отмечается ведущими специалистами в этой области теории корабля [1, 2, 3]. Наибольшее влияние на характеристики управляемого движения оказывают силы второго порядка.

Исследование управляемости с учетом этой категории сил может быть произведено в рамках той или иной модели, в том числе и имитационной. Для подобных исследований, выполняемых, как правило, во временной области, необходима простая расчетная процедура оценки волновых сил второго порядка, к которым относятся продольная и поперечная силы дрейфа, а также момент рыскания. Учитывая сложность и громоздкость строгих теоретических построений подобных решений, для практических оценок целесообразно использовать результаты серийных экспериментов.

Пересчет данных модельных испытаний на натурное судно для условий двухмерного нерегулярного волнения может быть выполнен по рекомендациям [5] в последовательности, приведенной ниже.

1. Задаемся расчетной интенсивностью волнения и курсовым углом  $\psi^0$ , принимая соответствующие характеристики высоты трехпроцентной обеспеченности  $h_{3\%}$  и среднего периода волнения  $\bar{\tau}$ . Определяем период максимума спектра  $\tau_m$  и по формуле  $\bar{\omega} = 2\pi / \tau_m$  определяем частоту максимума спектра нерегулярного волнения.

2. Определяем безразмерные характеристики формы корпуса расчетного судна.

3. Выбираем прототип, сопоставляя безразмерные характеристики формы корпуса расчетного судна с соответствующими характеристиками серии моделей согласно табл. 1.

4. Для расчетного судна по формуле  $\omega_L = \sqrt{2\pi g / L}$  определяем характерный частотный параметр и вычисляем отношение  $\bar{\omega} / \omega_L$ .

5. Для отношения  $\bar{\omega} / \omega_L$ , пользуясь данными [5], определяем значение безразмерных коэффициентов сил волнового дрейфа  $I_j \left( \frac{\bar{\omega}}{\omega_L}, \psi \right)$ ,

$j = 1, 2, 3$ . Значение индекса  $j = 1$  соответствует продольной составляющей сил дрейфа,  $j = 2$  – поперечной составляющей и  $j = 3$  – разворачивающему моменту.

6. Определяем средние значения сил дрейфа по формуле

$$\bar{F}_j = I_j \left( \frac{\bar{\omega}}{\omega_L}, \psi \right) \times \rho g L^k h_{3\%}^2,$$

где  $\rho$  - плотность морской воды;  $k = 1$  при  $j = 1, 2$ ;  $k = 2$  при  $j = 3$ .

Использование изложенной методики существенно упрощается, если значения  $I_n \left( \frac{\bar{\omega}}{\omega_L}, \psi \right)$  представлены в удобном для вычислений виде.

Возможность практической реализации подобного представления значений  $I_j \left( \frac{\bar{\omega}}{\omega_L}, \psi \right)$  для оценки волновых сил была продемонстрирована в [4], где подробно описаны основные этапы. Настоящая статья содержит результаты продолжения упомянутых исследований и содержит данные, позволяющие рассчитать  $I_j \left( \frac{\bar{\omega}}{\omega_L}, \psi \right)$  для произвольных значений  $\frac{\bar{\omega}}{\omega_L}$  и  $\psi$ .

*Таблица 1. Расчетные характеристики моделей серии*

Характеристики моделей	Обозначение	Номер модели							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Водоизмещение	$V, \text{ м}^3$	0,431	0,298	0,604	0,486	0,343	0,682	0,758	0,856
Длина между перпендикулярами	$L_{пп}, \text{ м}$	3,50	3,50	4,90	3,50	3,50	4,90	5,85	5,85
Отношение длины к ширине	$L/B$	5,00	5,00	7,00	5,00	5,00	7,00	7,00	7,00
Отношение ширины к осадке	$B/T$	2,80	3,80	2,80	2,80	3,80	2,80	3,80	3,80
Коэффициенты общей полноты	$\delta$	0,704	0,660	0,704	0,793	0,760	0,795	0,704	0,795
Коэффициенты полноты ватерлинии	$\alpha$	0,776	0,76	0,777	0,836	0,836	0,839	0,784	0,839
Относительная длина цилиндрической вставки	$L_{пв} / L_{пп}$	0,25	0,25	0,25	0,45	0,45	0,45	0,20	0,45

Для численных оценок наиболее проста и удобна полиномиальная форма расчетных зависимостей. Ниже кратко изложены основные этапы получения значений полиномиальных коэффициентов.

На первом этапе строились и аппроксимировались соответствующие зависимости составляющих сил дрейфа от частотного параметра полиномами для каждого курсового угла. Общий вид полиномов, как и в [4], принят таким

$$\begin{pmatrix} I_1 \\ I_2 \\ I_6 \end{pmatrix} = \sum_{n=0}^6 \begin{pmatrix} a_n \\ b_n \\ c_n \end{pmatrix} \times \left( \frac{\omega}{\omega_L} \right)^n.$$

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

$$\begin{pmatrix} a_n \\ b_n \\ c_n \end{pmatrix} = \sum_{m=0}^6 \begin{pmatrix} d_{nm} \\ e_{nm} \\ f_{nm} \end{pmatrix} \times \cos^m \Psi, n = 0, 1, 2, \dots, 6.$$

Таким образом, общий вид аппроксимационной зависимости получается следующим:

$$\begin{pmatrix} I_1 \\ I_2 \\ I_6 \end{pmatrix} = \sum_{n=0}^6 \left\{ \sum_{m=0}^6 \begin{pmatrix} d_{nm} \\ e_{nm} \\ f_{nm} \end{pmatrix} \times \cos^m \Psi \right\} \times \left( \frac{\omega}{\omega_L} \right)^n.$$

Результаты аппроксимации представлены в табл. 2, 3 и 4.

Коэффициенты полиномов приведены на соответствующих рисунках.

*Таблица 2. Коэффициенты полиномов  $d_{nm}$  для продольной силы  $I_1$*

m	n	Номер модели							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0	1	3,1181	6,2565	-11,304	6,1456	13,691	-3,8083	13,739	-5,1881
	2	-5,4997	9,6226	-0,7264	-25,015	-7,7532	-5,7297	1,293	6,5448
	3	-4,7598	-23,154	48,357	-6,8746	-18,746	2,9978	-17,397	32,113
	4	10,833	-14,083	3,9837	53,192	22,431	9,4284	2,4703	-26,895
	5	10,135	25,958	-28,323	10,243	16,553	6,7476	13,072	-25,346
	6	-5,1584	4,7749	-1,7933	-27,947	-12,335	-4,1027	-0,8501	22,352
1	1	-28,781	-38,709	5,5869	-43,105	-46,251	-1,2109	-50,833	6,2344
	2	6,5734	-33,929	-20,24	60,021	26,51	8,1942	-5,08	-16,896
	3	47,889	104,28	-96,085	56,105	39,138	4,0889	62,277	-85,394
	4	-16,128	61,954	40,858	-137,14	-67,373	1,0969	-5,1307	63,46
	5	-51,838	-106,04	55,161	-50,511	-32,353	-25,761	-43,985	66,195
	6	7,5595	-31,066	-26,374	76,553	33,709	-8,7147	2,5707	-51,369

m	n	Номер модели							
		1	2	3	4	5	6	7	8
2	1	56,273	69,925	31,603	79,658	59,513	16,741	66,609	8,1526
	2	5,1268	43,684	44,931	-48,19	-29,378	3,284	4,4362	15,816
	3	-93,887	-157,04	41,336	-111,42	-26,34	-16,107	-67,637	73,634
	4	-2,12	-96,3	-96,513	123,55	62,072	-37,711	3,04	-54,967
	5	83,836	149,69	-21,116	86,836	16,883	32,227	42,63	-56,768
	6	1,2987	58,872	59,573	-74,853	-25,059	34,468	0,7013	42,691
3	1	-38,811	-47,361	-31,036	-54,324	-32,783	-14,158	-36,642	-9,4468
	2	-8,1837	-26,579	-33,859	17,646	15,871	-7,2531	-1,31	-7,594
	3	66,546	101,28	3,0444	80,858	3,3309	12,525	29,879	-30,901
	4	9,7627	66,339	73,957	-51,983	-27,381	36,544	-1,1413	24,765
	5	-55,704	-93,941	-3,8206	-60,925	1,7006	-18,269	-16,16	23,693
	6	-4,816	-44,6	-44,904	34,101	7,7147	-29,553	-1,6107	-18,22
4	1	12,538	15,208	11,464	17,454	9,0304	4,9421	9,9731	3,5445
	2	3,4248	8,2027	11,517	-3,1973	-4,5602	3,211	-0,0409	1,9669
	3	-21,952	-31,968	-5,9443	-27,101	1,9832	-4,319	-6,1094	6,999
	4	-4,4049	-22,14	-25,309	11,36	6,5841	-13,801	0,5789	-6,1365
	5	17,8	29,204	4,0576	20,189	-3,3057	5,313	2,417	-5,3665
	6	2,0781	15,636	15,223	-8,1056	-1,0603	10,713	0,4576	4,2731
5	1	-1,9348	-2,3419	-1,8972	-2,6797	-1,231	3,824	-1,3389	-0,5821
	2	-0,5987	-1,2419	-1,8349	0,2679	0,6647	4,7549	0,0662	-0,2604
	3	3,4395	4,8888	1,3658	4,2821	-0,6442	-22,39	0,5496	-0,8258
	4	0,7731	3,5273	4,0419	-1,2583	-0,8351	-24,334	-0,1461	0,7889
	5	-2,7375	-4,4224	-0,8765	-3,1755	0,8157	17,699	-0,0605	0,6352
	6	-0,3477	-2,5621	-2,4163	0,9837	0,0485	19,556	-0,0365	-0,5219
6	1	0,1154	0,1364	0,1177	0,1588	0,0663	0,0485	0,0709	0,0363
	2	0,0383	-0,1612	0,1117	-0,0073	-0,0385	0,0381	-0,0068	0,0147
	3	-0,2076	0,0619	-0,0981	-0,259	0,0535	-0,0435	-0,0152	0,0384
	4	-0,0487	0,3512	-0,2465	0,0559	0,0433	-0,1481	0,0123	-0,0432
	5	0,1632	-0,168	0,0612	0,1917	-0,0623	0,0445	-0,0103	-0,0299
	6	0,0208	-0,2203	0,1469	-0,0483	0,0013	0,1117	-0,0003	0,0272

Таблица 3. Коэффициенты полиномов  $e_{nm}$  для поперечной силы  $I_2$

$m$	$n$	Номер модели							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0	0	-0,0242	-0,0052	1,4337	1,9575	1,1500	1,5295	1,1760	1,3066
	1	-2,8295	-7,557	5,9867	3,6906	2,5718	0,5232	4,1214	3,9326
	2	16,549	23,14	12,337	7,2338	20,341	10,983	4,6683	33,211
	3	5,7611	23,418	-18,236	-10,055	-7,5461	-0,3481	-12,848	-14,344
	4	-31,630	-56,249	-32,211	-20,194	-47,697	-25,957	-7,8293	-73,183
	5	-2,9317	-15,861	12,250	6,3649	4,9742	-0,1751	8,7262	10,412
	6	15,105	33,114	18,441	11,003	26,206	13,444	1,9851	38,665
1	0	-0,6866	0,0688	-4,6987	-6,6161	-4,0942	-5,4394	-3,8215	-5,1866
	1	9,7020	23,127	-17,611	-12,432	-7,3668	-2,2267	-12,889	-10,31
	2	-50,291	-69,494	-38,965	-23,489	-62,838	-35,091	-16,337	-96,839
	3	-21,311	-72,572	52,152	31,975	21,591	2,3459	38,864	37,401
	4	88,422	162,84	91,107	55,827	140,63	76,09	20,969	204,5
	5	11,609	49,445	-34,541	-19,543	-14,224	-0,1192	-25,975	-27,091
	6	-37,444	-93,413	-47,443	-25,722	-73,694	-35,559	-0,8107	-102,47
2	0	1,4066	-0,2644	6,033	8,8193	5,1497	7,8408	4,9052	7,6547
	1	-11,757	-25,637	19,449	15,405	7,7453	2,5068	14,949	11,163
	2	56,348	76,684	43,56	28,048	69,855	39,375	16,445	99,73
	3	27,635	82,085	-55,152	-36,531	-21,718	-0,5607	-43,512	-39,19
	4	-88,633	-169,12	-88,843	-54,712	-146,80	-73,903	-10,200	-196,99
	5	-15,878	-56,448	35,703	21,126	13,973	-1,9461	28,563	28,027
	6	30,878	92,700	39,25	17,844	71,791	26,687	-11,151	89,604
3	0	0,2094	-0,0347	-2,3342	-4,0707	-1,8522	-3,8008	-1,8377	-3,5685
	1	6,6449	13,715	-10,295	-8,9624	-3,9061	-1,3148	-8,2891	-5,9986
	2	-31,162	-32,763	-24,088	-17,205	-38,159	-21,652	-7,8642	-51,086
	3	-16,327	-44,581	28,151	19,980	10,451	-0,7467	23,471	20,329
	4	42,968	70,318	41,269	26,747	74,369	33,700	-2,3435	94,418
	5	9,6820	30,866	-17,856	-11,017	-6,5454	2,0615	-15,182	-14,331
	6	-12,015	-37,521	-14,847	-5,4715	-34,358	-8,2475	12,045	-37,763
4	0	-0,3747	1,8313	0,3434	0,8661	0,2232	0,8712	0,2665	0,7515
	1	-1,9274	-3,8276	2,8214	2,6588	1,0155	0,3607	2,3730	1,6915
	2	8,9224	-4,5074	6,8969	5,4131	10,815	6,1052	1,8930	13,818
	3	4,8827	12,582	-7,4947	-5,6634	-2,6038	0,4352	-6,5811	-5,5602
	4	-10,896	4,8276	-9,9752	-6,9805	-19,737	-7,8484	2,6059	-22,905
	5	-2,9553	-8,7542	4,6733	3,0046	1,5883	-0,796	4,2081	3,8688
	6	2,3483	-2,1515	2,7349	0,7013	8,6992	0,872	-4,7653	8,3355

Продолжение таблицы 3

m	n	Номер модели							
		1	2	3	4	5	6	7	8
5	0	0,0928	-1,4505	-0,0079	-0,0839	0,0056	-0,0958	-0,0077	-0,071
	1	0,279	0,5367	-0,3868	-0,3902	-0,1313	-0,0501	-0,3389	-0,2399
	2	-1,2708	8,4528	-0,9837	-0,8341	-1,5285	-0,0818	-0,2234	-1,8889
	3	-0,7224	-1,7794	1,0038	0,8027	0,3235	0,0853	0,9251	0,7692
	4	1,3919	-14,012	1,2145	0,9287	2,6419	0,8991	-0,5935	2,8852
	5	0,4434	1,2427	-0,617	-0,4125	-0,1923	0,1355	-0,5862	-0,5293
	6	-0,2139	7,0101	-0,2229	-0,0107	-1,1189	0,0485	0,8245	-0,9253
6	0	-0,0071	0,5034	-0,0015	0,0028	-0,002	0,004	-0,0009	0,0022
	1	-0,0159	-0,0299	0,021	0,0225	0,0067	0,0029	0,0193	0,0134
	2	0,0716	-3,1593	0,0555	0,05	0,0849	0,0469	0,0102	0,1029
	3	0,0418	0,1	-0,0533	-0,0448	-0,016	0,0052	-0,052	-0,0421
	4	-0,0715	5,3156	-0,0593	-0,0496	-0,1405	-0,0403	0,0435	-0,1456
	5	-0,0259	-0,0701	0,0323	0,0223	0,0093	-0,0081	0,0328	0,0287
	6	0,0069	-2,6597	0,0053	-0,0032	0,0576	-0,0107	-0,0528	0,0405

Таблица 4. Коэффициенты полиномов  $f_{nm}$  для разворачивающего момента  $I_6$

m	n	Номер модели							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0	0	-0,3154	-0,9988	1,2929	0,7017	-0,0456	1,2693	0,3673	0,8613
	1	1,7801	2,2945	-7,2328	10,352	-1,6530	-4,4629	5,7744	11,313
	2	20,676	10,842	-9,3006	4,0028	-1,2659	-6,1205	-0,7910	-3,6589
	3	16,242	19,187	33,531	-13,862	10,916	35,761	-1,3156	-25,935
	4	-48,028	-12,01	6,2760	-6,5877	3,4437	-20,2	4,6024	13,923
	5	-18,023	-21,481	-26,298	3,5108	-9,263	-31,298	-4,4587	14,622
	6	27,668	2,1664	1,7317	1,8832	-2,1323	25,051	-4,1787	-11,126
1	0	0,9898	2,6581	-4,0974	-2,0261	-1,0478	-4,4296	-1,3972	-2,6542
	1	-4,2204	-4,9297	8,7510	-35,869	-3,6513	5,1817	-24,117	-35,022
	2	-53,811	-24,35	25,579	6,2656	17,435	21,207	7,3487	11,474
	3	-69,343	-81,862	-88,872	31,172	-27,547	-107,00	0,5416	58,549
	4	121,08	14,164	-10,167	-20,524	-40,117	52,792	-18,922	-39,253
	5	73,564	86,792	80,121	4,6967	31,199	101,82	23,575	-23,527
	6	-68,263	7,5285	-11,315	16,284	23,731	-69,570	12,971	30,433

*Продолжение таблицы 4*

m	n	Номер модели							
		1	2	3	4	5	6	7	8
2	0	-0,9049	-2,3252	4,7984	2,6204	2,8231	5,6218	1,8810	3,0549
	1	5,8500	4,9518	3,2629	50,318	14,149	3,1585	33,291	40,226
	2	46,876	17,798	-31,26	-32,649	-36,564	-29,372	-16,786	-15,061
	3	95,369	115,46	96,664	-30,456	30,860	130,77	10,188	-38,812
	4	-100,18	8,2752	19,753	79,663	80,624	-44,073	35,375	43,484
	5	-101,22	-120,41	-99,927	-19,862	-45,009	-133,93	-43,479	-1,4145
	6	54,207	-23,748	6,7093	-49,634	-46,883	67,823	-20,469	-31,477
3	0	0,5150	1,0477	-2,3339	-1,3035	-2,1208	-2,9922	-0,8433	-1,4106
	1	-2,6245	-1,2961	-6,0640	-30,562	-10,657	-3,9478	-19,218	-20,758
	2	-18,856	-5,794	18,048	28,267	26,598	17,054	12,164	8,3405
	3	-56,352	-70,553	-49,502	16,928	-14,858	-74,849	-9,1454	10,432
	4	36,986	-14,579	-15,511	-67,284	-58,241	20,133	-24,824	-22,03
	5	58,977	71,849	55,566	13,634	25,515	78,797	28,363	10,326
	6	-18,645	19,325	-0,2021	40,321	33,764	-34,195	13,503	15,100
4	0	-0,1522	-0,2572	0,5659	0,3164	0,7043	0,7993	0,1707	0,3226
	1	0,5355	-0,0388	2,4706	9,1958	3,5165	1,3818	5,5119	5,4714
	2	3,7950	0,8283	-5,2872	-10,162	-8,8487	-4,8364	-4,0106	-2,2889
	3	16,571	21,4	13,274	-5,0368	3,578	21,987	3,2518	-0,7572
	4	-6,4657	6,2871	5,3075	24,034	19,363	-5,3843	8,1044	5,6585
	5	-17,107	-21,361	-15,745	-4,159	-7,0945	-23,369	-8,7637	-4,7143
	6	2,8229	-6,8581	-0,5861	-14,188	-11,218	9,4213	-4,2645	-3,6923
5	0	0,0223	0,0327	-0,0678	-0,0376	-0,1094	-0,1062	-0,0151	-0,0364
	1	-0,0490	0,0557	-0,4311	-1,3521	-0,5455	-0,2094	-0,7792	-0,7222
	2	-0,3640	-0,0306	0,7774	1,6659	1,3875	0,6693	0,6260	0,3100
	3	-2,3947	-3,1763	-1,7491	0,7445	-0,4229	-3,2095	-0,5263	-0,1239
	4	0,4697	-1,1280	-0,9005	-3,9301	-3,0392	0,7708	-1,2600	-0,7227
	5	2,4437	3,1206	2,1802	0,6076	0,9684	3,4189	1,3056	0,8461
	6	-0,1280	1,1259	0,1909	2,3019	1,7611	-1,3339	0,6491	0,4491
6	0	-0,0013	-0,0017	0,0032	0,0018	0,0065	0,0056	0,0004	0,0016
	1	0,0014	-0,0055	0,0273	0,0776	0,0324	0,0120	0,0434	0,0378
	2	0,0128	-0,0022	-0,0448	-0,1034	-0,0832	-0,0364	-0,0375	-0,0163
	3	0,1359	0,1844	0,0926	-0,0427	0,0198	0,1841	0,0321	0,0174
	4	-0,0067	0,0743	0,0565	0,2435	0,1823	0,0444	0,0755	0,036
	5	-0,1373	-0,1789	-0,1200	-0,0349	-0,0522	0,01961	-0,0755	-0,0552
	6	-0,0048	-0,0704	-0,0149	-0,1419	-0,1056	0,0752	-0,0384	-0,0213



Здесь  $\Psi$  – курсовой угол ( $0^\circ$  – соответствует попутному волнению  $180^\circ$  – встречному). Результаты аппроксимации приведены в графическом и табличном виде, на рисунках 4, 5, 6 и в таблицах 4, 5, 6, соответственно.

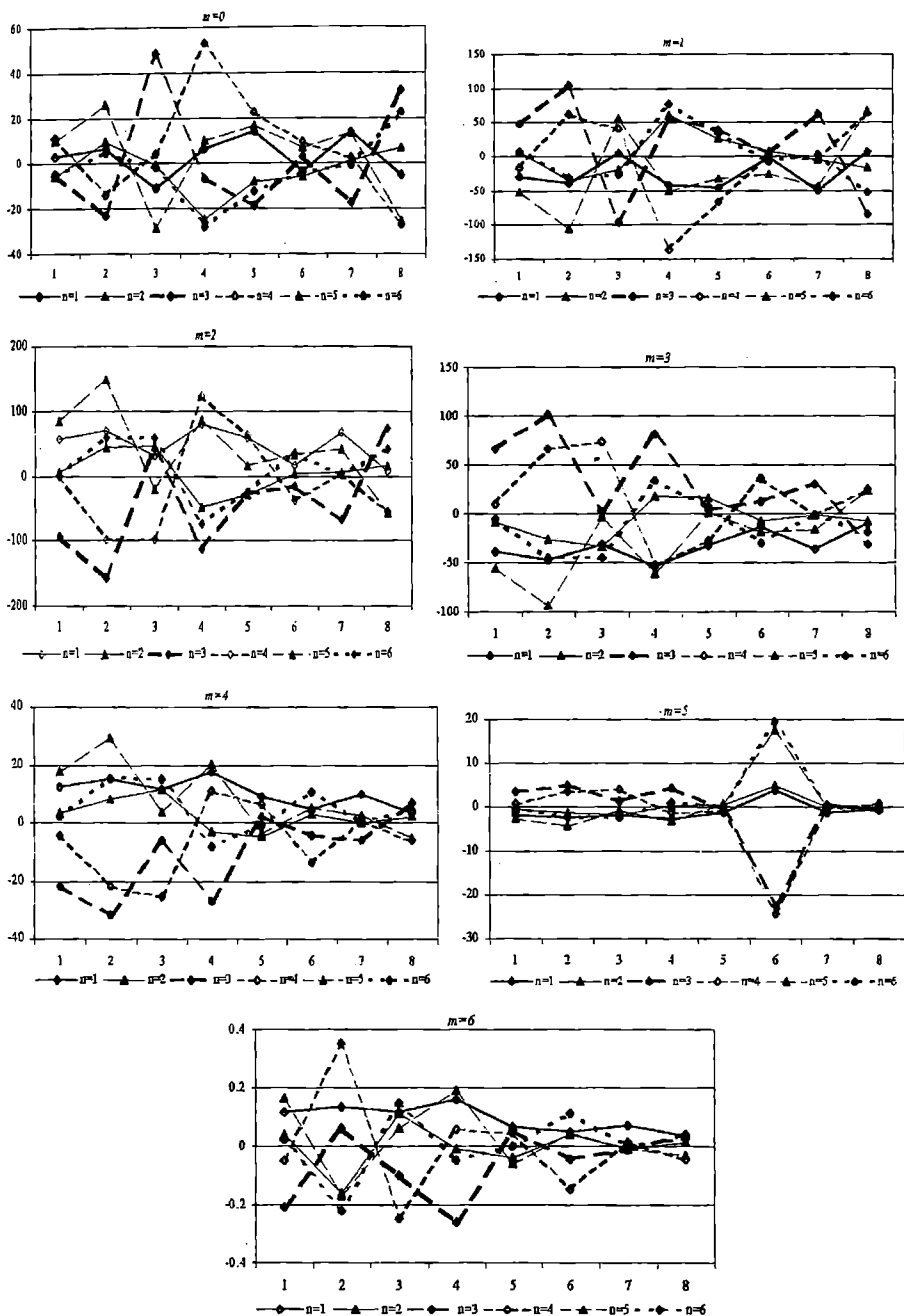


Рис. 1. Влияние формы моделей на коэффициенты аппроксимации продольной силы

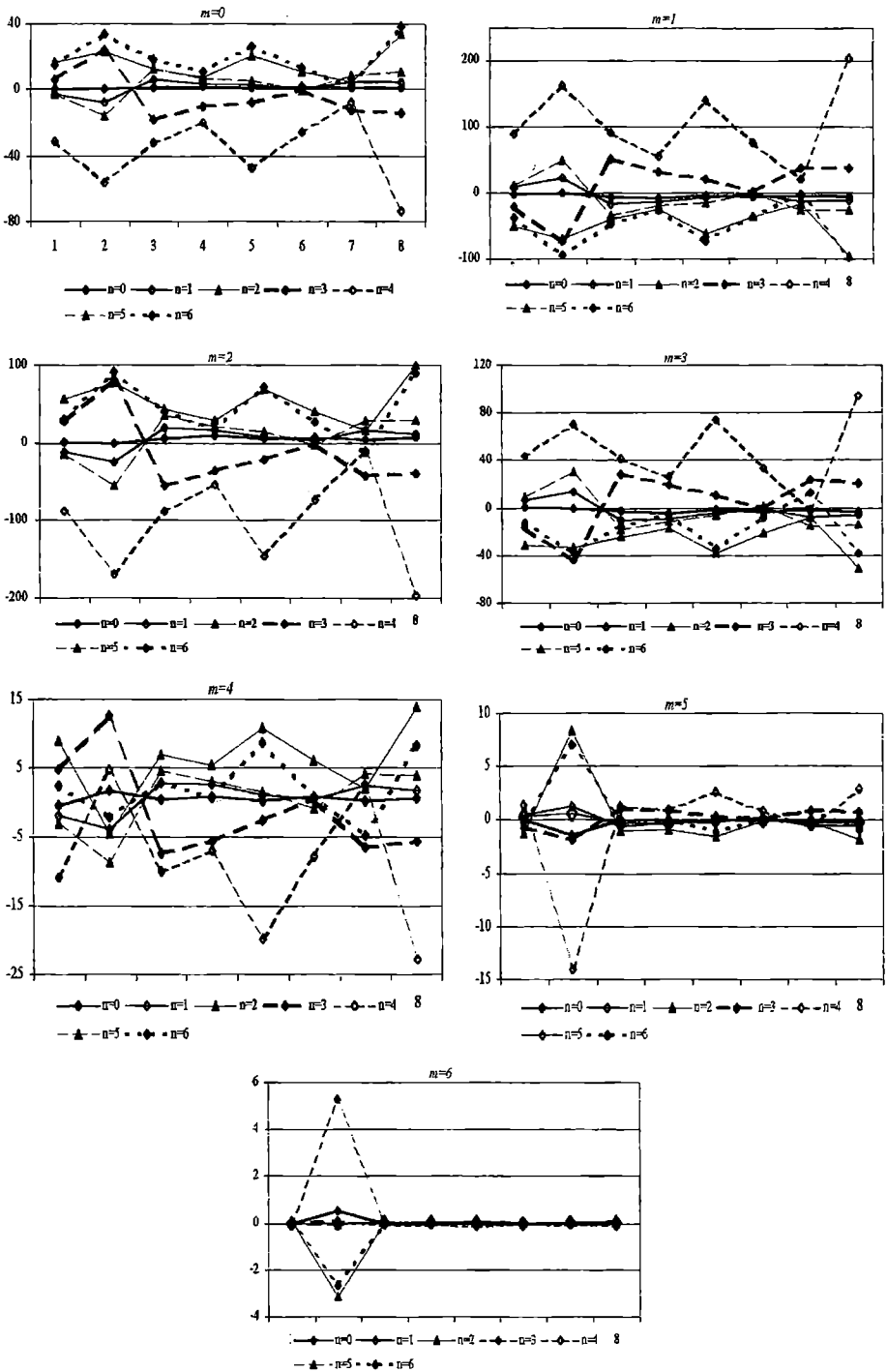


Рис. 2. Влияние формы моделей на коэффициенты аппроксимации поперечной силы

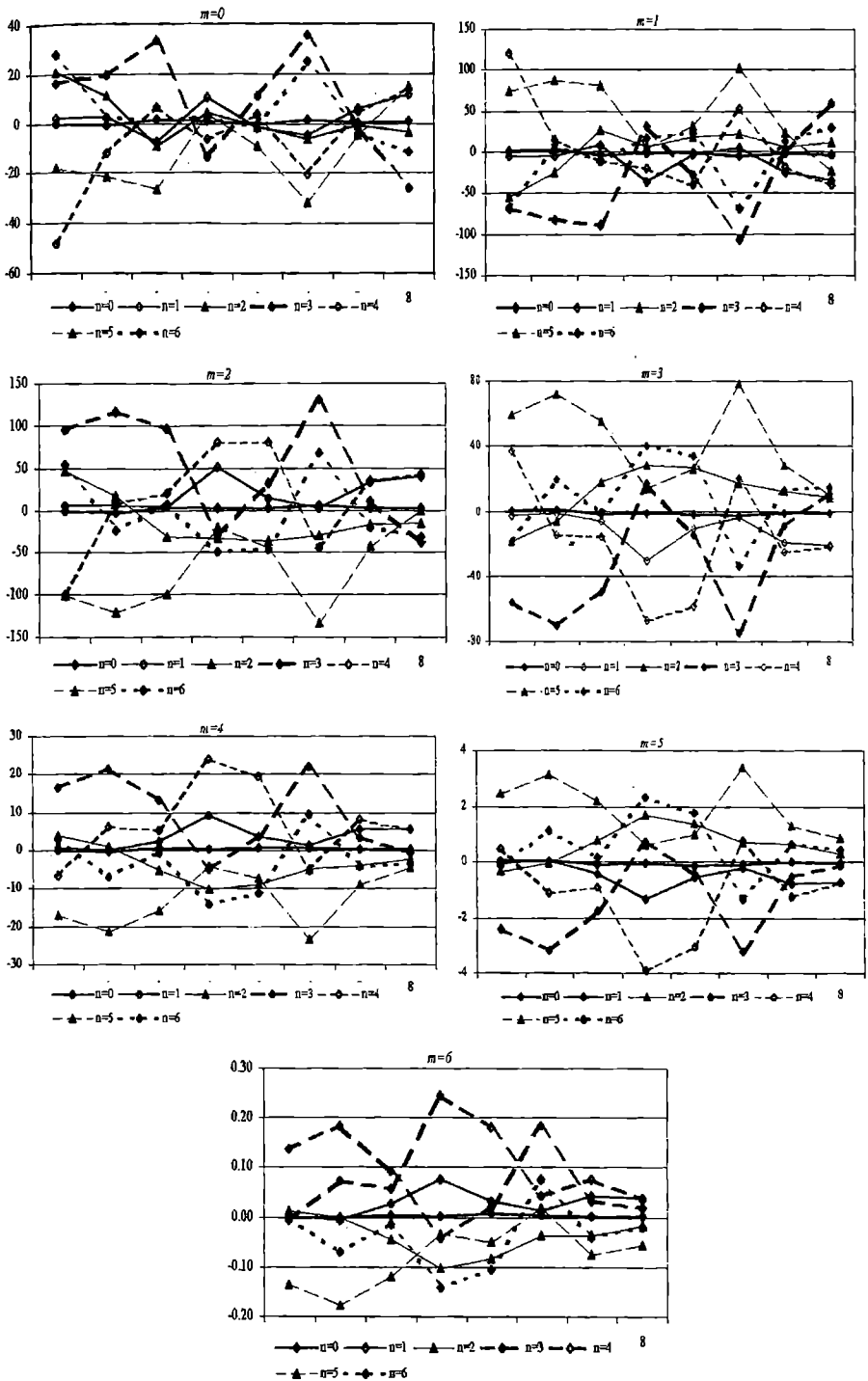


Рис. 3. Влияние формы моделей на коэффициенты аппроксимации разворачивающего момента

Степень влияния формы корпуса моделей на коэффициенты аппроксимаций может быть установлена на основе данных, представленных на рис. 1–3 для продольной, поперечной составляющих сил дрейфа и разворачивающего момента соответственно. На графиках по оси абсцисс отложен порядковый номер модели.

Полученные аппроксимации позволяют выполнить численную оценку средних значений низкочастотных волновых сил, действующих на суда, у которых отношение  $L/B$  изменяется в пределах от 5 до 7, отношение  $B/T$  – от 2,8 до 3,8; коэффициент общей полноты  $\delta$  – от 0,66 до 0,80. Таким образом, оценка пригодна для большинства морских транспортных судов во всем диапазоне средних частот и курсовых углов нерегулярного двумерного волнения.

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

### ЛИТЕРАТУРА

1. Соболев Г.В. *Управляемость корабля и автоматизация судовождения*. – Л.: Судостроение, 1989. – 328 с.
2. Васильев А.В. *Управляемость судов*. – Л.: Судостроение, 1989. – 328 с.
3. Bailey P.A., Price W.G., Temarel P.A. *Unified Mathematical Model describing the Manoeuvring of a Ship Traveling in a Seaway*. TRINA, 1998. P.131-149.
4. Романадзе Д.Д. *Об учете волнения в оценках управляемости судов* // *Вісник ОНМУ*. Одеса: ОНМУ, 2003. – №11. – С. 8-23.
5. Бородай И.К., Моренильд В.А., Виленский Г.В. и др. *Прикладные задачи динамики судна на волнении*. – Л.: Судостроение, 1989. – 264 с.

УДК 629.12-8:629.12.037

## АСИНХРОННЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ В ГРЕБНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

В.А. Яровенко

В качестве гребных электродвигателей (ГЭД) на судах с традиционным типом движителей применяются машины постоянного тока, асинхронные частотно-регулируемые, синхронные и вентильные. Тип двигателя определяющим образом влияет на выбор системы электродвижения, компоновку судовой энергетической установки (СЭУ), электрическую схему ГЭУ и др. В настоящее время не существует однозначных рекомендаций по преимущественному использованию какого-либо ГЭД. Эти вопросы решаются в каждом конкретном случае в зависимости от типа судна, его водоизмещения, мощности СЭУ и другим показателям. Решение подобных задач основывается в том числе и на результатах математического моделирования основных эксплуатационных режимов работы электроходов. Для этих целей необходимо унифицированное математическое описание переходных и установившихся режимов ГЭД. Ниже предлагается разработка такой математической модели для исследования маневренных режимов работы электроходов. Рассматриваются суда с асинхронными частотно-регулируемыми гребными электродвигателями.

В структурной схеме пропульсивного комплекса электрохода [2] гребной электродвигатель "расположен" между преобразователем электроэнергии и гребным винтом (рис. 1). Входными режимными показателями для него являются напряжение  $U$ , ток  $I$  и коэффициент мощности  $\cos\varphi$ , а выходными – движущий момент  $M$  и угловая скорость вращения  $\omega$ . Управляющие сигналы – относительная частота  $\alpha = \frac{f}{f_H}$  и относительное напряжение  $\gamma = \frac{U}{U_H}$  – формируются в системе управления (СУ) ГЭУ.

Анализ существующих способов представления движущего момента гребных электродвигателей дает основания принять за унифицированную форму его записи выражение

$$M = K_M \Phi I \cos\varphi_2, \quad (1)$$

где  $K_M$  – постоянный коэффициент;  $\Phi$  и  $I$  – магнитный поток и ток двигателя;  $\cos\varphi_2$  – коэффициент мощности ротора.

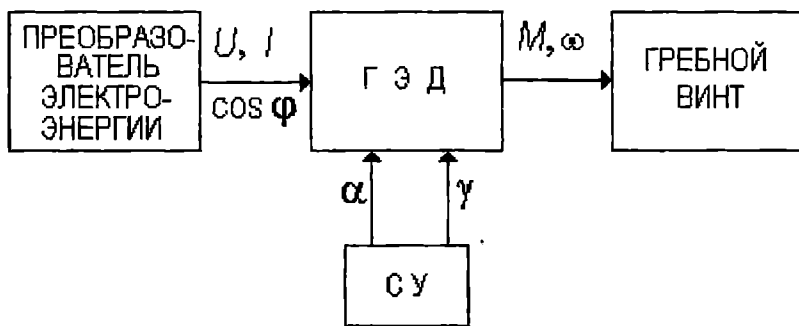


Рис. 1. Гребной электродвигатель в ГЭУ электрохода

При такой форме записи можно в любой момент "изъять" из структурной схемы комплекса рассматриваемый электродвигатель и "вставить" другой. Причем, это нисколько не повлияет на форму представления выходных параметров предыдущего (преобразователя электроэнергии) и входных параметров последующего (гребной винт) ее блоков.

В основе описания асинхронного электродвигателя при частотном управлении лежит его точная классическая схема замещения (рис. 2), что и определяет необходимые допущения и упрощения. Напряжение на зажимах статора считается синусоидальным, насыщение стали машины не учитывается, распределение потока по дуге воздушного зазора принимается синусоидальным, потери стали в статоре учитываются приближенно, а в роторе не учитываются [1].

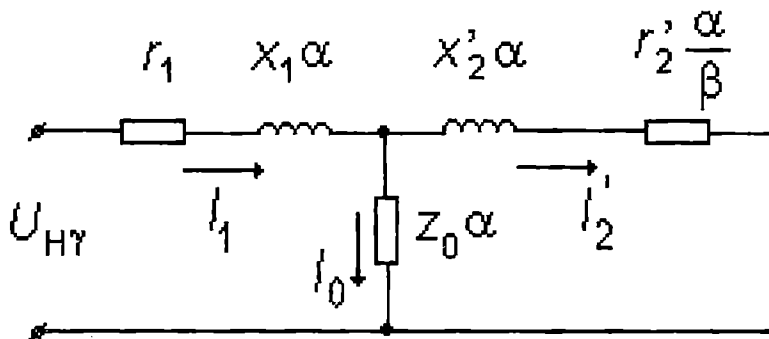


Рис. 2. Схема замещения асинхронного электродвигателя

Параметр  $\beta$  на рис. 2 представляет абсолютное скольжение

$$\beta = \frac{f_2}{f_{1н}}$$

При анализе режимов работы частотно-регулируемых асинхронных электродвигателей движущий момент традиционно представляется [1] в виде

$$M = \frac{mU_{\text{н}}^2}{\omega_{1н}} \gamma^2 \frac{1}{\left(b^2 + c^2 \alpha^2\right) \beta / r_2 + \left(d^2 + e^2 \alpha^2\right) r_2' / \beta + 2r_1 \alpha}, \quad (2)$$

где  $m$  – число фаз обмотки статора;  $U_{\text{н}}$  – фазное напряжение статора в номинальном режиме;  $\omega_{1н}$  – угловая скорость вращения магнитного поля статора при номинальной частоте;  $r_1$  и  $r_2'$  – активные сопротивления обмоток статора и ротора (приведенное);  $b, c, d$  и  $e$  – постоянные коэффициенты частотно-регулируемого АД, рассчитываемые по соотношениям

$$b = r_1(1 + \tau_2); \quad c = x_1(1 + \tau_2) + x_2';$$

$$d = (\tau_1/x_1)r_1; \quad e = 1 + \tau_1.$$

Коэффициенты рассеяния  $\tau_1$  и  $\tau_2$  определяются по выражениям

$$\tau_1 = \frac{x_1}{x_0} \quad \text{и} \quad \tau_2 = \frac{x_2'}{x_0},$$

где  $x_1$  и  $x_2'$  – индуктивные сопротивления обмоток статора и ротора (приведенное) асинхронного ГЭД;  $x_0$  – индуктивное сопротивление намагничивания.

Такая (2) форма записи движущего момента не отвечает поставленной задаче. Попытаемся получить математическое выражение для  $M$  в виде уравнения (1).

Из схемы замещения электродвигателя (рис. 2) намагничивающий ток определяется как

$$I_0 = U_{\gamma} \frac{\frac{\tau_1}{x_1} \sqrt{\left(x_2'\right)^2 + \left(r_2'\right)^2} \frac{1}{\beta^2}}{\sqrt{\left(b^2 + c^2 \alpha^2\right) + \left(d^2 + e^2 \alpha^2\right) \left(r_2' / \beta\right)^2 + 2r_1 \alpha r_2' / \beta}},$$

где  $U_\gamma = U\gamma$  – напряжение при переменном параметре управления  $\gamma$ ;

Полное сопротивление намагничивающей ветви схемы замещения

$$Z_{0\alpha} = \alpha Z_0 = \alpha \sqrt{r_0^2 + x_0^2}.$$

Тогда противозлектродвижущая сила, индуцируемая рабочим потоком двигателя

$$E_1 = I_0 Z_0 = U_\gamma \frac{\frac{\tau_1}{x_1} \sqrt{(x_2')^2 + (r_2')^2} \frac{1}{\beta^2}}{\sqrt{(b^2 + c^2 \alpha^2) + (d^2 + e^2 \alpha^2) \left( \frac{r_2'}{\beta} \right)^2 + 2 r_1 \alpha \frac{r_2'}{\beta}}} = \alpha \sqrt{r_0^2 + x_0^2}.$$

Пренебрегая активным сопротивлением статора  $r_0$ , получим

$$E_1 = U_{\text{н}} \frac{\sqrt{(x_2')^2 + (r_2')^2} \frac{1}{\beta^2}}{\sqrt{(b^2 + c^2 \alpha^2) + (d^2 + e^2 \alpha^2) \left( \frac{r_2'}{\beta} \right)^2 + 2 r_1 \alpha \frac{r_2'}{\beta}}} \alpha \gamma.$$

В то же время

$$E_1 = C_1 \Phi f_{1\text{н}} \alpha,$$

где  $C_1$  – конструктивная постоянная машины.

Отсюда, рабочий поток машины

$$\Phi = \frac{E_1}{C_1 f_{1\text{н}} \alpha} = \frac{U_{\text{н}}}{C_1 f_{1\text{н}}} \gamma \frac{\sqrt{(x_2')^2 + (r_2')^2} \frac{1}{\beta^2}}{\sqrt{(b^2 + c^2 \alpha^2) + (d^2 + e^2 \alpha^2) \left( \frac{r_2'}{\beta} \right)^2 + 2 r_1 \alpha \frac{r_2'}{\beta}}}. \quad (3)$$

Приведенный ток ротора двигателя также может быть получен из схемы замещения

$$I_2' = U\gamma \frac{1}{\sqrt{(b^2 + c^2 \alpha^2) + (d^2 + e^2 \alpha^2) \left( \frac{r_2'}{\beta} \right)^2 + 2 r_1 \alpha \frac{r_2'}{\beta}}}. \quad (4)$$



Коэффициент мощности роторной цепи

$$\cos \varphi_2 = \frac{r_2' \frac{1}{\beta}}{\sqrt{(x_2')^2 + (r_2')^2} \frac{1}{\beta^2}} \quad (5)$$

Представим теперь движущий момент электродвигателя (2) в следующем виде:

$$\begin{aligned} M &= \frac{m U_{\text{H}}^2 \gamma^2}{\omega_{\text{H}}} \frac{1}{(b^2 + c^2 \alpha^2) \frac{\beta}{r_2} + (d^2 + e^2 \alpha^2) \frac{r_2'}{\beta} + 2 r_1 \alpha} = \\ &= \frac{m U_{\text{H}}^2 \gamma^2 r_2'}{\omega_{\text{H}} \beta} \frac{1}{\sqrt{(b^2 + c^2 \alpha^2) + (d^2 + e^2 \alpha^2) \frac{r_2'^2}{\beta^2} + 2 r_1 \alpha \frac{r_2'}{\beta}}} \times \\ &\times \frac{1}{\sqrt{(b^2 + c^2 \alpha^2) + (d^2 + e^2 \alpha^2) \frac{r_2'^2}{\beta^2} + 2 r_1 \alpha \frac{r_2'}{\beta}}} \times \frac{\sqrt{(x_2')^2 + (r_2')^2} \frac{1}{\beta^2}}{\sqrt{(x_2')^2 + (r_2')^2} \frac{1}{\beta^2}} = \\ &= \frac{C_1 f_{\text{H}}^m}{\omega_{\text{H}}} \times \frac{U_{\text{H}}}{C_1 f_{\text{H}}} \gamma \frac{\sqrt{(x_2')^2 + (r_2')^2} \frac{1}{\beta^2}}{\sqrt{(b^2 + c^2 \alpha^2) + (d^2 + e^2 \alpha^2) \left( \frac{r_2'}{\beta} \right)^2 + 2 r_1 \alpha \frac{r_2'}{\beta}}} \times \\ &\quad \times \frac{r_2' \frac{1}{\beta}}{\sqrt{(x_2')^2 + (r_2')^2} \frac{1}{\beta^2}} \times \\ &\times U_{\text{H}} \gamma \frac{1}{\sqrt{(b^2 + c^2 \alpha^2) + (d^2 + e^2 \alpha^2) \left( \frac{r_2'}{\beta} \right)^2 + 2 r_1 \alpha \frac{r_2'}{\beta}}} \quad (6) \end{aligned}$$

Первый сомножитель уравнения (6) представляет собой постоянный коэффициент  $K_M$ , второй – магнитный поток  $\Phi$  (3), третий – коэффициент мощности ротора (5), четвертый – ток ротора двигателя (4). Таким образом уравнения (3), (4) и (5) в сочетании с коэффициентом  $K_M$  дают возможность представить движущий момент асинхронного электродвигателя в унифицированной форме (1).

При моделировании переходных и установившихся режимов работы судовых энергетических установок целесообразно пользоваться системой относительных единиц.

Относительный движущий момент электродвигателя

$$\overline{M} = \frac{M}{M_0} = \frac{K_M \Phi I \cos \varphi_2}{K_M \Phi_0 I_0 \cos \varphi_{20}} = \overline{\Phi I \cos \varphi_2}. \quad (7)$$

Относительный магнитный поток

$$\begin{aligned} \overline{\Phi} = \frac{\Phi}{\Phi_0} &= \frac{\frac{U_n}{C_1 f_{1н}} \gamma \frac{\sqrt{(x_2')^2 + (r_2')^2} \frac{1}{\beta^2}}{\sqrt{(b^2 + c^2 \alpha^2) + (d^2 + e^2 \alpha^2) \left(\frac{r_2'}{\beta}\right)^2 + 2r_1 \alpha \frac{r_2'}{\beta}}}}{\frac{U_n}{C_1 f_{1н}} \gamma_0 \frac{\sqrt{(x_2')^2 + (r_2')^2} \frac{1}{\beta_0^2}}{\sqrt{(b^2 + c^2 \alpha_0^2) + (d^2 + e^2 \alpha_0^2) \left(\frac{r_2'}{\beta_0}\right)^2 + 2r_1 \alpha_0 \frac{r_2'}{\beta_0}}}} = \\ &= C_\Phi \overline{\gamma} \frac{\sqrt{(x_2')^2 + (r_2')^2} \frac{1}{\beta^2}}{\sqrt{(b^2 + c^2 \alpha^2) + (d^2 + e^2 \alpha^2) \left(\frac{r_2'}{\beta}\right)^2 + 2r_1 \alpha \frac{r_2'}{\beta}}}, \quad (8) \end{aligned}$$

где

$$C_\Phi = \frac{\sqrt{(b^2 + c^2 \alpha_0^2) + (d^2 + e^2 \alpha_0^2) \left(\frac{r_2'}{\beta_0}\right)^2 + 2r_1 \alpha_0 \frac{r_2'}{\beta_0}}}{\sqrt{(x_2')^2 + (r_2')^2} \frac{1}{\beta_0^2}} -$$

постоянный коэффициент.

Относительный ток двигателя

$$\bar{I} = \frac{I}{I_0} = \frac{U_{\gamma} \sqrt{\frac{1}{(b^2 + c^2 \alpha^2) + (d^2 + e^2 \alpha^2) \left(\frac{r_2'}{\beta}\right)^2 + 2 r_1 \alpha \frac{r_2'}{\beta}}}}{U_{\gamma_0} \sqrt{\frac{1}{(b^2 + c^2 \alpha_0^2) + (d^2 + e^2 \alpha_0^2) \left(\frac{r_2'}{\beta_0}\right)^2 + 2 r_1 \alpha_0 \frac{r_2'}{\beta_0}}}} =$$

$$= C_I \bar{\gamma} \sqrt{\frac{1}{(b^2 + c^2 \alpha^2) + (d^2 + e^2 \alpha^2) \left(\frac{r_2'}{\beta}\right)^2 + 2 r_1 \alpha \frac{r_2'}{\beta}}}, \quad (9)$$

где

$$C_I = \sqrt{\frac{1}{(b^2 + c^2 \alpha_0^2) + (d^2 + e^2 \alpha_0^2) \left(\frac{r_2'}{\beta_0}\right)^2 + 2 r_1 \alpha_0 \frac{r_2'}{\beta_0}}} -$$

постоянный коэффициент.

Относительный коэффициент мощности

$$\cos \varphi_2 = \frac{r_2' \frac{1}{\beta}}{\sqrt{(x_2')^2 + (r_2')^2 \frac{1}{\beta^2}}} \div \frac{r_2' \frac{1}{\beta_0}}{\sqrt{(x_2')^2 + (r_2')^2 \frac{1}{\beta_0^2}}} =$$

$$= C_{\varphi} \frac{r_2' \frac{1}{\beta}}{\sqrt{(x_2')^2 + (r_2')^2 \frac{1}{\beta^2}}}$$

где

$$C_{\varphi} = \frac{\sqrt{(x_2')^2 + (r_2')^2 \frac{1}{\beta_0^2}}}{r_2' \frac{1}{\beta_0}} - \text{постоянный коэффициент.}$$

Параметр абсолютного скольжения  $\beta$  очень неудобен при решении задач динамики гребных электродвигателей. Имеет смысл перейти от  $\beta$  к угловой скорости вращения электродвигателя  $\omega$ . Для этого можно воспользоваться соотношением

$$\beta = \frac{f_2}{f_{1н}} = \alpha - \frac{\omega}{\omega_{1н}}. \quad (11)$$

Подставив (8), (9) и (10) в уравнение (7) с учетом (11), получим относительный движущий момент асинхронного частотно-регулируемого электродвигателя

$$\bar{M} = C_M \frac{(\bar{\gamma})^2}{(C_{M1} + C_{M2}(\bar{\alpha})^2)(C_{M3}\bar{\alpha} - C_{M4}\bar{\omega}) + \frac{C_{M5} + C_{M6}(\bar{\alpha})^2}{C_{M3}\bar{\alpha} - C_{M4}\bar{\omega}} + C_{M7}\bar{\alpha}}, \quad (12)$$

где  $C_M, C_{M1}, C_{M2}, C_{M3}, C_{M4}, C_{M5}, C_{M6}, C_{M7}$  – постоянные коэффициенты

$$C_M = \frac{\beta_0}{(\dot{r}_2)^2} \left[ (b^2 + c^2 \alpha_0^2) + (d^2 + e^2 \alpha_0^2) \left( \frac{r_2'}{\beta_0} \right)^2 + 2 r_1 \alpha_0 \frac{r_2'}{\beta_0} \right];$$

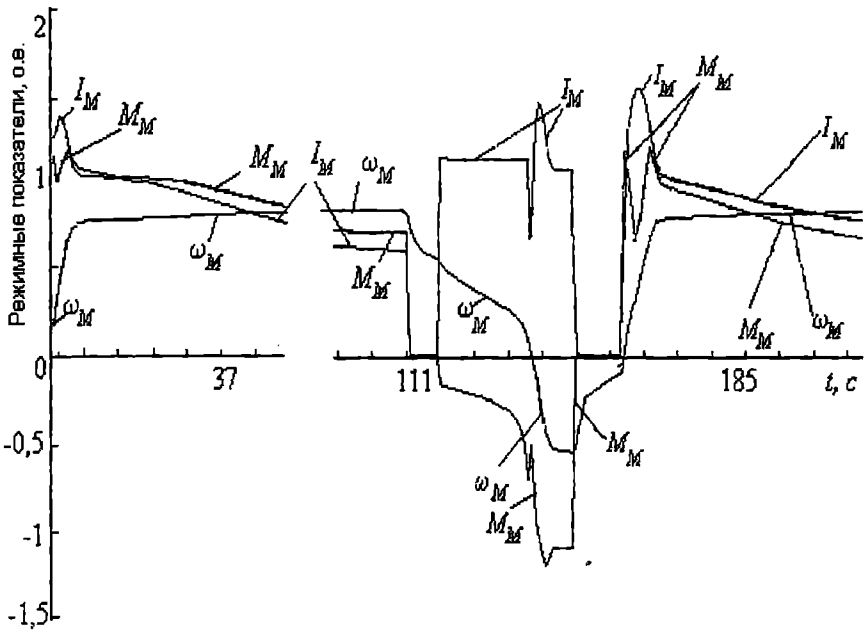
$$C_{M1} = \frac{b^2}{(\dot{r}_2)^2};$$

$$C_{M2} = \frac{c^2}{(\dot{r}_2)^2} \alpha_0^2; \quad C_{M3} = \alpha_0; \quad C_{M4} = \frac{\omega_0}{\omega_{1н}};$$

$$C_{M5} = d^2; \quad C_{M6} = e^2 \alpha_0^2; \quad C_{M7} = 2 \frac{r_1}{r_2} \alpha_0.$$

Таким образом, система уравнений (7) – (12) представляет математическую модель асинхронного гребного электродвигателя единую по форме представления с моделями двигателей другого типа.

В качестве примера использования разработанного математического описания асинхронного частотно-управляемого ГЭД, на рис.3 приведены результаты расчета по предложенной модели нескольких чередующихся маневров: разгона судна ( $0 < t \leq 111$ ), реверса гребного электродвигателя с переднего хода на задний ( $111 < t \leq 150$ ), реверса ГЭД с заднего хода на передний ( $150 < t \leq 222$ ). На рисунке изображены текущие во времени  $t$  зависимости относительных тока электродвигателя  $I_M$ , его движущего момента  $M_M$  и угловой скорости вращения  $\omega_M$ .



*Рис.3. Текущие значения режимных показателей гребного электродвигателя*

Разработанное математическое описание способствует созданию унифицированных методов анализа режимов работы гребных электродвигателей. Появляется возможность пользоваться едиными критериями оценки качества работы ГЭД независимо от их типа. Существенно облегчает сравнительный анализ режимов работы энергетических установок электроходов и поиск оптимальных решений при проектировании СЭУ судов с электродвижением.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Булгаков А.А. Частотное управление асинхронными электродвигателями. - М.: Наука, 1966. - 282 с.
2. Яровенко В.А. Расчет и оптимизация переходных режимов пропульсивных комплексов электроходов. - Одесса: Маяк, 1999. - 188 с.

УДК 628.84:681.142.004

МИКРОКОНТРОЛЛЕРНОЕ УПРАВЛЕНИЕ КОМПЛЕКСОМ СКВ-ХУ  
В ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ РЕЖИМАХ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ

В.В. Вычужанин

Современным системам кондиционирования воздуха (СКВ), работающих в комплексе с холодильной установкой (ХУ), свойственно наличие большого числа контролируемых и регулируемых параметров. Обеспечение энергосберегающих режимов круглогодичного функционирования комплекса СКВ-ХУ невозможно без современного автоматического управления.

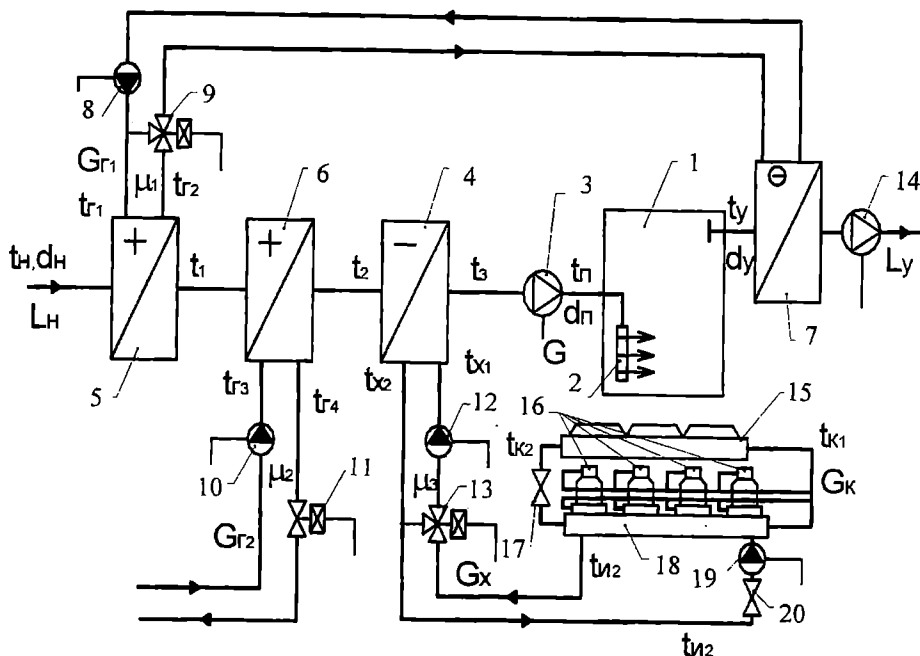


Рис. 1. Функциональная схема комплекса СКВ-ХУ: 1- обслуживаемое помещение; 2- воздухораспределитель; 3, 14 – вентиляторы; 4- воздухоохладитель; 5, 6- воздухонагреватели первой и второй ступени; 7- утилизационный теплообменник; 8, 10, 12, 19- насосы; 9, 13- трёхходовой седельный регулируемый клапан; 11, 20- клапана; 15 – конденсатор; 16 – спиральный компрессор; 17 – терморегулирующий вентиль; 18 – испаритель;

Энергетически рациональная структура местно-центральной СКВ [1] с холодильным агрегатом из четырёх спиральных компрессоров приведена на рис. 1. В холодный период года первоначальный нагрев приточного наружного воздуха  $L_n$  осуществляется в установке утилизации теплоты удаляемого воздуха  $L_y$ . В состав установки утилизации входят теплообменник 7, установленный в воздушном тракте вытяжного агрегата, и воздухонагреватель первой ступени 5, установленный в воздушном тракте приточного воздуха. Дополнительный нагрев приточного воздуха до рациональной температуры  $t_n$  осуществляется в воздухонагревателе второй ступени 6, через который насосом подаётся горячая вода. В тёплый период года в воздухоохладитель 4 поступает вода, охлаждаемая ХУ. Для подачи горячей и холодной воды в СКВ используются, например, энергосберегающие насосы типа UPE фирмы «Грундфос» с переменной частотой вращения. На охлаждение приточного воздуха в СКВ затрачивается наибольшее количество энергии. Применение четырёх ступенчатого холодильного агрегата 15-18 (рис. 1) позволяет последовательным включением или выключением электродвигателей компрессоров ХУ изменять потребление электроэнергии на выработку холода на 25, 50, 75 и даже на 100%.

Чтобы комплекс СКВ-ХУ был энергетически эффективен при рациональной его структуре необходима работа в энергосберегающих режимах функционирования. В зависимости от конкретных параметров наружного воздуха и данных о тепло- и влаговыведениях в кондиционируемых помещениях для СКВ-ХУ следует определять оптимальную (энергосберегающую) последовательность (режим) воздухообработки, при минимальных расходах тепла на обогревание помещений и вентиляцию воздуха в холодное время, а также расходах электроэнергии и воды на ХУ, пропорциональные холодопроизводительности в тёплое время года [2, 3], при комфортных условиях воздушной среды.

Применение микроконтроллерной системы управления (МСУ) комплексом позволяет определять и обеспечивать работу оборудования в энергосберегающих режимах, а также осуществлять контроль параметров и защиту комплекса от аварийных ситуаций.

В процессе управления МСУ выполняет функции:

- автоматический контроль и регистрацию параметров комплекса;
- оптимизацию режимов работы;
- автоматическое регулирование с высокой точностью параметров воздуха в кондиционируемых помещениях.

Исследования систем комфортного кондиционирования [4] показывают существенное влияние влажности и температуры на воспринимаемое качество воздуха. Этот эффект влияния влажности и температуры в комбинации – энтальпия, которая является сущностью воспринимаемого воздуха. Т.е. энтальпия влияет на требования к комфортному кондиционированию, а следовательно, и на энергопотребление. В основу работы предлагаемой МСУ СКВ-ХУ

положен способ регулирования параметров воздуха в помещении путём измерения энтальпии и влагосодержания наружного, приточного и удаляемого воздуха, изменения расходов приточного и удаляемого воздуха, энтальпии и влагосодержания приточного воздуха по отклонению их текущих значений от заданных [5]. В качестве параметров состояния и контроля (рис. 1) выбраны:  $t_n, t_p, t_y, d_n, d_p, d_y$  – температура и влагосодержание нагретого, приточного, удалённого воздуха;  $t_{Г1}, t_{Г3}$  и  $t_{Г2}, t_{Г4}$  – температура воды на входах и выходах соответственно воздухонагревателей первой и второй ступени;  $t_1, t_2, t_3$  – температура воздуха соответственно после воздухонагревателей первой и второй ступеней, воздухоохладителя;  $t_{Х1}, t_{Х2}$  – температура воды на входе и выходе воздухоохладителя;  $t_{И1}, t_{И2}$  – температура воды на входе и выходе испарителя;  $t_{К1}, t_{К2}$  – температура воды на входе и выходе конденсатора;  $t_0$  – температура кипения хладагента;  $G$  – общий расход воздуха в системе;  $G_{Г1}, G_{Г2}$  – расходы воды через воздухонагреватели первой и второй ступени;  $G_X$  – расход хладагента на выходе испарителя;  $G_K$  – расход воды через конденсатор.

Задачу энергосбережения (управляя СКВ-ХУ по энтальпии и влагосодержанию воздуха) при определении в МСУ оптимальной последовательности воздухообработки в центральном кондиционере можно решать с помощью I-d диаграммы [3, 5, 6]. При построении областей в диаграмме I-d границы между областями (рис. 2) определяют в соответствии со статическими характеристиками теплообменных аппаратов центрального агрегата СКВ, обеспечением оптимальной воздухообработки в зависимости от параметров наружного, приточного и уходящего воздуха, используя эксергетический показатель эффективности  $\eta_e$  комплекса [7]:

$$\eta_e = \frac{\Delta E_n}{\Delta E_1 + \Delta E_2 + \Delta E_3 + \Delta E_4} \quad (1)$$

где  $\Delta E_n$  – поток использованной эксергии в системе;

$\Delta E_1, \Delta E_2, \Delta E_3$  – потоки располагаемой эксергии, соответственно для воздухонагревателей, воздухоохладителя;

$\Delta E_4$  – поток располагаемой эксергии, связанный с работой оборудования СКВ и равный их суммарной электрической мощности.

Каждому из сочетаний расходов рабочих сред (либо положения регулирующих органов системы), удовлетворяющих уравнениям тепло- и массообмена СКВ (2), соответствует определённое значение  $\eta_e$ .

$$y_1(t_n, t_p, t_y, d_n, d_p, d_y, G, \mu_1, \mu_2, \mu_3) = 0$$

$$y_2(t_n, t_y, d_n, d_p, d_y, G, \mu_1, \mu_3) = 0$$

где  $\mu_1, \mu_2, \mu_3$  – положение (степень открытия) регулирующих органов, воздухонагревателей первой и второй ступеней, воздухоохладителя (изменяется в пределах от 0 до 1).



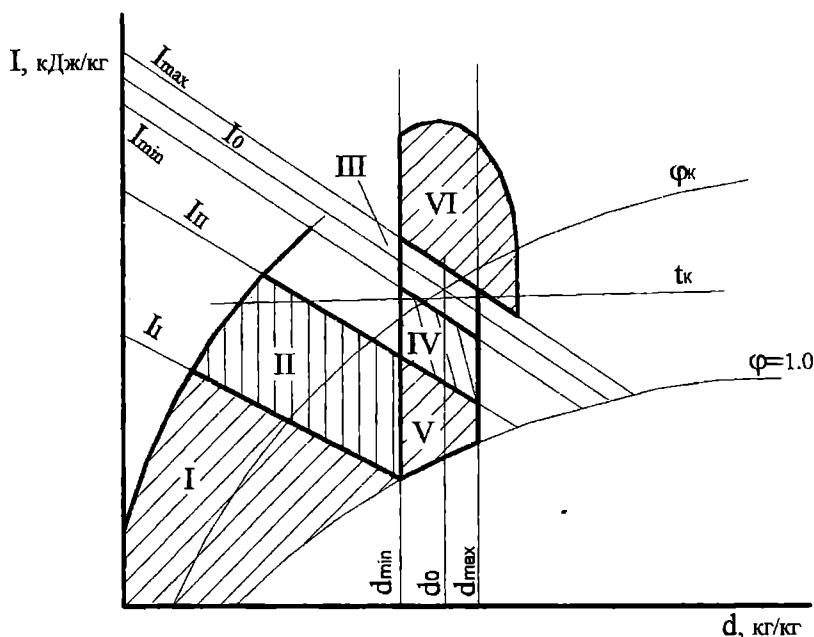


Рис. 2. Оптимальные режимы работы комплекса СКВ-ХУ, представленные в I-d диаграмм

Сочетание, при котором  $\eta_e$  имеет максимальное значение, обеспечивает работу комплекса в оптимальном режиме. При определении в МСУ энергосберегающего режима функционирования комплекса,  $\eta_e$  вычисляется на основе предварительного определения КПД СКВ  $\eta$  с учётом [1]

$$\eta = \frac{f_1(t_n, t_y, d_n, d_y, G)}{f_2(t_n, t_n, t_y, d_n, d_n, d_y, G, \mu_1, \mu_2, \mu_3)} = \max \quad (3)$$

КПД СКВ определяется для тёплого и холодного периодов года. В связи с тем, что при изменении режима воздухообработки в СКВ меняется её структура и параметры, для создания МСУ целесообразно использовать модель местно-центральной СКВ (рис. 3), отражающую все энергосберегающие режимы работы. Параметры модели приведены в [8].

Для реализации управления комплексом СКВ-ХУ в соответствии с установленными энергосберегающими режимами (рис. 2), моделью (рис. 3) разработана МСУ (рис. 4). Система управления осуществляет поиск оптимальной последовательности воздухообработки в кондиционере в зависимости от параметров наружного воздуха, тепловлаговывделений в помещениях, стабилизирует тепловлагоностные параметры воздуха в помещениях, соответствующие требованиям комфорта.

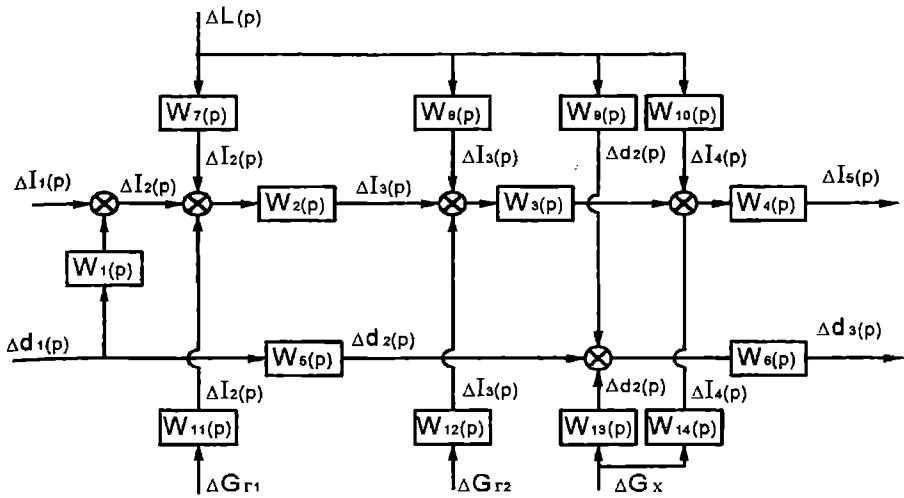


Рис. 3. Модель кондиционера местно-центральной СКВ

MCU оснащается контроллером на базе специализированного цифрового процессора (DSP) TMS320LF2407. Интегрированные в кристалл процессора коммуникационные порты позволяют встраивать такой контроллер в сложные мультипроцессорные системы. Цифровой сигнальный процессор TMS320LF2407 входит в семейство процессоров C2000 и является разработкой фирмы Texas Instruments [9]. Процессор имеет 16 разрядную архитектуру и использует арифметику с фиксированной точкой. Он имеет 32 разрядное АЛУ, производит аппаратное умножение двух 16 разрядных чисел за один такт с сохранением 32 разрядного результата. На кристалле процессора интегрировано: 544×16 бит ОЗУ; 2K×16 бит памяти данных программ; 32K×16 бит секторизованной флэш-памяти; два менеджера событий; 16 каналов 10 разрядных АЦП с временем преобразования 500 нс; интерфейс последовательного порта; интерфейс синхронного последовательного порта; сетевой интерфейс CAN; сторожевой таймер; блок формирования и распределения тактовых частот.

Тактовая частота процессора – 30 МГц, время выполнения одной инструкции 33 нс, вычислительная мощность – 30 MIPS. Кроме этого процессор имеет тестовый порт (JTAG) IEEE Std 1149.1. Для создания и отладки программного обеспечения, используются следующие отладочные средства: TI Code Generation Tools; полномасштабный эмулятор (XDS510); Code Composer Studio, express DSP.

АЦП MCU выполняет коммутацию датчиков, установленных в различных точках СКВ-ХУ; преобразование аналоговых сигналов этих датчиков в цифровой код, поступающих в контроллер в качестве информации о состоянии объекта управления; индексацию результатов преобразования. Составной частью памяти процессора является блок

задания, обеспечивающий хранение и измерение в заданных пределах уставок параметров и времени. Панель управления используется для набора режима работы при ручном управлении. На панели выводится информация о состоянии оборудования. МСУ выбирает режим работы комплекса и подаёт сигнал на блок 7 (рис. 4), который в зависимости от режима управляет работой теплообменных аппаратов, вентилятора. Алгоритм функционирования МСУ приведён на рис. 5. МСУ реализует структуры регуляторов параметров СКВ-ХУ, обеспечивающих как оптимальные законы управления различной сложности, так и все традиционные П, ПИ, ПИД.

Применение схемы местно-центральной СКВ с ХУ, работающей под управлением МСУ в энергосберегающих режимах, значительно (до 60%) снижает годовые затраты тепла, холода. Снижение энергетических затрат не приводит к ухудшению состояния воздуха. Его параметры в помещениях поддерживаются на уровне, оптимальном для самочувствия человека.

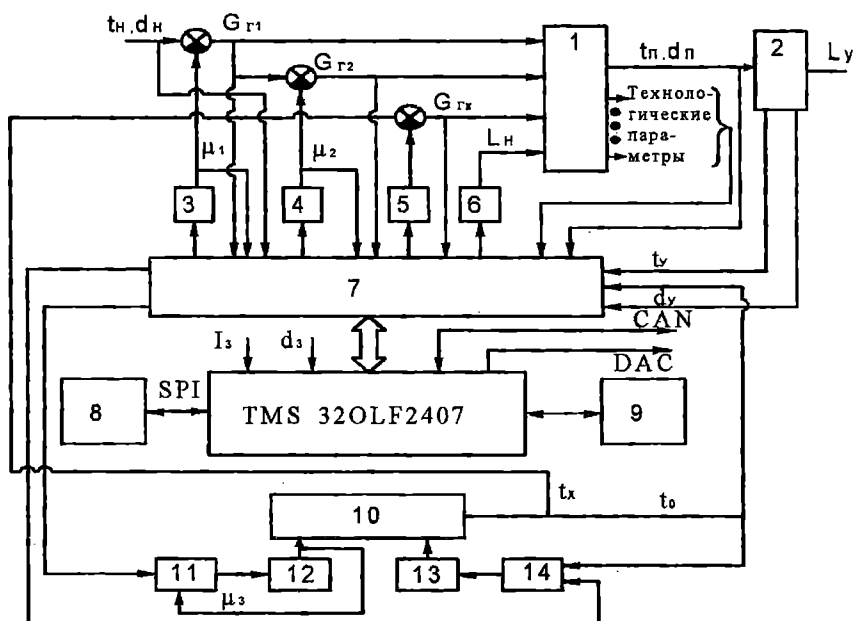


Рис. 4. МСУ комплексом СКВ-ХУ: 1 – кондиционер; 2 – помещение; 3 – регулируемый клапан воздухонагревателя первой ступени; 4 – регулируемый клапан воздухонагревателя второй ступени; 5 – регулируемый клапан холодной воды; 6 – вентилятор; 7 – оптоэлектрическая развязка, буферные схемы, схемы согласования; 8 – панель управления; 9 – персональный компьютер; 10 – холодильная установка; 11 – регулятор положения; 12 – дроссельный вентиль; 13 – всасывающий клапан; 14 – регулятор холодопроизводительности

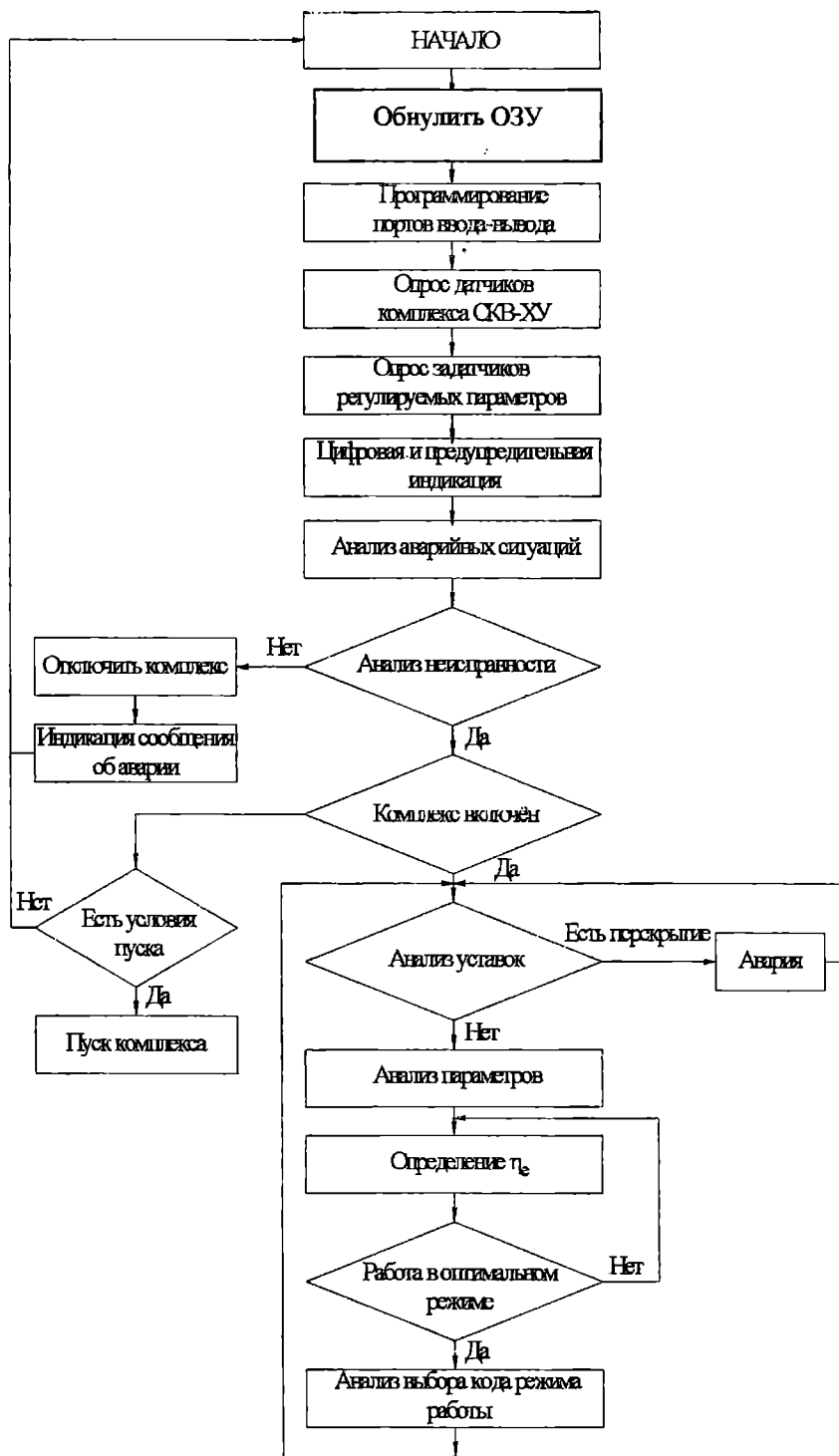


Рис. 5. Алгоритм управления MSU комплексом СКВ-ХУ

Внедрение в практику МСУ должно решить ряд проблем управления СКВ-ХУ с повышением эксплуатационной надёжности и сокращением энергозатрат.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Кохоркин О.Я. Энергосберегающие технологии функционирования систем вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха. –М.: Проспект, 1999. – 484 с.
2. Креслинь А.Я. Автоматическое регулирование систем кондиционирования воздуха. –М.: Изд-во лит. по стр-ву, 1972. – 296 с.
3. Кринецкий И.И., Вычужанин В.В. Оптимальные режимы работы автоматизированного судового кондиционера //Судостроение. – 1986. - №3. – С. 15-17.
4. Олефангер П. Человеческий фактор и комфортное кондиционирование воздуха в XXI в. //Холодильная техника. –2000. -№1. – С. 17-19.
5. А.с. 1189482 СССР. Способ автоматического регулирования параметров воздуха в помещении /В.В. Вычужанин (СССР). – Заявлено 03.11.83; Оpubл. 01.08.85. Бюл. №31.
6. Патент 2005963 РФ. Система кондиционирования воздуха / В.В. Вычужанин. – заявлено //10.03.92; Оpubл. 15.01.94. Бюл. №1.
7. Бродянский В.М., Фроттиер В., Михалек К. Экспертетический метод и его применения. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 320 с.
8. Вычужанин В.В. Исследование характеристик судового центрального кондиционера //Холодильная техника. –1984. -№3. – С. 28-31.
9. TMS3201F2407. Technical Data . Texas Instruments Incorporated, Huston, SPRS094F. – 2000. – 124 с.

УДК 681.3:629.12.004-67

## МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СРОКОВ И ОБЪЕМОВ РЕМОНТА ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

А.В. Шахов, В.И. Чимшир

Эффективность эксплуатации сложных технических систем в значительной степени определяется состоянием их элементов и суммой ремонтных затрат. Для объектов с продолжительным жизненным циклом величина затрат на ремонт в 8-10 раз превышает стоимость создания системы [1]. Однако в теории и практике функционирования сложных технических систем до сегодняшнего дня не определен комплексный критерий, который позволил бы разработать методику построения стратегии ремонта и определения оптимального срока службы системы. При выборе стратегии ремонта используются либо экономически невыгодная стратегия планово-предупредительных ремонтов, либо не всегда безопасная стратегия ремонта по состоянию [2, 3]. Эти стратегии практически не учитывают интересы потребителя, эксплуатирующего данную систему.

Для комплексного решения проблемы эффективного использования ремонтнопригодных технических систем в работе [4] 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, направленную на достижение потребителем максимального эффекта. В качестве целевой функции оптимизации выступает прибыль, полученная от функционирования системы. Тогда жизненный цикл ремонтнопригодной технической системы описывается следующей моделью:

$$\bar{E} = \bar{D} + \bar{S}_{\text{ост}} - \bar{Z}_P - 1;$$

$$\bar{D} = D_T / Q_1; \quad \bar{Z}_P = Z_{P_T} / Q_1; \quad \bar{E} = E_T / Q_1; \quad \bar{FS}_j = FS_j / Q_1;$$

$$\bar{S}_{\text{ост}_j} = S_{\text{ост}_j} / Q_1;$$

$$D_T = \sum_{j=1}^T D_j; \quad Z_{P_T} = \sum_{j=1}^T Z_{P_j}; \quad E_T = \sum_{j=1}^T E_j;$$

$$D_j = d \cdot (T_j - T_{P_j}); \quad T_P = T_{y.n.} + T_{nep}; \quad T_{nep} = \frac{\overline{Q_{P_1}}}{\tau_j};$$

$$\tau_j = k_1 k_2 \overline{Q_{P_1}}^a; \quad \overline{Q_{P_j}} = \overline{FS_j''} - \overline{FS_j'};$$

$$\overline{S_{ост_j}} = \left(1 - \beta_j / 100\right) \overline{FS_j'}, \quad \overline{S_{ост_T}} = \prod_{j=1}^T \left(1 - \beta_j / 100\right) \overline{FS_T}.$$

В приведенных формулах используются следующие обозначения:

$T$  - период функционирования системы;

$Q_1$  - первоначальная стоимость системы;

$D_j$  - доход, приносимый системой за  $j$ -й год эксплуатации;

$D_T$  - суммарный доход системы за весь срок службы;

$Z_{P_j}$  - затраты на ремонт системы в году  $j$ ;

$Z_{P_T}$  - суммарные затраты на ремонт системы;

$S_{ост_j}$  - остаточная стоимость системы к концу  $j$ -го года эксплуатации с учетом утилизационных затрат;

$S_{ост_T}$  - остаточная стоимость системы к концу периода функционирования;

$\overline{FS_j'}$  - значение параметра функционального состояния перед ремонтом в  $j$ -м году эксплуатации;

$\overline{FS_j''}$  - значение параметра функционального состояния после ремонта в  $j$ -м году эксплуатации;

$d$  - доход от функционирования системы за 1 день эксплуатации;

$\beta_j$  - среднегодовой процент роста производительности труда соответствующей отрасли в  $j$ -м году;

$\tau_j$  - норма среднесуточной выработки в  $j$ -м ремонте;

$k_1$  - коэффициент, учитывающий тип и особенности конструкции ремонтируемой системы;

$k_2$  - коэффициент, учитывающий технологический уровень ремонтирующего предприятия.

$T_{y.n.}$  - условно-постоянная составляющая продолжительности ремонта, содержащая время на обязательные работы по всему комплексу: (останов, вывод из эксплуатации, испытания, пуск и пр.) и типовой

перечень работ по тем элементам, которые подлежат обязательному осмотру (диагностированию, дефектации);

$T_{пер}$  - переменное слагаемое времени ремонта, определяемое объемом собственно ремонтных работ.

Выбор оптимального варианта стратегии ремонта производится на основании сравнения двух вариантов: полного использования ресурса каждым элементом системы и минимального количества ремонтов. В первом случае ремонты выполняются в моменты, когда функциональное состояние какого-либо элемента достигает предельного значения, а ремонт элементов, способных продолжать функционирование, не производится. Достоинством этого варианта является полная выработка ресурса каждым элементом системы, а недостатком – большое количество ремонтов. Во втором случае определяется межремонтный период – наименьший из сроков службы элементов системы. В ходе ремонта выполняются работы, которые обеспечат возможность эксплуатировать систему до следующего ремонта самого ненадежного элемента. Недостатком второго варианта является вывод из эксплуатации элементов с недовыработанным ресурсом.

Для каждого варианта, используя представленную выше модель, определяются:

- ежегодные затраты на ремонт и их сумма нарастающим итогом;
- остаточная стоимость системы в конце каждого года эксплуатации и после ремонта;
- возможный доход, получаемый от функционирования системы за текущий год и суммарный;
- величина суммарного эффекта.

Однако в рассмотренные два варианта не обязательно входит вариант, позволяющий получить «глобальный» экстремум функции суммарного эффекта. Определить оптимальную стратегию ремонта методом перебора всех возможных решений в случае многоэлементной системы не представляется возможным.

В данной статье предлагается метод определения сроков и объемов ремонтных работ, основанный на притягивании той или иной работы к полюсу – сроку проведения очередного ремонта. В дальнейшем такой метод будем именовать «метод магнитов».

Предположим, что исследуемая система является ремонтпригодной и состоит из трех заменяемых и неремонтируемых элементов, у которых 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. 1 видно, что за период эксплуатации  $T$  система подвергается пяти ремонтам. Оптимизируем стратегию выполнения ремонта системы по критерию максимизации эффекта в соответствии со следующим алгоритмом:



1) определяем время наступления ремонта элемента с минимальным сроком службы - первый ремонтный полюс системы  $P_j$ . Область возможного притяжения ограничена следующим ремонтом данного элемента;

2) если перенос времени замены следующего элемента в точку  $P_i$  не увеличивает общее количество таких элементов за весь период функционирования системы, считаем, что такой элемент находится в зоне абсолютного притяжения и передвигаем срок его замены в полюс. Для этого из соотношения (1) определяем  $n_i$  - необходимое количество  $i$ -ых элементов за весь период эксплуатации при условии замен после полной выработки ресурса и  $nr_i$  - расчетное количество  $i$ -ых элементов за весь период эксплуатации при условии выполнения замены в момент  $P_i$ ;

$$n_i = \frac{T - T'_{ij}}{t_i}; \quad nr_i = \frac{P_k - T'_{ij}}{t_i}; \quad (1)$$

где  $T'_{ij}$  - предполагаемое время проведения  $j$ -ой замены  $i$ -го элемента по критерию максимального использования ресурса;

$P_k$  - время  $k$ -го ремонта, который будет определен данным методом.

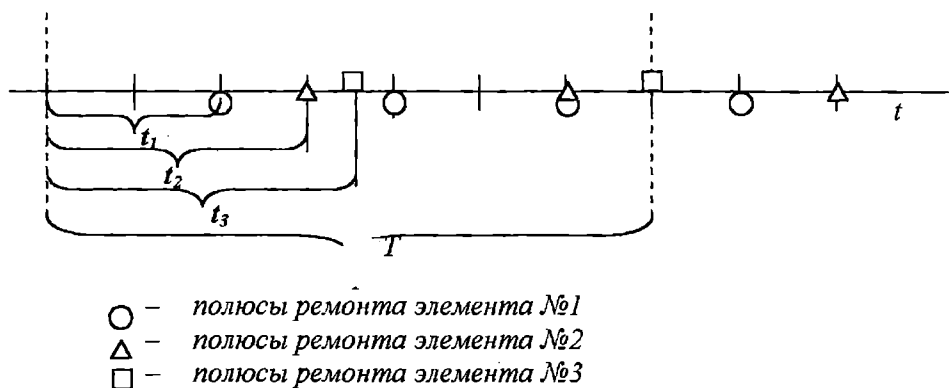


Рис. 1. Схема жизненного цикла системы, состоящей из трех элементов

Если в результате деления в формуле (1) получаются целые числа, то число  $i$ -х элементов берем равным  $n_i - 1$ , а число  $i$ -х элементов за весь период функционирования  $nr_i - 1$ . В противном случае принимаем количество  $i$ -х элементов  $n_i$  и  $nr_i$ , соответственно.

3) если при переносе появляется необходимость в добавлении хотя бы одного запасного элемента ( $nr_i > n_i$ ), то целесообразность перемещения данной ремонтной работы в полюс  $P_1$  определяется по знаку критерия притягивания  $K_{np}$

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

где  $\sum q_i/Q_1$  - сумма отношений стоимости элементов, требующих замены 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 замена этих элементов производится в момент  $P_1$ . В противном случае время окончания срока службы анализируемых элементов становится новым ремонтным полюсом  $P_2$ .

Применительно к приведенному выше примеру:

- элемент №1 через время  $t_1$  становится полюсом  $P_1$ . Элемент №2 находится в области абсолютного притяжения<sup>1</sup> и притягивается к полюсу  $P_1$ .

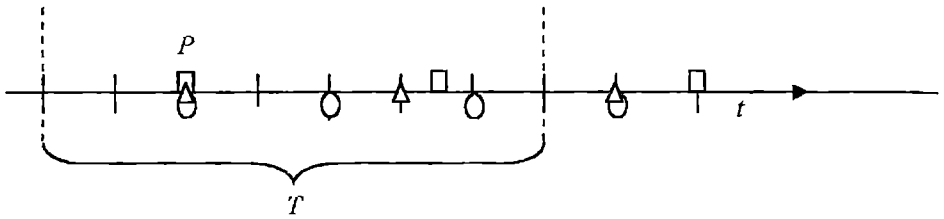
- элемент №3 находится в области относительного притяжения<sup>2</sup>, и поэтому его притяжение находится под вопросом. Если допустить, что все элементы удовлетворяют условию (2) то элемент №3 тоже притягивается к полюсу  $P_1$ . В результате получается следующая картина (рис.2).

Второй и последующие полюсы ремонта определяются аналогично. Общая схема выполнения ремонтных работ представлена на рис. 3.

---

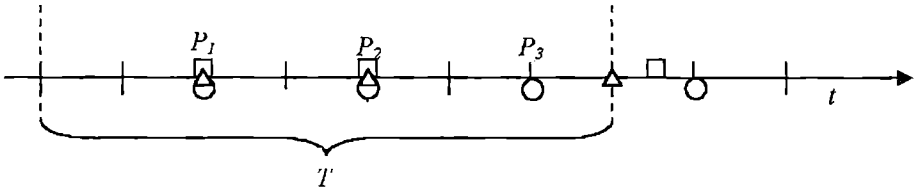
<sup>1</sup> *Область абсолютного притяжения* - это та область, в которой перенос срока замены  $i$ -го элемента в полюс, не увеличивает количество  $i$ -ых элементов, необходимых за весь срок службы ( $n_i = nr_i$ ).

<sup>2</sup> *Область относительного притяжения* - это та область, в которой перенос срока замены  $i$ -го элемента в полюс увеличивает количество  $i$ -ых элементов, необходимых за весь срок службы, но значение  $K_{np} > 0$ .



- - полюсы ремонта элемента №1
- △ - полюсы ремонта элемента №2
- - полюсы ремонта элемента №3

Рис. 2. Определение времени первого ремонта



- - элемент № 1
- △ - элемент № 2
- - элемент № 3

Рис. 3. Схема выполнения ремонтных работ

Блок-схема, реализующая алгоритм оптимизации стратегии ремонта технических систем, представлена на рис. 4.

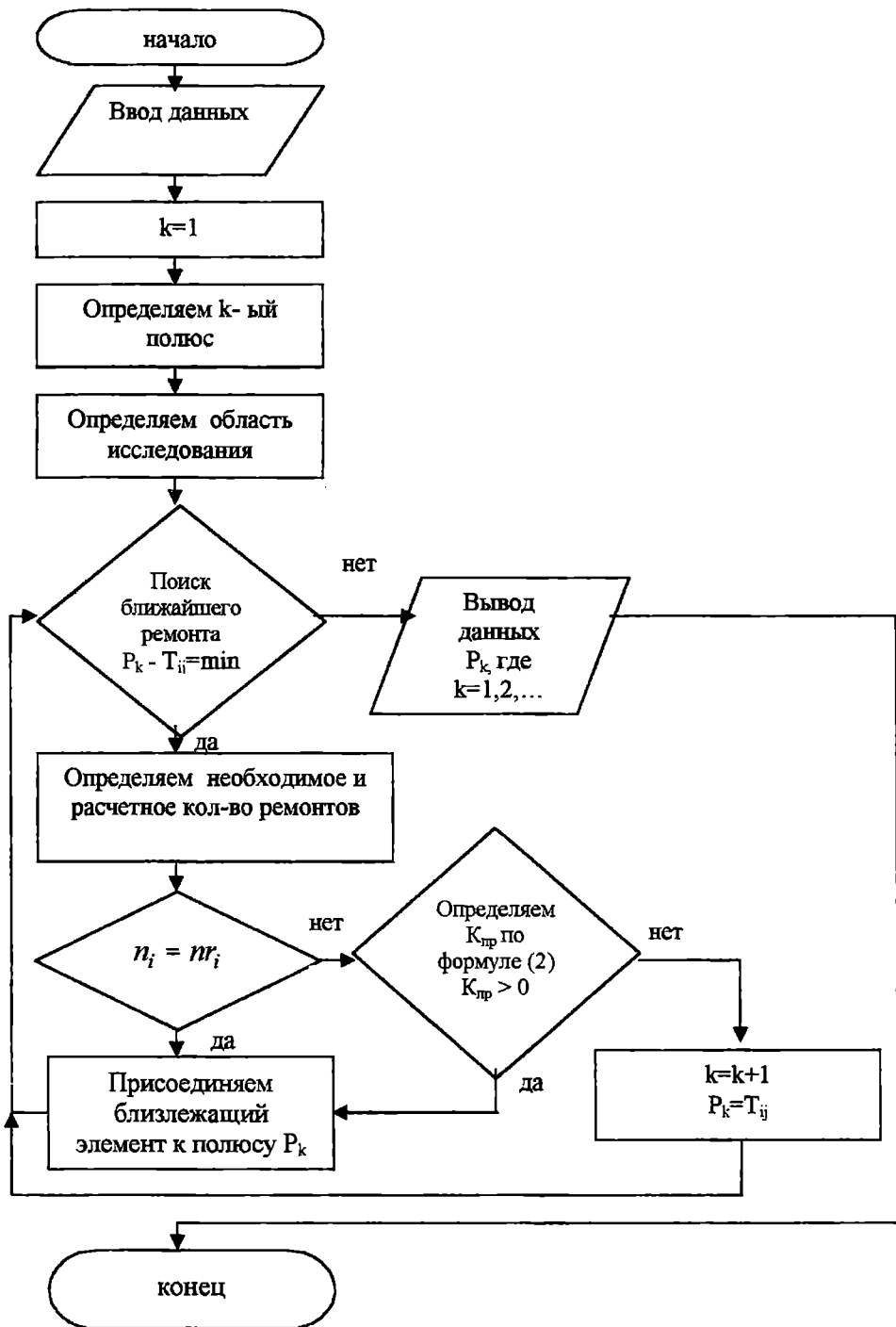


Рис. 4. Блок-схема оптимизации стратегии ремонта

ЛИТЕРАТУРА

1. Пашков А.П. Ремонт в технике: Действительность и перспективы // Научно-технический журнал "Тема", 1998. - № 7,8. С. 13-15.
2. Селиванов А.И. Основы теории старения машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 408 с.
3. Холоденко А.М. Визначення оптимальних термінів експлуатації обладнання // Вісник Технологічного університету Поділля. Серія: економічні науки. – Хмельницький: ТУП, 2002. - № 4. – Ч. 2. – С. 33-38.
4. Шахов А.В. Чимишир В.И. Оптимизация стратегии эксплуатации ремонтпригодных технических систем // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2003. – Вип. 5. – С. 229-237.

УДК 621.86.065:620.5

## О КОЛЕБАНИЯХ ГРУЗА ПРИ СПАРЕННОЙ РАБОТЕ ГРУЗОВЫХ СТРЕЛ

В.Г. Сизов

При спаренной работе стрел нока люковой стрелы устанавливается над люком, а бортовой стрелы – выносится за борт. С помощью топенантов, оттяжек и топрика стрелы раскрепляются неподвижно. Грузовые шкентеля обеих стрел объединяются трехзвенником, к которому крепится и грузовой гак. При грузовых операциях груз сначала поднимается одной из стрел, а затем, натяжением шкентеля другой стрелы при потравливании шкентеля первой, груз перемещается в поперечном направлении, пока он не окажется под ноком второй стрелы, после чего, потравливанием обоих шкентелей груз опускается на предназначенное ему место. Таким образом в течение некоторого времени груз натягивает оба грузовых шкентеля и при этом имеет возможность совершать колебания.

Аналогичная ситуация возникает при передаче грузов с одного судна на другое в открытом море грузовыми стрелами судна передающего груз и судна принимающего, в этом случае роль бортовой стрелы выполняет стрела судна принимающего груз.

Рассмотрим характер колебаний, совершаемых грузом в вертикальной плоскости проходящей через грузовые блоки на ноках обеих стрел в процессе переноса его поперек судна или между судами. Рассматриваемая колебательная система (см.рис.1) состоит из двух упругих шкентелей АВ и ВС и подвешенного к ним груза.

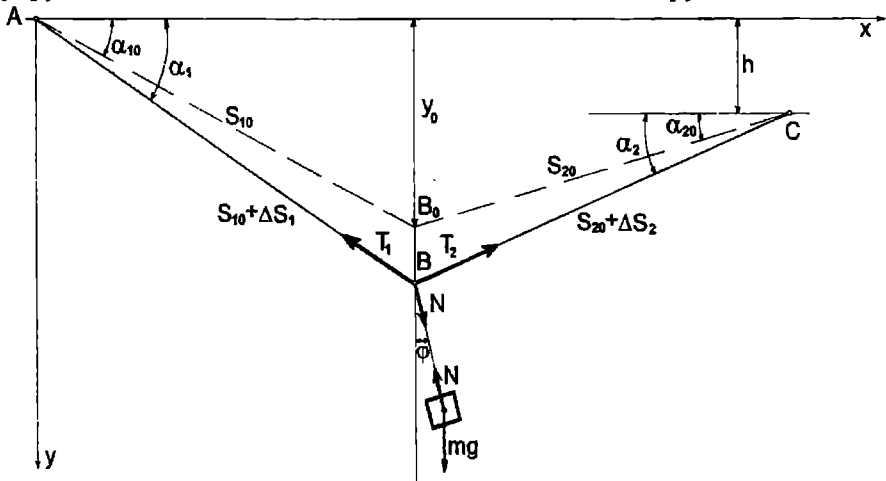


Рис. 1. Схема подвески груза при спаренной работе стрел

Положение системы определяется тремя параметрами: двумя координатами точки подвеса груза и углом отклонения груза от вертикали. Однако подвешенный груз при помощи грузовых лебедок перемещается в горизонтальном направлении, поэтому горизонтальную координату  $x$  нельзя считать свободной, по этой координате происходит кинематическое возбуждение системы и система имеет лишь две степени свободы: вертикальную координату  $y$  точки подвеса и угол  $\varphi$  отклонения груза от вертикали, по которым груз может совершать колебания. Принимая параметры  $y$  и  $\varphi$  в качестве обобщенных координат системы, составим уравнения колебаний груза, пользуясь уравнением Лагранжа II рода

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (1)$$

где  $q_i$  - обобщенные координаты по числу степеней свободы; в нашем случае  $q_1 = y$ ;  $q_2 = \varphi$ .

Пренебрегая массами шкентелей, кинетическая энергия системы запишется в виде

$$T = \frac{m}{2} \left[ (\dot{y} - l\dot{\varphi} \sin \varphi)^2 + (l\dot{\varphi} \cos \varphi)^2 \right] = \frac{m}{2} \left[ \dot{y}^2 + l^2 \dot{\varphi}^2 - 2\dot{y}l\dot{\varphi} \sin \varphi \right]. \quad (2)$$

Используя это выражение, для левых частей уравнений Лагранжа вычисляем:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} = m\dot{y} - ml\dot{\varphi} \sin \varphi,$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) = m\ddot{y} - ml\ddot{\varphi} \sin \varphi - ml\dot{\varphi}^2 \cos \varphi,$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0,$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = ml^2\dot{\varphi} - ml\dot{y} \sin \varphi,$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = ml^2\ddot{\varphi} - ml\ddot{y} \sin \varphi - ml\dot{y}\dot{\varphi} \cos \varphi, \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi} = -ml\dot{y}\dot{\varphi} \cos \varphi.$$

Подставляя полученные выражения в (1) и считая  $\varphi$  - малым, получим

$$m\ddot{y} = Q_y,$$

$$m\ell^2 \ddot{\varphi} - m\ell \dot{y} \dot{\varphi} = Q_{\varphi}, \quad (3)$$

Для вычисления обобщенной силы  $Q_y$  дадим системе возможное перемещение  $\delta y$  и вычислим сумму работ действующих сил на этом перемещении, полагая  $\delta \varphi = 0$

$$\delta A_y = Q_y \delta y = -T_1 \sin \alpha_1 \delta y - T_2 \sin \alpha_2 \delta y + N \cos \varphi \delta y.$$

Здесь первые два слагаемых правой части имеют знаки - (минус), т.к. составляющие перемещений противоположны действующим силам. Таким образом, имеем

$$Q_y = -T_1 \sin \alpha_1 - T_2 \sin \alpha_2 + N \cos \varphi. \quad (4)$$

Здесь  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  - углы наклона грузовых шкентелей к горизонту при смещении точки подвеса груза по вертикали на  $y$  от точки статического равновесия системы, при котором она имела вертикальную координату  $y_0$ , а углы  $\alpha$  имели значения  $\alpha_{10}$  и  $\alpha_{20}$ , соответственно. Считая  $y$  малой величиной по сравнению с длинами  $S_{10}$  и  $S_{20}$  участков шкентелей от точки подвеса до ноковых грузовых блоков, с точностью до малых второго порядка получим:

$$\begin{aligned} \sin \alpha_1 &= \frac{y_0 + y}{S_{10} + \Delta S_1} = \frac{y_0 + y}{S_{10} \left( 1 + \frac{y}{S_{10}} \sin \alpha_{10} \right)} = \\ &= \frac{y_0 + y}{S_{10}} \left( 1 - \frac{y}{S_{10}} \sin \alpha_{10} \right) = \sin \alpha_{10} + \frac{y}{S_{10}} \cos^2 \alpha_{10}, \\ \sin \alpha_2 &= \frac{y_0 - h + y}{S_{20} + \Delta S_2} = \frac{y_0 - h + y}{S_{20} \left( 1 + \frac{y}{S_{20}} \sin \alpha_{20} \right)} = \\ &= \frac{y_0 - h + y}{S_{20}} \left( 1 - \frac{y}{S_{20}} \sin \alpha_{20} \right) = \sin \alpha_{20} + \frac{y}{S_{20}} \cos^2 \alpha_{20}. \end{aligned}$$

Здесь учтено, что с точностью до малых второго порядка

$$\Delta S_1 = y \sin \alpha_{10}; \Delta S_2 = y \sin \alpha_{20},$$

а также, что

$$\sin \alpha_{10} = \frac{y_0}{S_{10}}; \sin \alpha_{20} = \frac{y_0 - h}{S_{20}},$$



где  $h$  - разность высот ноковых грузовых блоков.

Из условия равновесия точки подвеса груза имеем

$$T_1 \sin \alpha_{10} + T_2 \sin \alpha_{20} = N \cos \varphi . \quad (5)$$

Поэтому для  $Q_y$  получим

$$Q_y = -y \left[ \frac{T_1}{S_{10}} \cos^2 \alpha_{10} + \frac{T_2}{S_{20}} \cos^2 \alpha_{20} \right] . \quad (6)$$

Подставляя это выражение в первые из уравнений (3), для координаты  $y$  получим дифференциальное уравнение

$$\ddot{y} + p^2 y = 0 , \quad (7)$$

где обозначено

$$p^2 = \frac{T_1}{mS_{10}} \cos^2 \alpha_{10} + \frac{T_2}{mS_{20}} \cos^2 \alpha_{20} . \quad (8)$$

Интегрируя уравнение (7) при условиях  $(t=0; y=y_a; \dot{y}=0)$ , получим

$$y = y_a \cos pt , \quad (9)$$

т.е. точка подвеса груза будет совершать по вертикали гармонические колебания с частотой  $p$ , определяемой формулой (8).

Для вычисления  $Q_\varphi$  дадим возможное перемещение  $\delta\varphi$  и вычислим работу сил. Полагая при этом  $\delta y=0$ , мы получим

$$\delta A_\varphi = Q_\varphi \cdot \delta\varphi = -mgl \sin \varphi \delta\varphi ,$$

так что

$$Q_\varphi = -mgl \sin \varphi . \quad (10)$$

Теперь подставим во второе из уравнений (3) значение  $Q_\varphi$  и  $\ddot{y}$  из выражения (9) продифференцировав его дважды по  $t$ . Тогда после преобразования получим

$$\ddot{\varphi} + \frac{1}{\ell} (q + y_a p^2 \cos pt) \varphi = 0 . \quad (11)$$

Для  $\varphi$  мы получили уравнение Матье. Чтобы привести его к стандартному виду, введем безразмерное время, т.е. положим  $2\tau = pt$ . Тогда получим

$$\frac{d^2\varphi}{d\tau^2} + (a + 2q \cos 2\tau)\varphi = 0, \quad (12)$$

где

$$a = \frac{4q}{p^2 \ell}; \quad 2q = \frac{4y_a}{\ell}. \quad (13)$$

Уравнение (12) имеет решение, выражаемое через специальные функции, называемые функциями Матье. Практическое значение имеет тенденция развития колебаний – будут они затухать или возрастать во времени. Это зависит от значений параметров  $a$  и  $q$  уравнения. Области значений  $a$  и  $q$ , соответствующие устойчивым и неустойчивым колебаниям, вычислены и представлены в виде диаграммы Айнса–Стретта, которую можно найти например в [2] или [3].

Рассчитав по формулам (13) и (8)  $a$  и  $q$ , на диаграмму наносят точку и устанавливают, в какую из областей она попадает. Если точка попадает в область неустойчивых колебаний, то имеет место параметрический резонанс, при котором амплитуда колебаний будет возрастать по экспоненциальному закону, что может вызвать возрастание напряжений в тросовых элементах подвески груза до недопустимой величины.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Александров М.Н. и др. Судовые устройства: Справочник. – Л.: Судостроение, 1987.
2. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1989.
3. Магнус К. Колебания. – М.: Мир, 1982.

УДК 624.131

**СРАВНЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ  
РЕЗУЛЬТАТОВ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ  
СООРУЖЕНИЙ, ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ С  
ГРУНТОВОЙ СРЕДОЙ**

**А.В.Гришин**

В [1, 2, 3] предложена новая упруговязкопластическая модель расчета систем, включающих различные конструкции и сооружения, грунтовую и водную среду и находящихся под действием динамических нагрузок. Обычно динамическим воздействиям предшествует статическое нагружение, напряженно-деформированное состояние от которого, влияет на колебательные процессы элементов системы. Поэтому в ранее опубликованных статьях автора были выполнены сравнения результатов экспериментальных данных и теоретических расчетов при действии статических нагрузок, которые показали их удовлетворительное совпадение. В настоящей статье приводятся аналогичные сравнения, но при динамическом нагружении системы.

Следует отметить, что в данной работе будут рассматриваться только слабые колебания систем, возникающие, например, от действия различных механизмов, при забивке свай, воздействия волн и т.д. Сильные и сверхсильные динамические воздействия, когда свойства некоторых элементов систем становятся близкими к свойствам жидкости или газа, здесь не рассматриваются. При слабых динамических нагрузках в расчетах обычно принимают упругие модели систем, обосновывая их использование малыми амплитудами колебаний, которые возможно не приводят к сколько-нибудь заметным необратимым деформациям. Но в данном случае возникает вопрос, почему от колебаний происходят осадки рядом расположенных сооружений [4, 5, 6]? Основная причина этого явления заключается в том, что некоторые элементы сооружений (особенно грунтовые среды) под действием ранее приложенных статических нагрузок находятся в пластическом состоянии. Поэтому малые перемещения, вызванные динамическими воздействиями, увеличивают области необратимых деформаций и тем самым порождают дополнительные осадки сооружений. Следовательно, расчеты с учетом упруговязкопластических свойств материалов систем имеют реально более широкую область применения, если правильно учитывать работу сооружений, расположенных в области действия источника колебаний.

В [6] представлены обширные натурные наблюдения колебаний грунтовых массивов при забивке свай на 68 строительных площадках. Недостающие характеристики многослойных грунтов принимались по СНиП 2.02.01-83. Использовались сваи сечением 35×35 см и длиной 14 м. Масса ударной части 5,2 т, высота её падения 1,35 м.

На рис. 1 приведены амплитуды горизонтальных и вертикальных колебаний поверхности грунта на расстоянии 3 м от сваи, полученные экспериментально и по предлагаемой в [1, 2, 3] теории. В расчетах использовалась упруговязкопластическая модель грунтовой среды.

Из графиков видно, что наибольшие амплитуды горизонтальных и вертикальных колебаний происходят при глубине забивки свай равной 3 м. Затем с увеличением глубины забивки они постепенно уменьшаются. Были выполнены расчеты для различных глубин забивки свай при расстоянии от сваи до точки регистрации колебаний 10 м, 20 м, 30 м и сделаны сравнения с экспериментальными данными. На рис. 2 показаны горизонтальные и вертикальные перемещения поверхности грунта на расстоянии от 3 до 30 м при глубине забивки свай 3,5 м. Из графиков следует, что с увеличением расстояния от сваи амплитуда колебаний постепенно затухает. Сравнивая экспериментальные и расчетные данные, показанные на рис. 1-2, можно отметить удовлетворительное совпадение их результатов.

Приведем сравнение теоретических и экспериментальных данных, полученных при колебании заглубленного штампа. Опытные данные были взяты из работы [7]. Бетонный штамп размером в плане  $2 \times 1$  м и высотой 3 м полностью заглублен в грунтовой массив. К нему прикладывались горизонтальные импульсные нагрузки, равные 67 кН и 74 кН. Характеристики бетона штампа:  $E_b = 2000$  МПа;  $\mu_b = 0,16$ ;  $\gamma_b = 16$  кН/м<sup>3</sup>. Свойства грунта описывались коэффициентами упругого равномерного и неравномерного сжатия, которые по приведенным в [7] формулам пересчитывались на  $E_{sp}$  и  $\mu_{sp}$ .

На рис. 3 для обоих значений импульсной нагрузки показаны расчетные и экспериментальные графики горизонтальных перемещений точки А, расположенной посередине верхней грани штампа. Сравнивая эти данные, можно отметить удовлетворительное совпадение результатов.

Были также проведены экспериментальные исследования системы, состоящей из модели оградительного сооружения и грунта, при динамических воздействиях. Рассматривались два вида основания: активная резина СКУ-6 с параметрами  $E = 2,6$  МПа;  $\mu = 0,5$  и среднезернистый песок с  $E = 44$  МПа;  $\mu = 0,25$ ;  $\gamma = 1,62$  т/м<sup>3</sup>;  $\varphi = 38^\circ$ . Модель сооружения выполнялась из бетона в масштабе 1:10 применительно к Туапсинскому массиву. Слой песка имел толщину 2,75 м. Высота модели 120 см, ширина понизу 90 см. Вес массива 1,32 т. Использовались вибродатчики комплекта К-001, с помощью которых осциллографом Н-700 регистрировались перемещения, а напряжения фиксировались осциллографом Н-102.

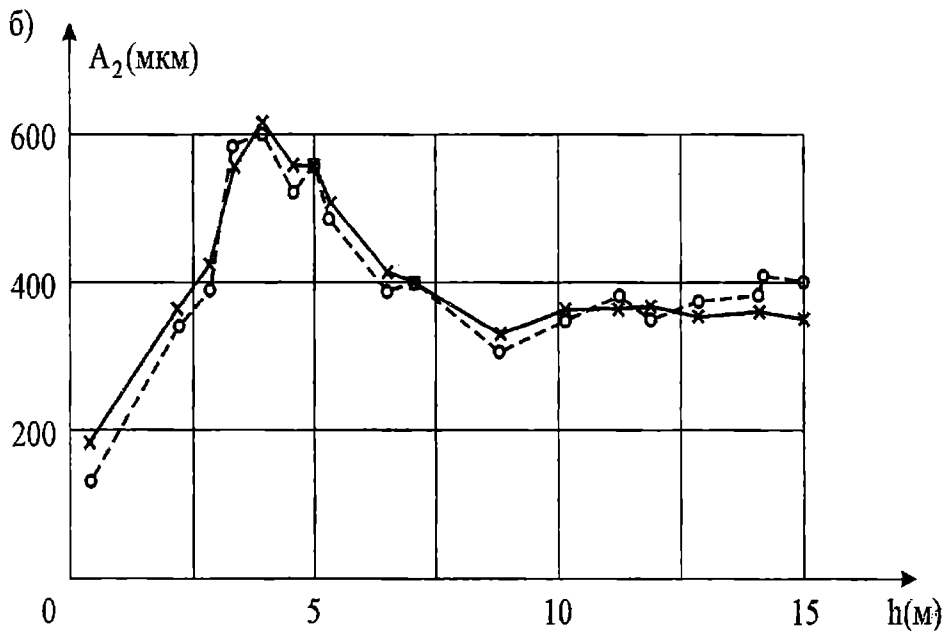
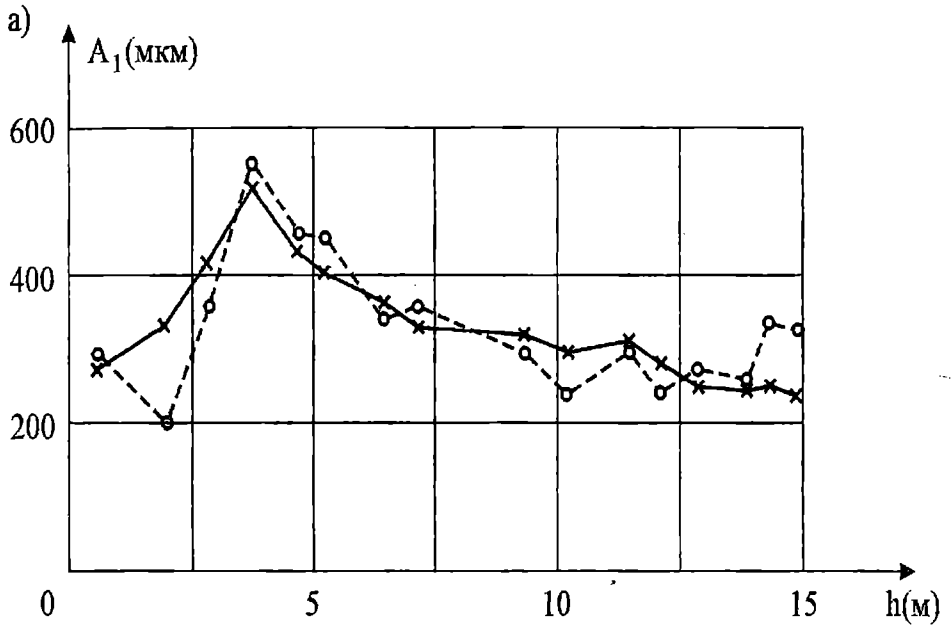


Рис. 1. Сравнение теоретических результатов с экспериментальными при забивке свай:

--- — экспериментальные данные;  
 — — расчетные данные

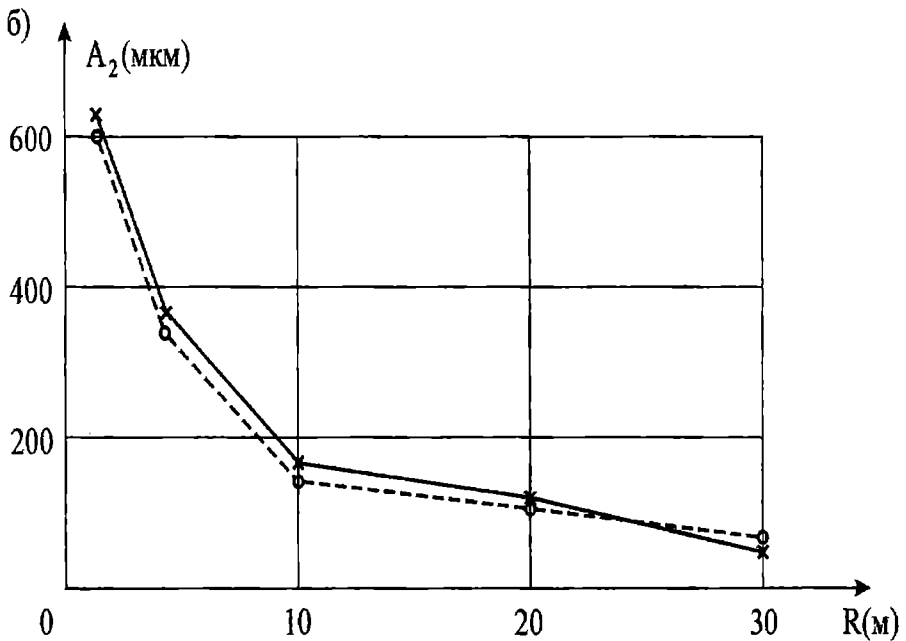
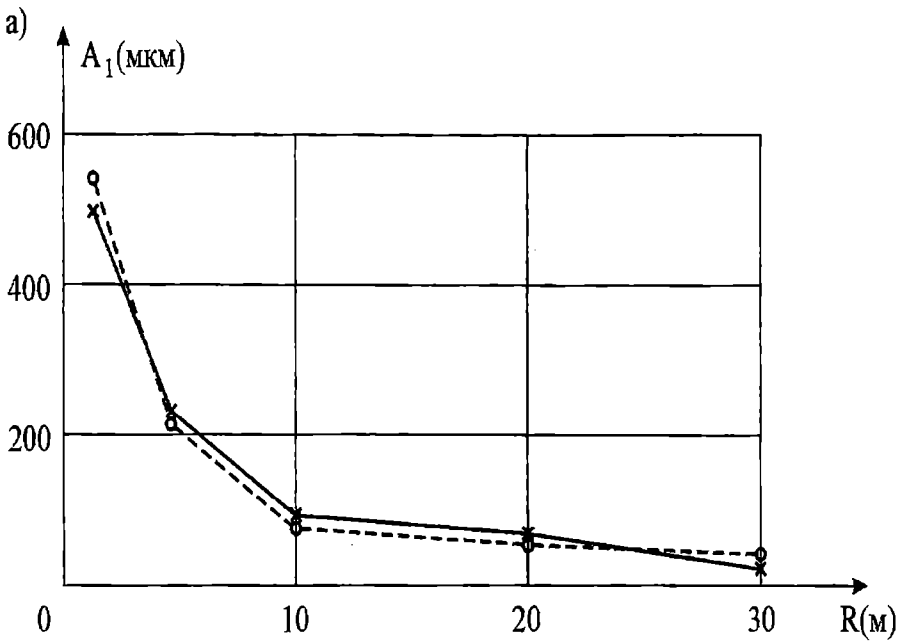


Рис.2. Сравнение теоретических результатов перемещений поверхности грунта с экспериментальными в зависимости от расстояния до свай:

--- - экспериментальные данные;  
 ——— - расчетные данные

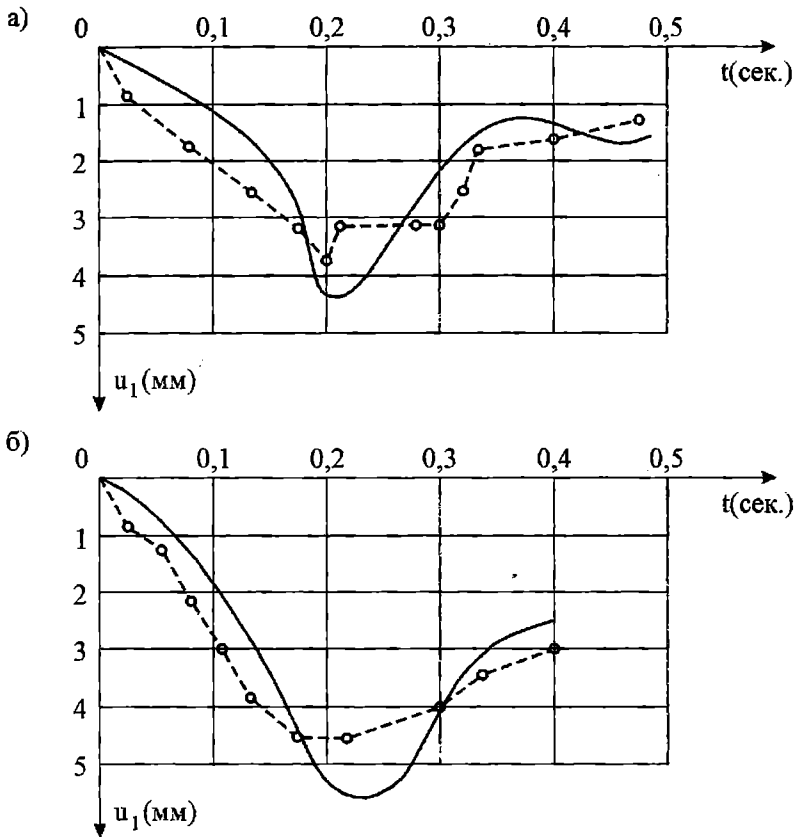


Рис.3. Горизонтальные колебания точки А штампа от действия импульсной нагрузки:

--- - экспериментальные данные;  
 ——— - расчетные данные

На рис. 4 показаны эпюры горизонтальных колебаний точки А, расположенной посередине подошвы сооружения. Под номером I обозначены колебания от действия импульса внешней нагрузки 0,103 Н·сек. продолжительностью 0,0116 сек. Под номером II – от той же нагрузки, но продолжительностью 0,031 сек. Наблюдается удовлетворительное совпадение экспериментальных и расчетных данных.

На рис. 5 показаны эпюры колебаний напряжений  $\sigma_{22}$  для точки В основания, расположенной под левым углом сооружения на глубине 5,0 см. Импульс внешней нагрузки был равен 6,6 Н·сек. Под номером I обозначены колебания  $\sigma_{22}$  при продолжительности действия импульса 0,005 сек., а под номером II – 0,02 сек. Из сравнения эпюр также следует удовлетворительное совпадение теоретических результатов с экспериментальными данными.

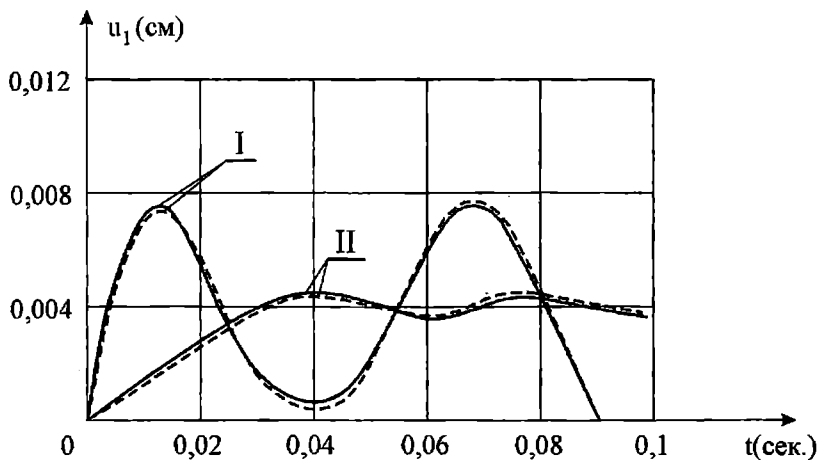


Рис.4. Сравнение горизонтальных колебаний точки А штампа от действия импульсной нагрузки:

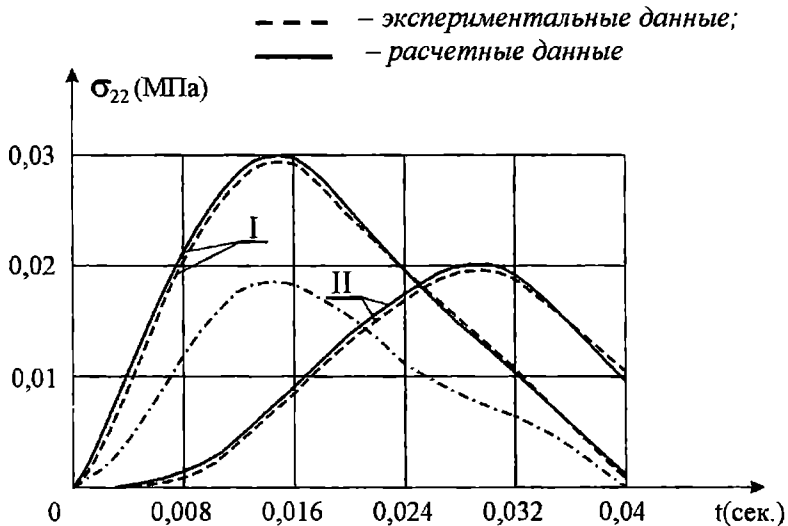


Рис.5. Сравнение колебания напряжений  $\sigma_{22}$  точки В от действия импульсной нагрузки:

- - - - - экспериментальные данные;  
 ————— расчетные данные;  
 - . - . - модель Винклера

Приведенные сравнения позволяют сделать вывод о том, что предлагаемая в [1, 2, 3] упруговязкопластическая модель и реализующий её программный комплекс, могут широко использоваться на практике для получения надежных результатов при решении различных динамических задач.



ЛИТЕРАТУРА

1. Гришин А.В., Дорофеев В.С. *Нелинейная динамика конструкций, взаимодействующих с деформируемой средой.* – Одесса: Астропринт, 2001. – 136 с.
2. Гришин А.В., Федорова Е.Ю. *Нелинейные динамические задачи расчета портовых гидротехнических сооружений.* – Одесса: ОГМУ, 2002. – 126 с.
3. Гришин А.В., Федорова Е.Ю. *Нелинейная динамика ограждающих сооружений.* – Одесса: ОНМУ, 2002. – 240 с.
4. Баркан Д.Д. *Динамика оснований и фундаментов.* – М.: Стройвоенмориздат, 1948. – 411 с.
5. Савинов О.А. *Современные конструкции фундаментов под машины и расчет.* – Л.: Стройиздат, 1979. – 200 с.
6. Калюжнюк М.М., Рудь Б.К. *Свабойные работы при реконструкции.* – Л.: Стройиздат, 1989. – 160 с.
7. Глушков Г.И. *Расчет сооружений, заглубленных в грунт.* – М.: Стройиздат, 1977. – 295 с.
8. Мороз Л.Р., Смирнов Г.Н. *Экспериментальные исследования работы системы гравитационное ограждающее сооружение – грунт // Труды координационных совещаний по гидротехнике. Динамические расчеты водно-транспортных сооружений.* – Л.: Энергия, 1971. – Вып. 66. – С. 13-17.
9. Мороз Л.Р., Смирнов Г.Н. *Расчет напряжений в основании ограждающих сооружений гравитационного типа при динамических нагрузках // Труды координационных совещаний по гидротехнике; Расчет общей устойчивости транспортных гидротехнических сооружений.* – Л.: Энергия, 1967. – Вып. 40. – С. 120-126.
10. Мороз Л.Р., Смирнов Г.Н. *Исследование динамических напряжений в основании ограждающего сооружения гравитационного типа // Труды координационных совещаний по гидротехнике: Расчет общей устойчивости транспортных гидротехнических сооружений.* – Л.: Энергия, 1967. – Вып. 40. – С. 113-119.
11. Мороз Л.Р., Смирнов Г.Н. *Определение динамических напряжений в основании ограждающего сооружения при воздействии разбитой волны // Труды Союзморшипоекта: Портовое гидротехническое строительство, 1969.* – Вып. 22(28) – С. 75-84.

УДК 624.15

## СОВМЕСТНЫЙ УПРУГОПЛАСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СУХИХ ДОКОВ И ОКРУЖАЮЩЕЙ ЕГО ГРУНТОВОЙ СРЕДЫ

А. В. Черных

В настоящее время при расчете конструктивных элементов сухих доков, а также взаимодействующих с ними грунтов пользуются различными расчетными моделями, базирующимися на предпосылках теории упругости [1, 3]. При этом окружающие конструкцию доков грунты рассматриваются как линейно деформируемый массив, или заменяются эквивалентными нагрузками. В действительности они в естественном состоянии представляют собой нелинейно-деформируемую упругопластическую среду. В связи с этим необходимо рассматривать доковую конструкцию и грунтовую среду как единую систему, а ее напряженное состояние как смешанную задачу теории упругости и теории пластичности.

Ниже приведен упругопластический расчет камеры сухого дока во взаимодействии с окружающей его грунтовой средой, выполненный при помощи программного комплекса, в котором учтены вышеуказанные недостатки. В используемой программе дискретизация уравнений выполнена методом конечных элементов, а итерационный процесс решения построен по модификациям метода Ньютона-Канторовича. Основные уравнения получены на основе теории пластического течения, базирующейся на принципе максимума Мизеса. При этом используются:

- статические уравнения в виде уравнений виртуальных работ

$$\int_{\Omega} \left[ (\sigma_{ks}^{j-1} + Q_s^{j-1}) \delta u_s + (d\sigma_{ks,k}^j + dQ_s^j) \delta u_s \right] d\Omega +$$

$$+ \int_{S_q} \left[ (\sigma_{ks}^{j-1} n_k - q_s^{j-1}) \delta u_s + (d\sigma_{ks}^j n_k - dq_s^j) \delta u_s \right] ds = 0, \quad (1)$$

где  $\Omega$  - объем системы;  $S$  - поверхность системы;

- геометрические уравнения, в которых симметричный тензор деформации  $E$  определяется через перемещения соотношениями Коши

$$e_{ks} = \frac{1}{2} (u_{k,s} + u_{s,k});$$

или в приращениях перемещений и деформаций

$$de_{ks}^j = \frac{1}{2} \left( du_{k,s}^j + du_{s,k}^j \right). \quad (2)$$

Уравнение постулата суммирования приращений упругих и пластических деформаций имеет вид

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

Компоненты тензора упругой деформации связаны с компонентами тензора напряжений законом Гука

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

Пластические деформации определяются следующим образом:

$$de_{ks}^{(p)} = d\lambda f, \sigma_{ks};$$

где  $d\lambda = \text{const} > 0$ ;

$f$  – функция нагружения.

После преобразований получаются следующие уравнения:

$$d\sigma_{ks} = D_{ksmn}^{(ep)} de_{mn}, \text{ если } f = 0, d'f > 0; \quad (3)$$

$$d\sigma_{ks} = D_{ksmn}^{(ep)} de_{mn}, \text{ если } f = 0, d'f \leq 0 \text{ или } f > 0.$$

Полученные уравнения могут быть решены только приближенными методами. Для этого необходимо выполнить две операции:

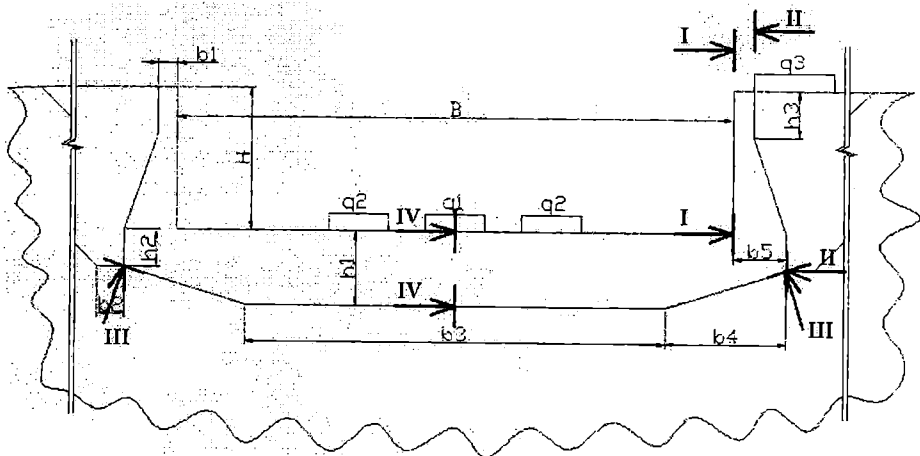
- дискретизацию краевой задачи;
- построение итерационного процесса.

Поставленная задача может быть решена лишь методами, допускающими различные погрешности, поэтому при решении краевой задачи необходимо считать невязку в уравнении меньше наперед заданной величины  $\varepsilon_0$ .

Рассмотрим численный расчет камеры сухого дока совместно с грунтовой средой. Схема дока показана на рис. 1.

Приведем расчет для двух видов грунтов:

- под сооружением и по бокам находится глина;
- слева от сооружения – супесь, а оставшаяся часть – глинистый грунт.



*Рис. 1. Расчетная схема системы*

Использованы нижеперечисленные исходные данные.

Основные размеры:

$B = 41,5$  м;  $b_1 = 1,5$  м;  $b_2 = 2,0$  м;  $b_3 = 31,5$  м;  $b_4 = 9,0$  м;  $b_5 = 4,0$  м;  
 $H = 10,5$  м;  $h_1 = 5,5$  м;  $h_2 = 2,75$  м;  $h_3 = 3,5$  м;

величины действующих нагрузок:  $q_1 = 0,778$  МПа;  $q_2 = 0,444$  МПа;  
 $q_3 = 0,08$  МПа;

характеристики материала доковой конструкции и грунтов:

для железобетона  $E_b = 40000$  МПа;  $\mu = 0,2$ ;  $\gamma = 0,0024$  кг/см<sup>3</sup>;  
 $\sigma_p^T = 1,5$  МПа;  $\sigma_c^T = 15$  МПа;  $\sigma_p = 18$  МПа;  $\sigma_c = 25$  МПа;

для грунта засыпки  $E_b = 42$  МПа;  $\mu = 0,35$ ;  $\gamma = 0,0015$  кг/см<sup>3</sup>;  
 $c^T = 0,017$  МПа;  $\varphi^T = 30^\circ$ ;  $c = 0,02$  МПа;  $\varphi = 32^\circ$ ;

для грунта основания (глина)  $E_b = 16,5$  МПа;  $\mu = 0,40$ ;  
 $\gamma = 0,0009$  кг/см<sup>3</sup>;  $c^T = 0,043$  МПа;  $\varphi^T = 14,5^\circ$ ;  $c = 0,49$  МПа;  $\varphi = 16^\circ$ ;

для грунта основания (супесь)  $E_b = 45$  МПа;  $\mu = 0,32$ ;  
 $\gamma = 0,0010$  кг/см<sup>3</sup>;  $c^T = 0,035$  МПа;  $\varphi^T = 10^\circ$ ;  $c = 0,38$  МПа;  $\varphi = 12^\circ$ .

Для первого случая на рис. 2 показано образование пластических зон как в грунте, так и в элементах дока при действии эксплуатационных нагрузок, гидростатического давления воды, а также собственного веса сооружения и грунта засыпки. Видно, что значительные области системы, такие как засыпка и днище сооружения, перешли из упругой стадии в пластическую.

На рис. 3 изображены горизонтальные и вертикальные перемещения внутренней правой вертикальной стенки камеры сухого дока при том же нагружении. Наблюдается смещение стенки внутрь сооружения, а также ее осадка, которая по всей высоте почти одинакова.

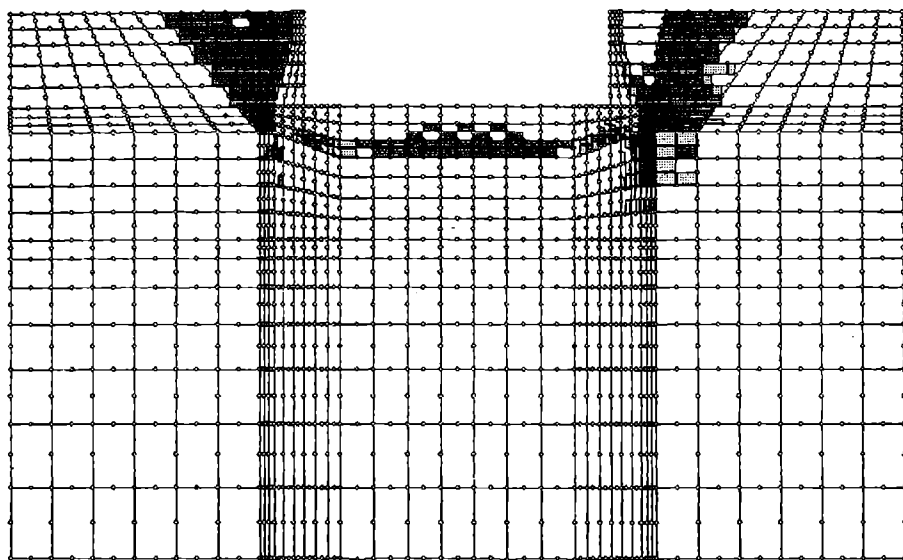


Рис. 2. Схема образования пластических зон в системе

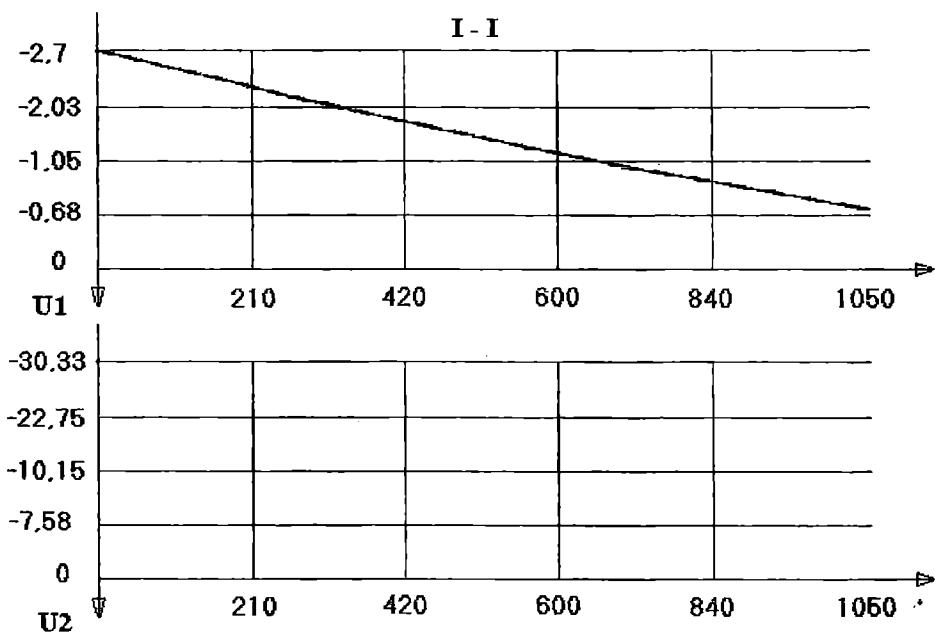


Рис. 3. Горизонтальные перемещения правой вертикальной грани стенки

На рис. 4 указаны эпюры напряжений в сечении III-III под днищем сооружения. Эпюра имеет криволинейный характер. По краям под сооружением величина напряжений возрастает. В местах излома днища эпюра напряжений имеет скачки.

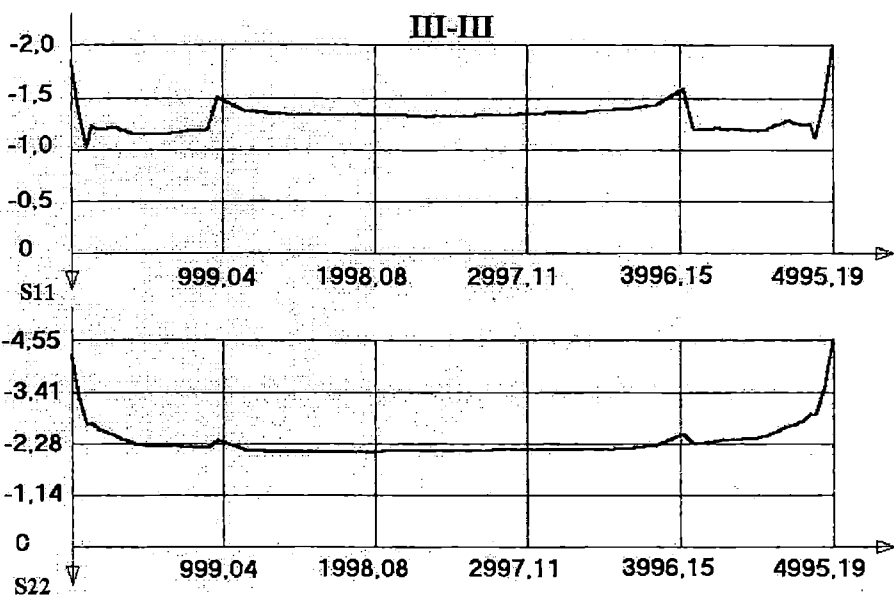


Рис. 4. Эпюры напряжений  $\sigma_{11}$  и  $\sigma_{22}$  по сечению III – III

На рис. 5 показана эпюра напряжений  $\sigma_{11}$  по сечению IV-IV в днище камеры сухого дока. Из этого рисунка и рис. 2 видно, что нижняя часть днища работает в пластической стадии и эпюра имеет криволинейное очертание.

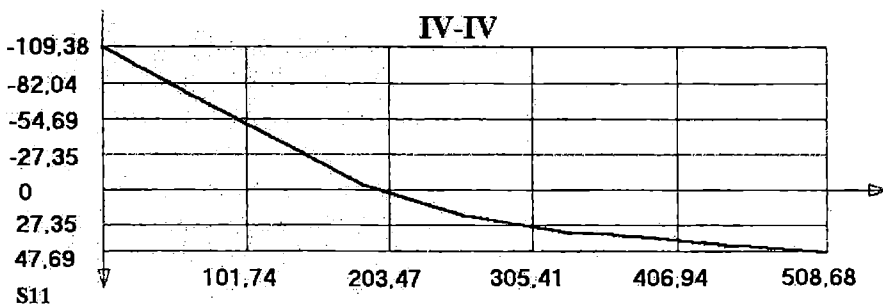
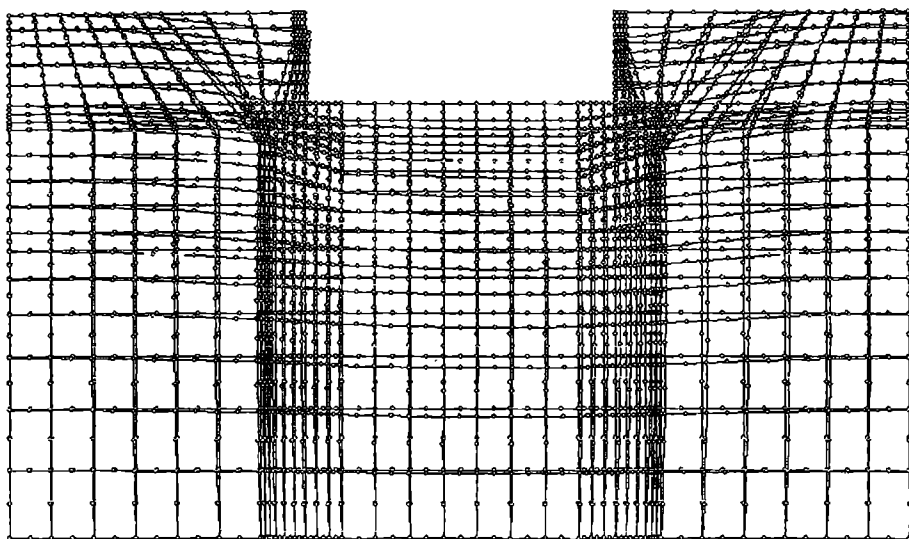


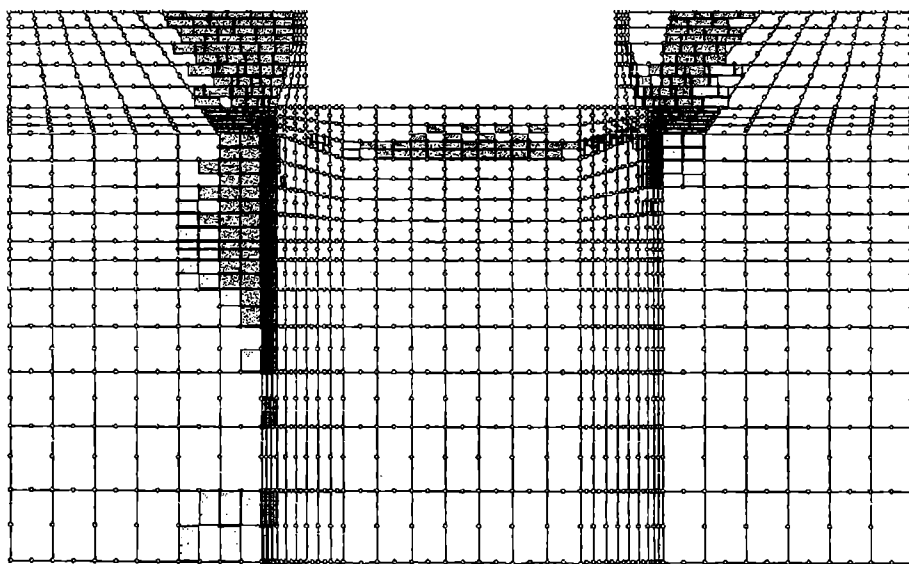
Рис. 5. Эпюра напряжений  $\sigma_{11}$  по сечению IV-IV

Рассмотрим второй случай грунтовой среды. На рис. 6 показаны общие перемещения всей рассматриваемой системы, из которых видно, что левая стенка камеры сухого дока значительно перемещается внутрь сооружения, а само сооружение целиком наклоняется вправо.



*Рис. 6. Схема перемещений системы*

На рис. 7 изображена схема образования пластических зон, на которой видно, что такой грунт как супесь, находящийся слева и снизу от сооружения, работает в пластической стадии в отличие от остального грунтового массива.



*Рис. 7. Схема пластических зон системы*

Найденные перемещения правой вертикальной стенки сооружения указаны на рис. 8. Видно, что вся стенка сдвигается вправо, но верхняя ее часть перемещается на незначительную величину, в отличие от нижней, которая переместилась на 1,63 см.

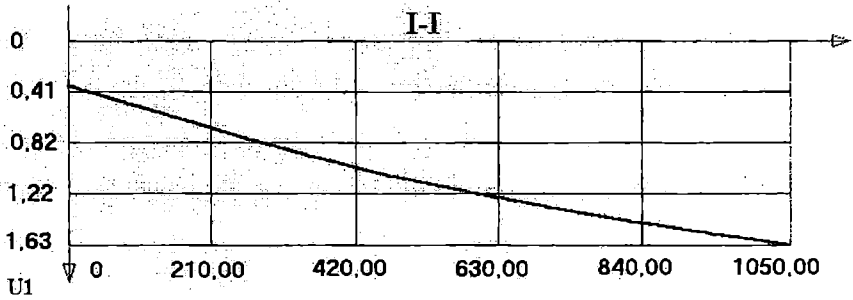


Рис. 8. Горизонтальные перемещения в сечении I-I

Эпюра напряжений, возникающих справа от сооружения в грунте (рис. 9), имеет криволинейное очертание. В верхней ее части грунт работает на сжатие, а в нижней — на растяжение. Скачок на эпюре наблюдается в области, расположенной на уровне верхней части дна сооружения и возникает из-за изменения его жесткости.

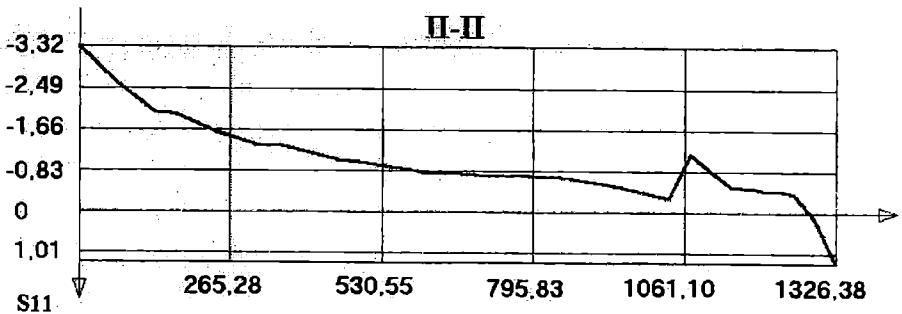


Рис. 9. Эпюра напряжений  $\sigma_1$  по сечению II-II, возникающих в грунте засыпки справа от камеры сухого дока

Предложенная методика, реализованная в виде программы для ЭВМ, позволяет более точно отразить работу сооружения совместно с грунтом и выявить наиболее опасные области в процессе проектирования.



## ЛИТЕРАТУРА

1. Балсон Ф.С. Заглубленные сооружения: статическая и динамическая прочность – М.: Стройиздат, 1991. – 240 с.
2. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности. – М.: Мир, 1987. – 542 с.
3. Гецов И.Е. Основы проектирования судоремонтных и судостроительных предприятий. Л.: Речной транспорт, 1955.
4. Гришин А. В., Дорофеев В. С. Нелинейная динамика конструкций, взаимодействующих с деформируемой средой. – Одесса: Астропринт, 2001. – 134 с.
5. Ивлев Д. Д., Быковцев Г. И. Теория упрочняющегося пластического тела. – М.: Наука, 1971. – 231 с.
6. Кучерявенко П. Ф., Иванов Ю. П. Сухие доки. – Л.: Судостроение, 1976. – 382 с.

УДК 629.124.74:622.242

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДАВЛЕНИЙ НА НАКЛОННОЙ СТЕНКЕ ПОДВОДНОГО ВОЛНОЛОМА

Е.Ю. Федорова

В опытовом бассейне ОНМУ по инициативе и при участии автора проведены экспериментальные исследования распределения гидродинамических давлений на модели подводного волнолома, натурные испытания которого выполнялись в научно-исследовательском институте ЧЕРНОМОРНИИПРОЕКТ. Результаты были опубликованы сотрудниками этого института [2, 3, 4], а также использованы при подготовке СНиП [5].

Целью настоящего исследования явилась экспериментальная проверка эффективности теоретического решения гидродинамической задачи о силовом воздействии плоских регулярных волн конечной амплитуды на препятствие их распространению в мелководном фарватере [1].

Тело волнолома конструируется из массивов. Поперечное сечение массива волнолома показано на рис. 1, его поперечные размеры приведены в табл. 1. В связи с тем, что поперечное сечение опытового бассейна ОНМУ имеет параболическую форму, мелководный фарватер имитируется с помощью второго дна, деревянный настил которого укладывается на специальных фермах, расположенных вдоль бассейна. Модель подводного волнолома была изготовлена в масштабе 1:16 и выполнена из трех частей по ширине бассейна – двух боковых и центральной. Боковые части длиной 2000 мм. каждая изготовлены из деревянных брусьев и обшиты оцинкованным железом, а центральная часть длиной 200 мм выполнена из пенопласта. На центральной части модели смонтирован блок датчиков давления. Боковые части модели волнолома в процессе монтажа на настиле второго дна бассейна представлены на рис. 2.

Схема установки модели волнолома в опытовом бассейне показана на рис. 3.

Моделирование глубины фарватера, т.е. глубины воды над вторым дном, осуществляется путем налива (слива) воды в бассейн. Блок схема экспериментальной установки приведена на рис.4.

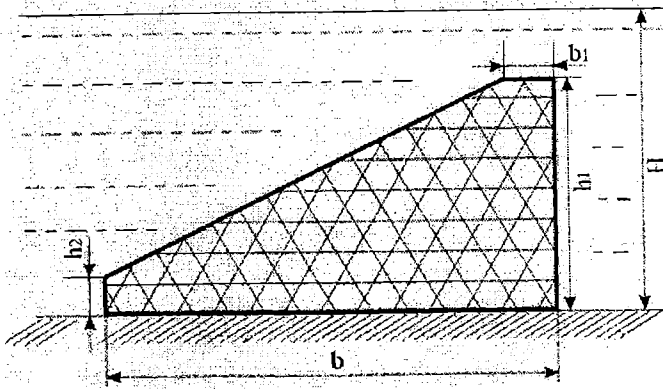


Рис. 1. Поперечное сечение массива волнолома

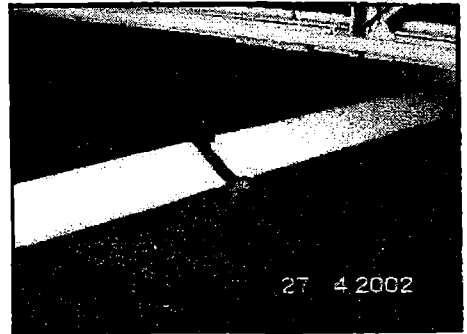
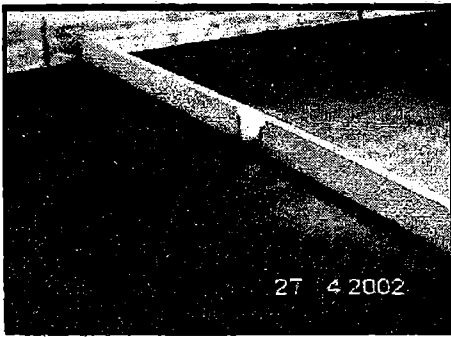


Рис. 2. Модель подводного волнолома

Таблица 1. Размеры массива и глубины фарватера

Наименование размеров	Натурный массив, мм	Модель, мм
Высота массива, $h_1$	3150	197
Ширина массива, $b$	5000	312
Высота передней кромки, $h_2$	500	32
Ширина верхней кромки, $b_1$	600	38
Глубина воды, $H$	3350	210
	3750	235
	4150	260
	4800	300

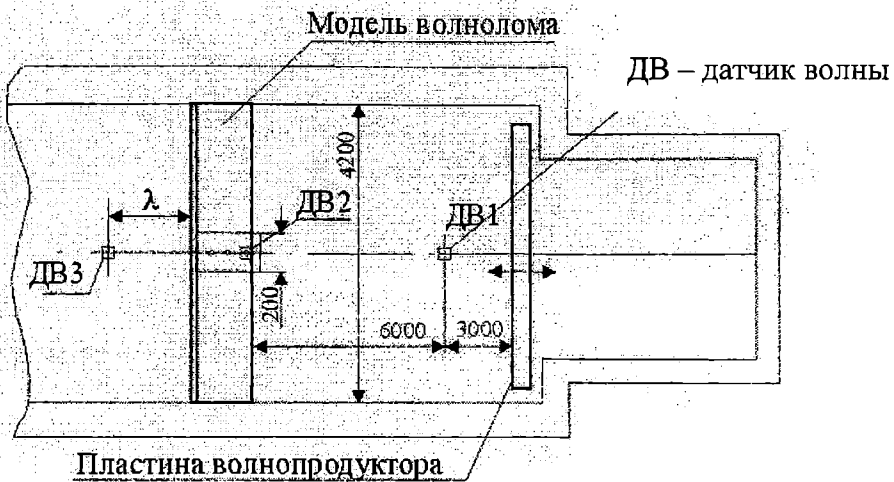


Рис. 3. Схема установки модели волнолома в опытном бассейне

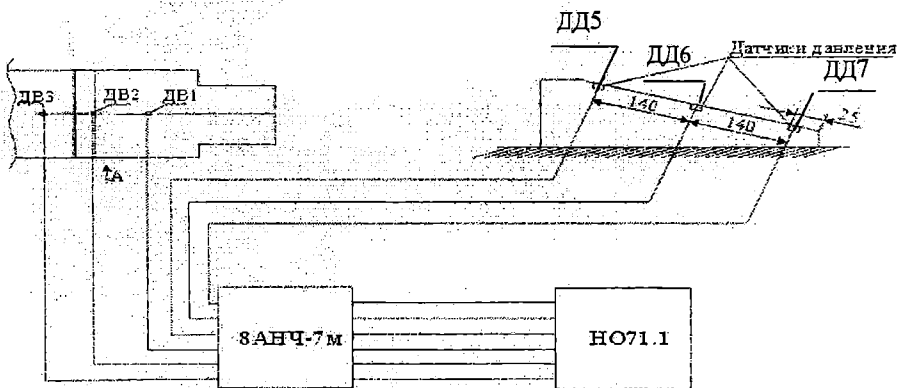
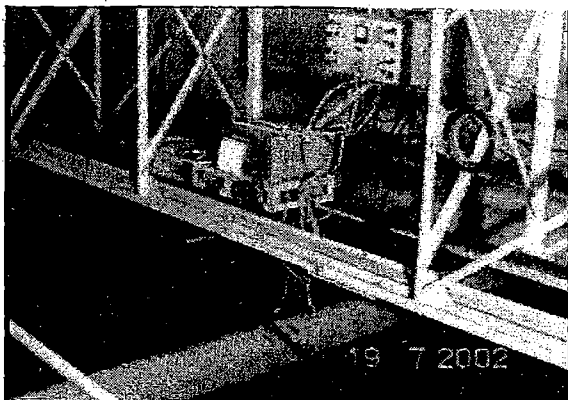


Рис. 4. Блок-схема экспериментальной установки

Сигналы от датчиков волны ДВ1, ДВ2 и ДВ3, пропорциональные изменению уровня воды, и сигналы от датчиков давления ДД5, ДД6 и ДД7, пропорциональные гидродинамическому давлению воды в местах их установки, подаются на вход тензоусилителя 8АНЧ-7М, с выхода которого они регистрируются светочувствительным осциллографом НО71.1. Регистрация всех процессов производится на светочувствительной бумаге УФС. Общий вид экспериментальной установки в процессе выполнения экспериментов показан на рис. 5.



*Рис. 5. Общий вид установки*

Регистрация волнения осуществляется струнным датчиком волны с диапазоном измерений  $\pm 90$  мм от невозмущенной поверхности воды. Схема установки датчиков волны показана на рис. 3.

Датчик волны №2 установлен на одной вертикали с нижним датчиком гидродинамического давления.

Регистрация гидродинамических давлений на наклонной поверхности модели волнолома осуществляется датчиками давления тензометрического типа, специально разработанными и использованными для описываемого эксперимента.

Гидродинамическое давление, действующие на мембрану  $\varnothing 12$  мм, передается на балку с наклеенными на нее тензодатчиками. Общий вид датчика давления представлен на рис. 6. Чувствительность датчиков

давления соответствует  $1 \frac{\text{мм. водяного столба}}{\text{мм. пленки}}$ .



*Рис. 6. Датчик давления*

Три датчика давления, смонтированные на общем основании, установлены на центральной части модели волнолома и представлены на рис. 7.

Фрагмент этой установки показан на рис. 8.

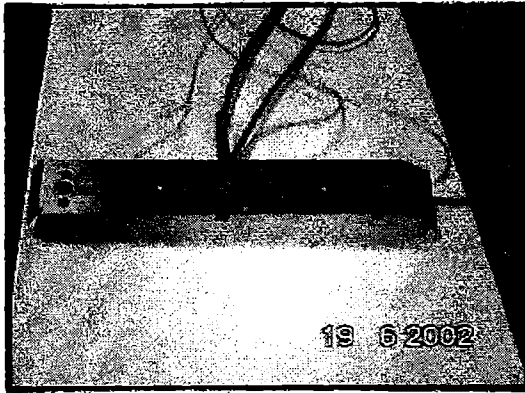


Рис. 7. Блок датчиков давления

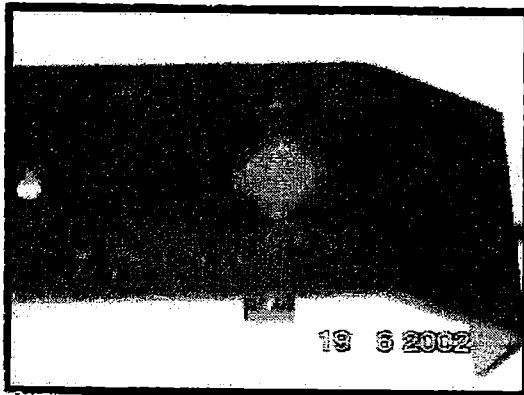


Рис. 8. Датчик давления в блоке

Волнение в опытовом бассейне генерируется штатным пластинчатым волнопродуктором.

В процессе выполнения экспериментов варьировались глубина воды, период и высота волн.

Реализованные сочетания этих характеристик приведены в табл. 2.

На рисунках 9-12 показаны результаты экспериментального определения волновых давлений на поверхности волнолома в точках расположения датчиков ДД5, ДД6 и ДД7, а также величины волновых давлений, рассчитанные в этих же точках с помощью теоретического решения плоской гидродинамической задачи о набегании волн конечной

амплитуды на подводный волнолом [1]. Волновые давления измерены в метрах водного столба, а по оси абсцисс отложен относительный период волны  $\bar{T}$ .

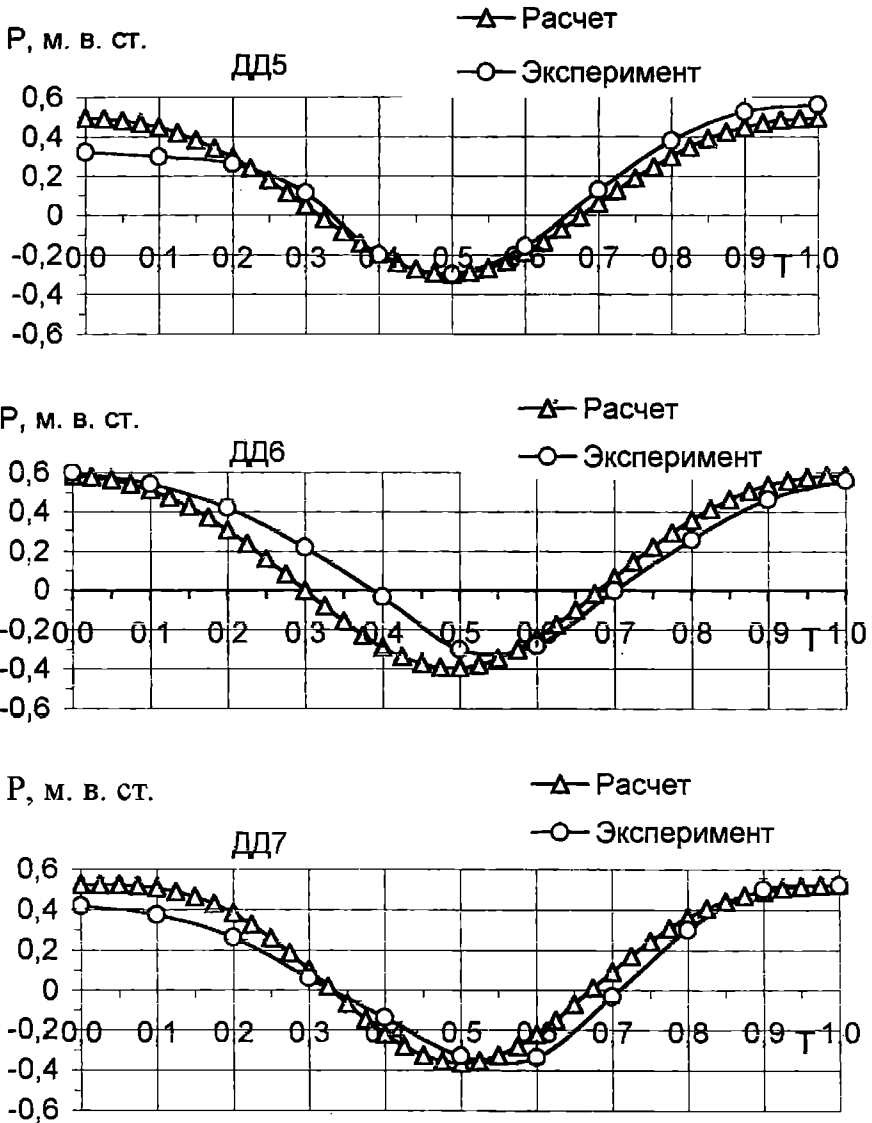


Рис. 9. Экспериментальные и расчетные значения давлений: глубина  $H=3,36$  м; длина волны  $\lambda = 40$  м; высота волны  $h = 0,72$  м

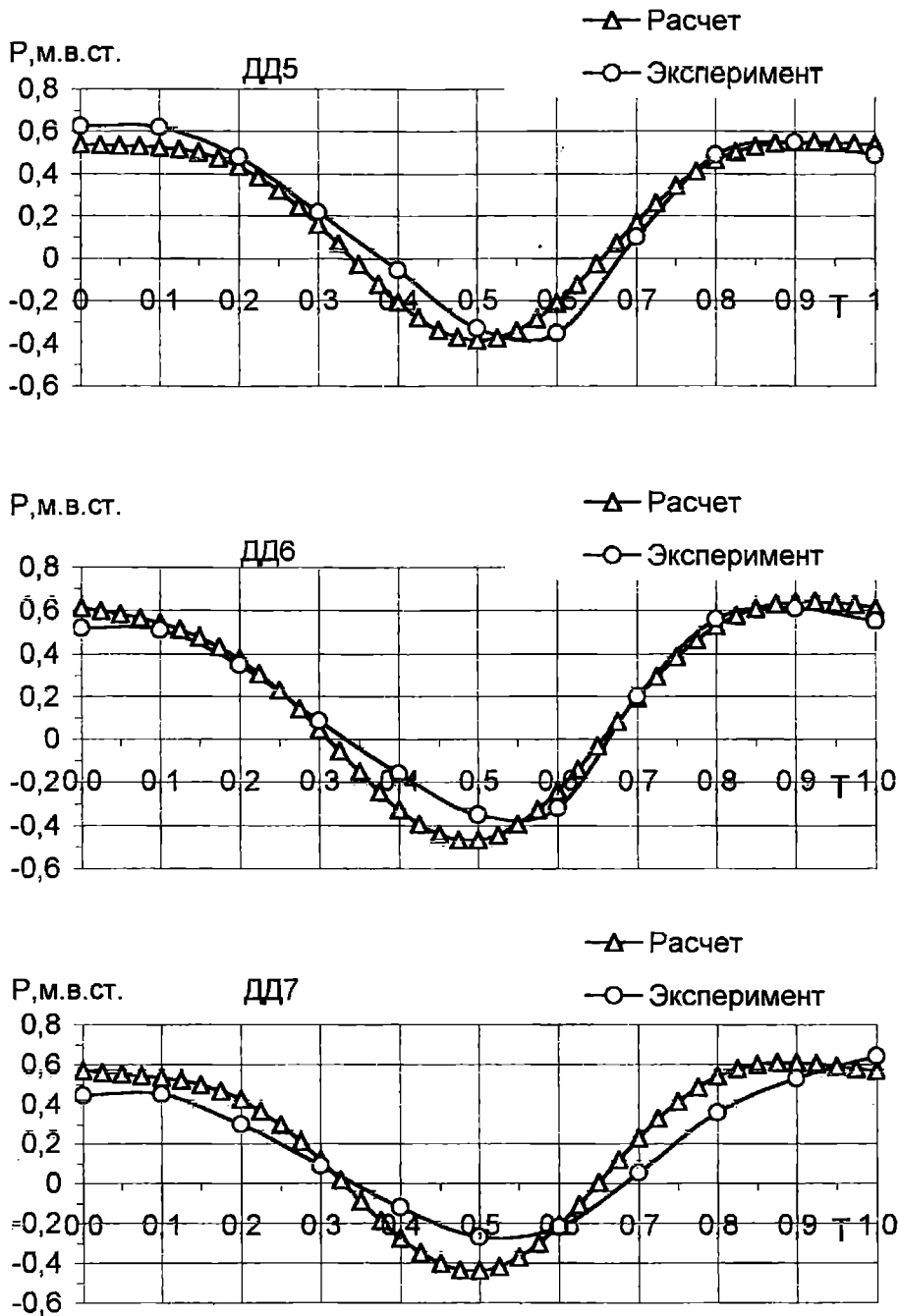


Рис. 10. Экспериментальные и расчетные значения давления: глубина  $H=4,16$  м; длина волны  $\lambda = 40$  м; высота волны  $h = 1,00$  м



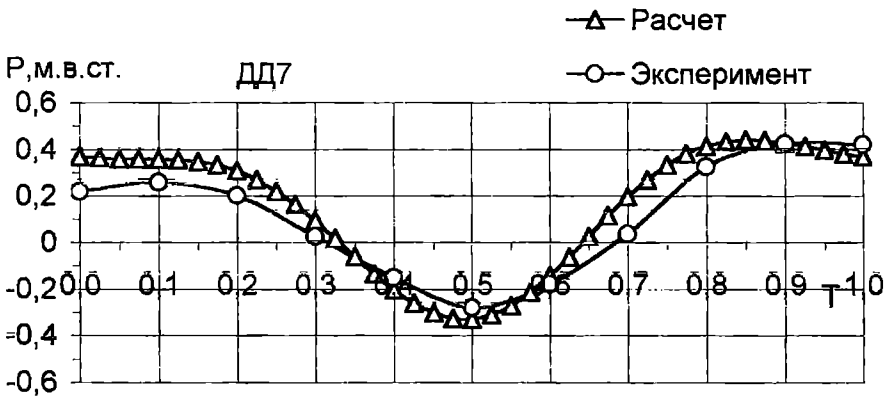
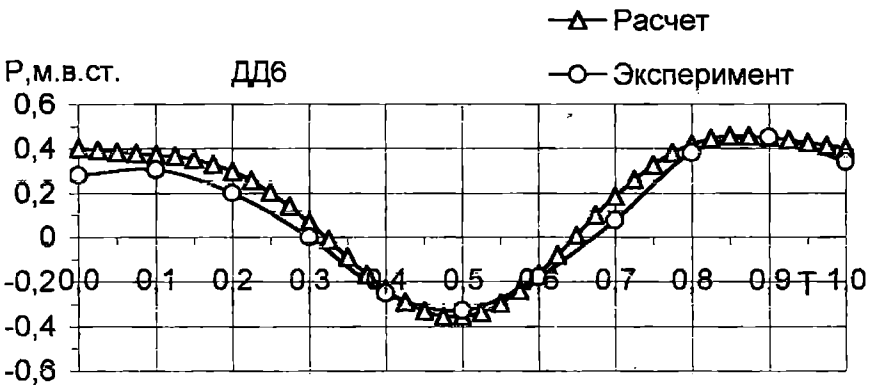
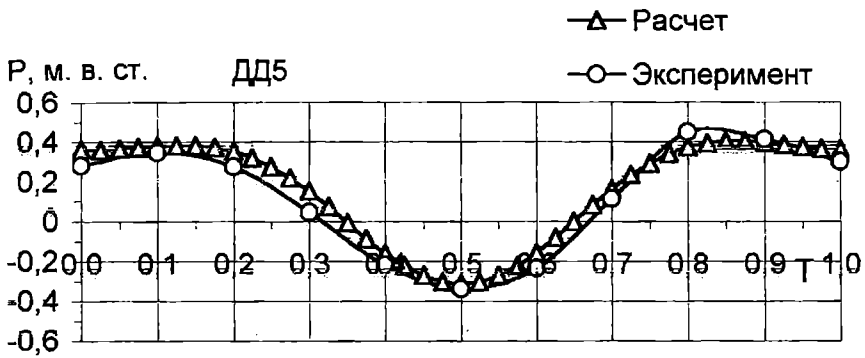


Рис. 11. Экспериментальные и расчетные значения давлений: глубина  $H=4,80$  м; длина волны  $\lambda = 40$  м; высота волны  $h = 0,76$  м

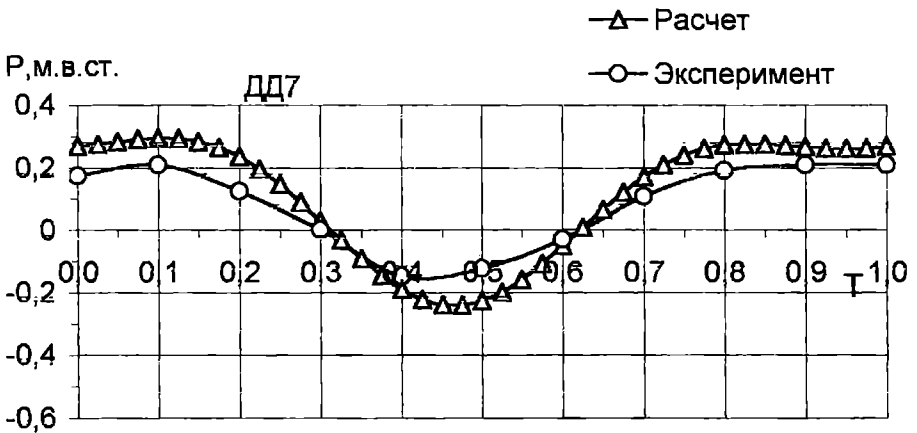
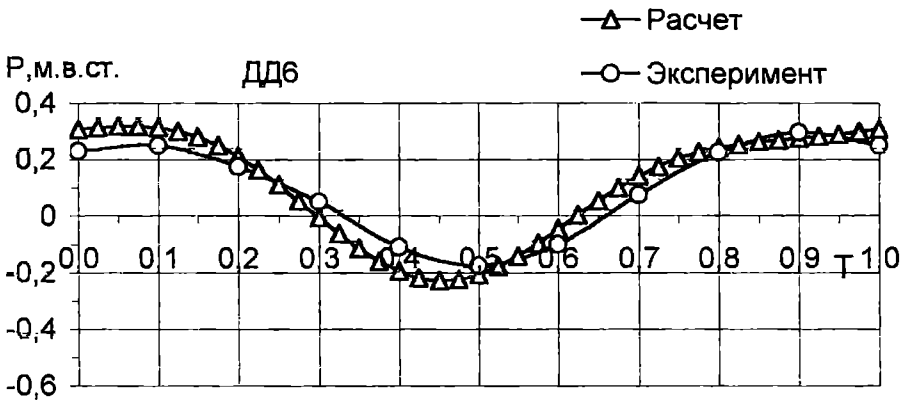
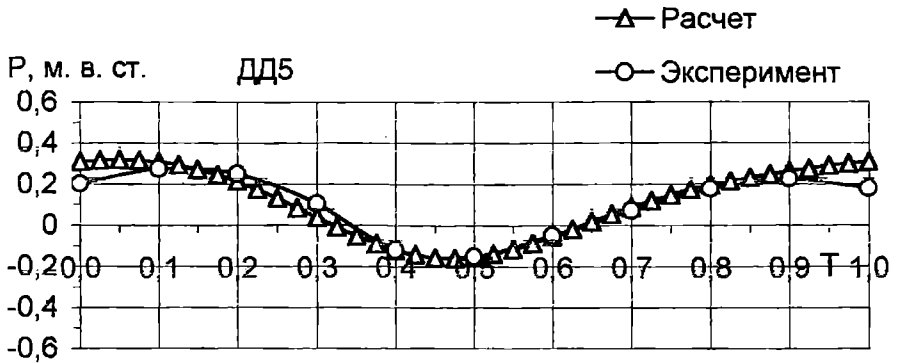


Рис. 12. Экспериментальные и расчетные значения давлений: глубина  $H=4,80$  м; длина волны  $\lambda = 50$  м; высота волны  $h = 0,50$  м

Таблица 2. Характеристики волнения

Длина волны природы $\lambda_H, \text{м}$		30	40	50	60
Длина волны модели $\lambda_M, \text{м}$		1,875	2,500	3,125	3,75
Периоды волн модели $T_M, \text{с}$ при различных глубинах воды.	H=210 мм	–	1,820	–	–
	H=235 мм	–	1,738	2,132	–
	H=260 мм	–	1,670	2,043	2,420
	H=300 мм	1,254	1,585	1,927	2,275

Очевидно, что расчетные величины почти всюду удовлетворительно соответствуют определенным экспериментально, что свидетельствует о возможности практического применения расчетного метода для оценки волнового воздействия на волноломы, полностью погруженные в воду, на акватории ограниченной глубины.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Федорова Е.Ю. Силовое воздействие прогрессивных волн конечной амплитуды на горизонтальный подводный волнолом // *Вісник ОНМУ. Одеса: ОНМУ, 2003. – Вып. 11. – С. 139-152.*
2. Лызлов М.А., Натальчишин Г.Д. Определение волновых воздействий на берегоукрепительные волноломы // *Труды координационных совещаний по гидротехнике. Л.: Энергия, 1970. – Вып. 61. – С. 147-154.*
3. Натальчишин Г.Д. Определение воздействий волн на подводные берегоукрепительные волноломы на отмельных берегах // *Гидротехническое строительство, 1973. – №3. – С. 42-44.*
4. Лызлов М.А., Натальчишин Г.Д. Определение волнового давления на берегоукрепительные волноломы // *Транспортное строительство, 1971. – № 2. – С. 11-14.*
5. СНиП 2:06.04.8., *Нагрузки и воздействия на гидротехнические сооружения (волновые, ледовые и от судов). М.: Стройиздат, 1986. – 40 с.*

УДК 656.615:658.003

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАЗВИТИЯ ПАРКА СТАЦИОНАРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПОРТА

А.А. Малаксиано

В работе портов постоянно возникает необходимость выбора стратегии развития парка подъемно-транспортного оборудования (ПТО).

Известные методики решения этой задачи [1, 4] обладают рядом существенных недостатков. Во-первых, в них предполагается, что все параметры решаемой задачи не изменяются во времени. В действительности, задача носит динамический характер, так как существенным изменениям подвержено большинство параметров, описывающих как сам парк, так и состояние внешней среды. Во-вторых, в этих методиках рассматривается частный случай нахождения оптимального количества однотипных машин, расположенных на морском грузовом фронте одного причала, а парк порта определяется простым суммированием числа машин каждого причала. В действительности парк ПТО порта является сложной неаддитивной системой, состоящей из разнотипного оборудования, находящегося на различных грузовых фронтах и выполняющего различные виды работ.

В динамической модели развития парка перегрузочных машин предприятий железнодорожного транспорта [3] предполагается, что каждая машина работает независимо от остальных, а все машины одного типа имеют одинаковую производительность. Такая модель не адекватна условиям работы парка ПТО порта прежде всего из-за того, что входящие в него машины не изолированы друг от друга, а образуют взаимосвязанную систему, состоящую из отдельных взаимодействующих между собой подсистем, представляющих собой совокупности машин, входящие соответственно в состав: технологической линии, грузового фронта, причала, производственного перегрузочного комплекса (ППК). Подсистемы низшего уровня входят в системы более высокого уровня, а вся их совокупность образует систему «парк ПТО порта».

В данной статье предлагается пространственно-временная модель развития парка стационарного ПТО порта как взаимосвязанной системы.

Задачу развития парка ПТО порта можно рассматривать как задачу оптимального управления. Пусть в каждый момент времени  $t$  вектор  $Y(t)$  описывает состояние объекта управления (парка ПТО порта), а векторы  $X(t)$  и  $H(t)$  – соответственно, управляющее воздействие и состояние внешней среды (природы). Время принимается дискретным, и в момент  $t_0$  начальное состояние парка описывается вектором  $Y(t_0) = Y_0$ .

Пусть состояние объекта управления в момент времени  $t \in [t_0, t_n]$  определяется некоторым оператором

$$Y(t) = \Psi(Y(t_0), X_{[t_0, t]}, H_{[t_0, t]}), \quad (1)$$

определенном на прямом произведении пространств  $A \times B \times C$ ,  $X \in A$ ,  $Y \in B$ ,  $H \in C$ .

Оптимальное развитие парка ПТО на отрезке  $[t_0, t_n]$  при заданном поведении внешней среды  $H$  трактуется как выбор из множества допустимых управлений  $X$  оптимального управления  $X^*$ , которое переводит систему из начального состояния  $Y_0$  в конечное состояние  $Y_n$  наилучшим образом, при котором функция качества управления принимает оптимальное (наибольшее или наименьшее) значение  $F^*$

$$F^* = \max_X \{F(Y_{[t_0, t_n]}, X_{[t_0, t_n]}, H_{[t_0, t_n]})\} \quad (2)$$

$$X \in A(H), Y \in B(H), \quad (3)$$

где  $A(H)$ ,  $B(H)$  – допустимое множество, соответственно, управлений и состояний системы при заданном поведении природы  $H_{[t_0, t_n]}$ .

Допустимая область существования  $X$  в (1)-(3) определяется возможными видами управления по совершенствованию структуры парка ПТО порта и налагаемыми на них ограничениями (прежде всего на ресурсы).

Модель (1)-(3) является наиболее общим формальным представлением задачи оптимального развития парка ПТО порта, ее применение для получения практических решений по оптимизации структуры парка стационарного оборудования требует: конкретизации параметров состояния системы и управления ею, а также поведения внешней среды; представления оператора поведения  $\Psi$  и целевой функции  $F$  в формальной математической записи; определения множества допустимых управлений (решений) с учетом ограничений на параметры формирования парка ПТО; разработки алгоритма выбора оптимального решения.

Особенностью стационарного оборудования является то, что оно занимает определенную рабочую зону на определенном грузовом фронте. Оперативное перемещение такого оборудования за пределы своей зоны

невозможно, так как требует демонтажа машины. Поэтому важнейшей характеристикой состояния стационарного парка ПТО является его пространственное расположение.

Топология парка предопределяет производственную мощность отдельных причалов и всего ППК, продолжительность стоянки транспортных средств, время задержки грузов в порту и на подходах к нему.

Множество (пространство) рабочих зон порта можно охарактеризовать четырехмерной матрицей. Элемент такой матрицы соответствует одной рабочей зоне и характеризуется четырьмя координатами: номером ППК ( $e$ ), номером причала ( $i$ ), номером грузового фронта ( $j$ ), номером зоны на грузовом фронте ( $p$ ).

Отдельная рабочая зона может быть свободной либо занятой. В последнем случае она характеризуется совокупностью параметров находящейся в ней машины: моделью машины с ее технико-эксплуатационными характеристиками, ее возрастом и наработкой, ожидаемой продажной ценой, а также параметрами ремонтного цикла.

Технико-эксплуатационные характеристики машины представлены множеством параметров, которые можно разделить на скоростные, геометрические, а также рабочие характеристики двигателя. Параметры ремонтного цикла определяются периодичностью и продолжительностью ремонта и его стоимостью.

В виду большого количества перечисленных параметров их отдельное представление в модели очень усложнит ее. Этого можно избежать путем агрегирования отдельных групп параметров в укрупненные показатели без какого-либо ущерба для адекватности модели.

Далее для большей определенности будем полагать, что решения по управлению структурой парка принимаются периодически, например, раз в год. Состояние каждой рабочей зоны (элемента матрицы с координатами  $eijp$ ) в  $t$ -ом году предлагается характеризовать совокупностью следующих параметров.

1. Моделью машины. Нулевое значение означает, что данная зона свободна.

2. Возрастом.

3. Нарботкой в машино-часах (рабочих циклах).

4. Остаточным ресурсом в машино-часах (рабочих циклах).

5. Ожидаемой продажной ценой.

6. Производительностью. В этом параметре аккумулируются как характеристики машины (грузоподъемность, рабочие скорости и др.), так и технология выполнения грузовых работ.

7. Расходом топлива и электроэнергии на единицу переработанного груза. В этом параметре фокусируются как энергетические характеристики машины (мощность двигателя, уровень расхода топлива,

число оборотов двигателя и др.), так и параметры, характеризующие технологию выполнения грузовых работ (масса перемещаемого груза, параметры рабочего цикла).

8. Расходами на ремонт, приходящимися на один машино-час наработки. Этот параметр определяется периодичностью и стоимостью ремонтных работ.

9. Продолжительностью нахождения машины в ремонте, приходящейся на один машино-час наработки. Этот параметр определяется периодичностью и продолжительностью выполнения ремонтных работ.

Все перечисленные параметры состояния системы являются аргументами целевой функции  $F$  [2].

Таким образом, изменение стационарного парка ПТО можно описать в виде вектора  $Y_{st}^{eijp}$ ,  $e = \overline{1, a}$ ,  $i = \overline{1, m_e}$ ,  $j = \overline{1, n_{ei}}$ ,  $p = \overline{1, h_{eij}}$ ,  $s = \overline{1, 9}$ ,  $t = \overline{t_0, t_n}$ , компонентами которого являются параметры состояния рабочих зон. При этом в качестве фазовых координат парка ПТО используются как обычные пространственные координаты, характеризующие расположение машины в конкретной  $(eijp)$ -ой зоне, так и параметры (координаты), описывающие состояние находящейся в ней машины на  $t$ -ом шаге управления.

Состояние внешней среды в общем случае можно охарактеризовать совокупностью следующих параметров [2]: загрузкой порта; ценами на новое и бывшее в употреблении оборудование, расценками на его утилизацию и ценами на металлолом; ценами на ремонт и модернизацию оборудования; спросом и предложением на рынке аренды ПТО; ценами на энергоресурсы; тарифами на услуги портов; экономическим законодательством; условиями инвестирования и использования прибыли.

Спрос и предложение на рынке аренды ПТО представляет практический интерес только для мобильного оборудования. Стационарное оборудование в аренду не передается, поэтому в рассматриваемой задаче этот параметр исключается из рассмотрения.

В условиях стабильной экономики последние четыре параметра подвержены незначительным изменениям. Поэтому при оптимизации структуры парка ПТО на такте пятилетнего планирования их можно принять константами и исключить из числа факторов, зависящих от времени. Таким образом, изменение внешней среды в рассматриваемой задаче будет характеризоваться вектором  $H(t) = (H_1(t), H_2(t))$ , компонентами которого являются соответственно загрузка парка, а также цены на оборудование, его ремонт и модернизацию.

Теперь введем параметры управления состоянием парка. Управление рассматриваемой системой в целом происходит в результате

воздействий (решений), предпринимаемых в отношении отдельных ее элементов – рабочих зон и расположенных в них машин.

Анализ практической деятельности портов по формированию парка перегрузочного оборудования показывает, что в отношении данной машины расположенной в  $(eijp)$ -ой рабочей зоне в  $t$ -ом году могут приниматься следующие виды решений.

1. Продолжить эксплуатацию с учетом необходимости выполнения планово-предупредительного ремонта;

2. Провести капитально-восстановительный ремонт, значительно продлив рабочий ресурс машины (например, для порталных кранов до 10-15 лет), сохранив при этом ее первоначальные технические характеристики.

3. Модернизировать, улучшив технические характеристики и значительно продлив рабочий ресурс машины (например, для порталных кранов до 15 лет и даже более).

4. Заменить на новую. Сюда входит продажа старой машины, покупка, доставка и установка новой.

5. Продать. В зависимости от конъюнктуры рынка ПТО и состояния оборудования его можно продать целиком либо утилизировать.

В отношении рабочих зон, занятых машинами, могут приниматься все виды решений. Для свободных зон имеют смысл решения только вида 1 и 4, соответственно адаптированные к этой ситуации: оставить зону свободной или установить там новую машину.

Решения 1, 5 являются однозначными, остальные предусматривают несколько вариантов действий. Например, в зависимости от перечня работ, включаемых в ремонт и модернизацию, решения 2 и 3 могут состоять из нескольких вариантов. В зависимости от числа моделей машин, на которые можно заменить данную машину, множество допустимых вариантов решения 4 может быть весьма большим. В качестве параметра управления, определяющего состояние объекта управления, принимается переменная

$$x_{eijpdt} = \begin{cases} 1, & \text{если в отношении } (eijp)\text{-ой зоны и расположенной в ней} \\ & \text{машины принимается } d\text{-ое решение в } t\text{-ом году,} \\ & e = \overline{1,a}, i = \overline{1,m_e}, j = \overline{1,n_{ei}}, p = \overline{1,h_{eij}}, d = \overline{1,5}, t = \overline{t_0,t_n}, \\ 0 & \text{в противном случае.} \end{cases}$$

В предлагаемой модели делается предположение, что состояние системы не изменяется на протяжении данного года, а управляющее воздействие по корректировке структуры парка осуществляется мгновенно и в конце года.



Очевидно, что эффективность использования ПТО (и работы порта в целом) зависит не только от состояния парка оборудования, но и от режима его эксплуатации, который определяется условиями и видами выполняемых парком работ, то есть от его загрузки.

Загрузка порта в целом в данной задаче рассматривается как неуправляемый параметр внешней среды. Однако порт обладает свободой действий при распределении грузов между отдельными грузовыми фронтами, то есть этот параметр является частично управляемым. Без решения вопроса о загрузке оборудования невозможно оценить эффективность управления. Поэтому поиск оптимальной стратегии развития парка ПТО должен производиться одновременно с решением задачи об оптимальном распределении работ между различными видами оборудования.

Таким образом, в ходе оптимизации структуры парка ПТО порта целенаправленному изменению подвергается как состояние самого парка, так и режим его эксплуатации.

Распределение общей загрузки порта между отдельными единицами ПТО на практике решается в процессе функционирования порта путем распределения транспортных средств по грузовым фронтам и их обработки.

Решение этой задачи обусловлено особенностями загрузки подвижного состава различных видов транспорта. Прибытие морского судна в порт является заметным событием в жизни порта. Это вызвано тем, что количество груза на судне в несколько сотен раз превышает загрузку подвижного состава сухопутных видов транспорта. Задача еще усложняется тем, что на судне, как правило, перевозятся несколько наименований грузов, а в вагоне или автомобиле, как правило, один груз.

Разнородность загрузки судна может стать причиной его перемещений с причала на причал в ходе выполнения грузовых работ, что крайне нежелательно, так как требует дополнительных затрат порта на перешвартовку и увеличивает продолжительность дорогостоящей стоянки судна. Этого можно избежать, транспортируя груз к борту судна с отдаленных складов. Однако такая альтернатива также сопряжена с дополнительными расходами порта. Поэтому грузы, следующие на одном судне, на практике стремятся разместить на складах одного ППК. Он является основным административно-производственным подразделением порта, состоящим из нескольких причалов (как правило, не более четырех-пяти), с закрепленным за ним парком ПТО, складами и другими основными и вспомогательными объектами, имеющими, как правило, одну специализацию и расположенными вблизи друг от друга. Поэтому прибывшее судно может обрабатываться на любом свободном причале ППК, который обеспечивает весь комплекс операций по приему, накоплению и отправке судовой партии груза.

В современных отечественных портах ППК предоставляется определенная хозяйственная самостоятельность в рамках внутрипроизводственного хозрасчета или аренды, и они активно участвуют в формировании парка ПТО.

Таким образом, при нахождении оптимальной загрузки оборудования следует оперировать не отдельными наименованиями грузов, а укрупненными судо-грузопотоками, представляющими совокупность грузов, перевозимых на одном судне. Распределять судо-грузопотоки следует не по отдельным машинам, грузовым фронтам или даже причалам, а по системам таких причалов, образующих ППК. Загрузка же отдельных машин легко находится из общей загрузки комплекса.

Такой подход позволит избежать дорогостоящих перешвартовок судов и внутрипортовых перемещений грузов на большие расстояния, так как железнодорожные и автомобильные поезда, поступающие в адрес порта, можно расформировать на отдельные вагоны и автомашины с однородной загрузкой, а затем подать на любой грузовой фронт.

В качестве второго параметра управления, определяющего режим эксплуатации парка ПТО, принимается переменная  $\chi_{\beta et}$  — часть  $\beta$ -го грузопотока, направленного на  $e$ -ый ППК в  $t$ -ом году.

Для реализации принятых решений порт, прежде всего, должен располагать достаточными финансовыми ресурсами. Источники инвестиций для развития порта подразделяют на внутренние и внешние. К первым относят часть прибыли и амортизационного фонда, направляемые на развитие парка, ко вторым — привлекаемые заемные средства.

Величина внутренних источников финансирования  $I_t$  на отрезке  $[t_0, t_n]$  при данных  $Y_0$ ,  $H_t$  и существующем законодательстве по использованию прибыли и амортизационного фонда определяется только управлением  $X_t$ . Поэтому в дальнейшем величину  $I_t(X_t)$  следует рассматривать как ограничение, а не как независимый параметр управления.

Что касается привлекаемых заемных средств  $Z_t$ , то их величина определяется, прежде всего, пожеланиями порта и его взаимоотношениями с инвесторами. Поэтому  $Z_t$  следует рассматривать как еще один параметр управления развитием парка ПТО. Он может изменяться в интервале от 0 до некоторого максимального значения  $A_t$ .

Таким образом, управление развитием стационарного парка ПТО порта производится при помощи совокупности трех параметров  $(X_{eijpd}, \chi_{\beta et}, Z_t)$ .

## Устройство и оборудование морских портов

Тогда модель развития парка ПТО при данных  $Y_0$  и  $H_t$  запишется в виде

$$\sum_{t=t_0}^{t_n} F_t(Y_{st}^{eijp}) \rightarrow \max, \quad (4)$$

$$e = \overline{1, a}, \quad i = \overline{1, m_e}, \quad j = \overline{1, n_{ei}}, \quad p = \overline{1, h_{eij}}, \quad s = \overline{1, 9},$$

$$\sum_{\beta=1}^b \chi_{\beta et} \leq M_{et}(Y_{st}^{eijp}), \quad (5)$$

$$e = \overline{1, a}, \quad i = \overline{1, m_e}, \quad j = \overline{1, n_{ei}}, \quad p = \overline{1, h_{eij}}, \quad s = \overline{1, 9}, \quad t = \overline{t_0, t_n},$$

$$\sum_{e=1}^a \chi_{\beta et} = H_{\beta t}, \quad \beta = \overline{1, b}, \quad t = \overline{t_0, t_n}, \quad (6)$$

$$\sum_{d=1}^5 x_{eijpdt} = 1, \quad e = \overline{1, a}, \quad i = \overline{1, m_e}, \quad j = \overline{1, n_{ei}}, \quad p = \overline{1, h_{eij}}, \quad t = \overline{t_0, t_n}, \quad (7)$$

$$\sum_{e=1}^a \sum_{i=1}^{m_e} \sum_{j=1}^{n_{ei}} \sum_{p=1}^{h_{eij}} \sum_{d=1}^5 K_{eijpdt} x_{eijpdt} \leq I_t(Y_{st}^{eijp}) + z_t, \quad s = \overline{1, 9}, \quad t = \overline{t_0, t_n}, \quad (8)$$

$$0 \leq z_t \leq A_t, \quad t = \overline{t_0, t_n}. \quad (9)$$

Уравнение динамики параметров состояния парка ПТО порта имеет вид

$$Y_{s(t+1)}^{eijp} = Y_{st}^{eijp} + \Delta Y_{st}^{eijp}(Y_{st}^{eijp}, x_{eijpdt}, \chi_{\beta et}, z_t), \quad (10)$$

$$e = \overline{1, a}, \quad i = \overline{1, m_e}, \quad j = \overline{1, n_{ei}}, \quad p = \overline{1, h_{eij}}, \quad d = \overline{1, 5}, \quad \beta = \overline{1, b},$$

$$s = \overline{1, 9}, \quad t = \overline{t_0, t_n}.$$

где  $M_{et}(Y_{st}^{eijp})$  – оптимальное значение производственной мощности ППК, при котором достигается максимум совокупной прибыли в транспортной системе «порт – перевозчики – клиенты»;

$K_{eijpdt}$  – капитальные затраты на реализацию  $d$ -го решения по  $(eijp)$ -ой рабочей зоне в  $t$ -ом году;

$\Delta Y_{st}^{eijp}(Y_{st}^{eijp}, X_{eijpdt}, \chi_{\beta et}, Z_t)$  – приращение  $S$ -го параметра состояния  $(eijp)$ -ой рабочей зоны при данном управлении.

В зависимости от состояния парка в  $t$ -ом году и принятого управления приращение параметра может быть со знаком плюс, если в результате принятого решения значение параметра увеличивается, со знаком минус, если оно уменьшается, и равно нулю, если параметр не изменяется.

Управление развитием парка ППО так же как и изменение самого парка и окружающей среды должно происходить непрерывно, а не только в конце года, как это предлагается в модели (4)-(10). Предложенную дискретную модель можно существенно приблизить к непрерывной реальности, уменьшив продолжительность одного расчетного шага с одного года до одного квартала и даже месяца. Это не потребует изменения вида модели, а только увеличит трудоемкость расчетов.

Нахождение операторов

$$M_{et}(Y_{st}^{eijp}) \text{ и } \Delta Y_{st}^{eijp}(Y_{st}^{eijp}, X_{eijpdt}, \chi_{\beta et}, Z_t),$$

а также алгоритма решения предложенной модели является предметом дальнейших самостоятельных исследований.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Дукельский А.И., Страхов С.М. Технично-экономическое обоснование выбора портовых перегрузочных машин / Центр. НИИ экономики и эксплуатации вод. тр-та // Труды ЦНИИЭВТ. – М.: Транспорт, 1977. – Вып. 128. – 64 с.
2. Малаксиано А.А. Критерий выбора оптимальной структуры парка перегрузочного оборудования порта // Вісник ОНМУ. Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2003. – Вып. 11. – С. 153-165.
3. Смехов А.А. Математические модели процессов грузовой работы. – М.: Транспорт, 1982. – 256 с.
4. Суколенов А.Е. Методика обоснования на ЭВМ оптимальной механовооруженности причалов / Центр. НИИ экономики и эксплуатации вод. тр-та // Труды ЦНИИЭВТ. – М.: Транспорт, 1972. – Вып. 85. – 200 с.

УДК 621.86.002.5:656.615

**РАСЧЕТ СРЕДНЕГО ЗНАЧЕНИЯ СУММАРНОГО БЮДЖЕТА РАБОЧЕГО ВРЕМЕНИ ПАРКА ОДИНАКОВЫХ МАШИН**

**Н.Ф. Зубко**

Под парком одинаковых машин понимается парк машин одинакового назначения с достаточно близкими значениями технической производительности по вариантам работ и показателям надежности. В портах к таким паркам можно отнести взаимозаменяемые порталные краны на причалах или складах, причальные или складские специализированные машины для перегрузки контейнеров, вилочные погрузчики близких грузоподъемностей и др. Характерны в этом отношении группы машин, составляющие автомобильные и тракторные парки, станочное оборудование промышленных предприятий и т.п.

Оценка среднего значения суммарного бюджета рабочего времени парка машин является составной частью задачи определения пропускной способности перегрузочных комплексов или производственной мощности транспортных и промышленных объектов, а также задач, связанных с оптимизацией структуры парка машин и обоснованием производственной мощности объекта. Режимы плановых ремонтов регламентированы Правилами эксплуатации соответствующих машин. Поэтому указанный расчет практически сводится к расчету суммарного бюджета рабочего времени между плановыми ремонтами машин. В настоящее время для этой цели применяется формула

$$t_{cp} = n K_{\Gamma} T_{\delta} , \quad (1)$$

где  $t_{cp}$  - средний бюджет рабочего времени парка машин между плановыми ТО и ремонтами;

$n$  - число машин в составе парка;

$K_{\Gamma}$  - коэффициент готовности одной машины;

$T_{\delta}$  - бюджет рабочего времени одной машины за расчетный период

$$T_{\delta} = (T_{pc} - T_{нд} - T_{то} - T_{пр}) n_{см} t_{см} , \quad (2)$$

где  $T_{pc}$  - расчетный период, сутки;

$T_{нд}$ ,  $T_{то}$ ,  $T_{пр}$  - соответственно, число нерабочих дней, суммарное время технических обслуживаний и плановых ремонтов за расчетный период;

$n_{см}$ ,  $t_{см}$  - число смен и продолжительность одной смены, часы.

Значение коэффициента готовности  $K_{Г}$  принимается на основании данных фирмы-изготовителя машины или имеющегося опыта эксплуатации подобных машин в составе других производственных терминалов. Однако, даже при достоверных значениях  $K_{Г}$  для отдельно взятой машины, формула (1) в общем случае даст завышенный результат, поскольку не учитывает параметры ремонтной базы и возможную очередь на восстановление после отказа машины. Для учета этого фактора в формуле (1) коэффициент готовности отдельной машины  $K_{Г}$  заменим коэффициентом готовности парка машин в целом -  $K_{ГП}$ . Очевидно, что произведение  $n K_{ГП}$  есть среднее число работоспособных машин в парке между плановыми ремонтами -  $n_{ср}$ , и коэффициент готовности парка машин можно представить в форме отношения

$$\left. \begin{aligned} K_{ГП} &= n_{ср} / n \\ t_{ср} &= n K_{ГП} T_б \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Среднее число работоспособных машин в любой момент времени между плановыми ремонтами  $n_{ср}$  является одним из параметров случайного процесса эксплуатации парка машин. Применительно к нашей задаче определим этот процесс числом неработоспособных машин  $i$  в любой момент времени эксплуатации  $t$ . По определению рассматриваемый случайный процесс может принимать только целые неотрицательные значения (количество неработоспособных машин). В любой момент времени он может увеличиваться на единицу, уменьшаться на единицу или оставаться неизменным, т.е. является процессом гибели и размножения с непрерывным временем и конечным числом состояний,  $0 \leq i \leq n$ ,  $n$  - число машин в составе парка. Процесс является транзитивным, поскольку система за конечное время из состояния  $i$  может перейти в состояние  $j$  ( $0 \leq j \leq n$ ). Система также однородна в стационарном периоде эксплуатации машин, так как интенсивности и вероятности переходов её из состояния  $i$  в состояние  $j$  не зависят от того, в какой момент времени происходит этот переход.

Случайный процесс с перечисленными выше свойствами является эргодическим марковским случайным процессом с финальными (не зависящими от времени) вероятностями  $P_i$  пребывания системы в состоянии  $i$ . При этом среднее число работоспособных машин в любой момент времени

$$n_{cp} = \sum_{i=0}^{n-1} (n-i) P_i. \quad (4)$$

Следовательно, обобщенный коэффициент готовности парка машин

$$K_{ГП} = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^{n-1} (n-i) P_i, \quad (5)$$

и средняя суммарная наработка парка с учетом формул (1) и (5) равна

$$t_{cp} = T_0 \sum_{i=0}^{n-1} (n-i) P_i. \quad (6)$$

Интенсивности переходов системы в соседнее состояние и обратно есть  $\lambda_i$  - суммарный поток отказов машин парка и  $\mu_i$  - суммарный поток их восстановления. Поскольку в стационарном периоде эксплуатации интенсивности отказов и восстановлений одной машины постоянны и равны

$$\lambda = \frac{1}{T_0}; \quad \mu = \frac{1}{T_0}, \quad (7)$$

где  $T_0$  - средняя наработка машины на отказ;

$T_0$  - среднее время восстановления машины одним ремонтным постом, то суммарные потоки их отказов и восстановления определяются соотношениями

$$\left. \begin{aligned} \lambda_i &= (n-i)\lambda && \text{для } 0 \leq i \leq n \\ \mu_i &= \begin{cases} i\mu & \text{для } i \leq r \\ ir & \text{для } i > r \end{cases} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Предельные вероятности состояний рассматриваемого процесса можно найти из системы алгебраических уравнений [1]

$$\left. \begin{aligned}
 0 &= \mu_1 P_1 - \lambda_0 P_0, \\
 &\dots\dots\dots \\
 0 &= \lambda_{i-1} P_{i-1} + \mu_{i+1} P_{i+1} - (\lambda_i + \mu_i) P_i, \quad (i=1, 2, \dots, n-1) \\
 &\dots\dots\dots \\
 0 &= \lambda_{n-1} P_{n-1} - \mu_n P_n.
 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Решение системы уравнений (9) удобно представить в форме

$$P_i = \beta_i / \sum_{i=0}^n \beta_i, \quad (10)$$

где

$$\beta_i = \begin{cases} 1 & \text{при } i=0, \\ \prod_{k=1}^i \frac{\lambda_{k-1}}{\mu_k} & \text{при } 0 < i \leq n. \end{cases} \quad (11)$$

Коэффициент готовности одной машины, исходя из соотношений (7), можно представить в форме

$$K_{\Gamma} = 1 / \left( \frac{\lambda}{\mu} + 1 \right),$$

следовательно,

$$\frac{\lambda}{\mu} = \left( \frac{1}{K_{\Gamma}} - 1 \right) \quad (12)$$

Из зависимостей (11) с учетом соотношений (8) и (12) окончательно находим

$$\beta_i = \left\{ \begin{aligned}
 &1 && \text{для } i=0, \\
 &\frac{\prod_{k=1}^i [n-(k-1)]}{i!} \left( \frac{1}{K_{\Gamma}} - 1 \right)^i && \text{для } 1 \leq i \leq r, \\
 &\frac{\prod_{k=1}^i [n-(k-1)]}{r! r^{i-r}} \left( \frac{1}{K_{\Gamma}} - 1 \right)^i && \text{для } r \leq i \leq n.
 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$



Исследуя формулы (6), (10) и (13), можно найти достаточно достоверный прогноз суммарной наработки парка (группы) одинаковых машин с учетом их коэффициента готовности и пропускной способности (числа ремонтных постов) ремонтной базы.

При планировании работы перегрузочных комплексов, как и в ряде оптимизационных задач, относительно их технического оснащения (число машин, пропускная способность ремонтной базы) необходимо знать вероятность наличия в любой момент времени между плановыми ремонтами не менее  $m$  работоспособных машин из общего числа  $n$  этих машин в парке.

Вероятность того, что в любой момент времени между плановыми ремонтами в парке из  $n$  машин будут работоспособными  $a \geq m$  машин, определяется формулой

$$P\{a \geq m\} = \sum_{i=0}^{i=n-m} P_i, \quad (14)$$

где  $P_i$  рассчитываются по формулам (10) и (13).

Заметим, что метод расчета  $P\{a \geq m\}$ , с использованием коэффициента готовности машин  $K_{Г}$ , дает нижнюю границу этой вероятности. Он может применяться только в случае, когда из характеристик надежности машин известен только коэффициент готовности  $K_{Г}$ . Однако, если известны законы распределения наработки машин на отказ и закон распределения времени восстановления машины после отказа, то следует использовать более точную методику, приведенную в книге [2].

Подставляя зависимости (13) в формулу (10), после несложных преобразований находим

$$P_0 = 1 / \left[ 1 + \sum_{i=1}^r \left( \frac{1}{K_{Г}} - 1 \right)^i \frac{n!}{(n-i)!i!} + \sum_{i=r+1}^n \left( \frac{1}{K_{Г}} - 1 \right)^i \frac{n!}{r!(n-i)!r^{i-r}} \right], \quad (15)$$

$$P_i = \begin{cases} \left( \frac{1}{K_{Г}} - 1 \right)^i \frac{n!}{(n-i)!i!} P_0 & \text{для } 1 \leq i \leq r, \\ \left( \frac{1}{K_{Г}} - 1 \right)^i \frac{n!}{r!(n-i)!r^{i-r}} P_0 & \text{для } r < i \leq n. \end{cases} \quad (16)$$

Используя соотношения (16) и (5), получаем следующую формулу для расчета коэффициента готовности парка машин:

$$K_{ГП} = P_0 \left[ 1 + \sum_{i=1}^r \left( \frac{1}{K_{Г}} - 1 \right)^i \frac{(n-i)!}{[(n-1)-i]! i!} + \sum_{i=r+1}^{n-1} \frac{(n-1)!}{[(n-1)-i]! r! r^{i-r}} \right]. \quad (17)$$

Формула (17) связывает коэффициент готовности парка одинаковых машин с количеством машин в парке -  $n$ , коэффициентом готовности отдельной машины -  $K_{Г}$  и числом ремонтных постов (ремонтных бригад), обслуживающих только этот парк машин, -  $r$ . Напомним, что эта формула получена для случая так называемого частично ограниченного восстановления, когда число ремонтных постов меньше числа машин в парке и возможна очередь на восстановление после отказа.

Для случая полностью ограниченного восстановления, когда имеется только один пост восстановления ( $r=1$ ),

$$P_0^0 = 1 / \left[ 1 + \sum_{i=1}^n \left( \frac{1}{K_{Г}} - 1 \right)^i \frac{n!}{(n-i)!} \right], \quad (18)$$

а коэффициент готовности парка машин равен

$$K_{ГП}^0 = P_0^0 \left[ 1 + \sum_{i=1}^{n-1} \left( \frac{1}{K_{Г}} - 1 \right)^i \frac{(n-1)!}{[(n-1)-i]! i!} \right]. \quad (19)$$

Для случая неограниченного восстановления, когда наличие очереди машин на восстановление исключается,  $r \geq n$ , финальная вероятность

$$P_0^H = 1 / \left[ 1 + \sum_{i=1}^n \left( \frac{1}{K_{Г}} - 1 \right)^i \frac{n!}{(n-i)! i!} \right] \quad (20)$$

и коэффициент готовности парка машин

$$K_{ГП}^H = P_0^H \left[ 1 + \sum_{i=1}^{n-1} \left( \frac{1}{K_{Г}} - 1 \right)^i \frac{(n-1)!}{[(n-1)-i]! i!} \right]. \quad (21)$$

По приведенным зависимостям (15)-(21) можно также на основании формулы (4) рассчитывать среднее число работоспособных машин  $n_{cp}$  в составе парка из  $n$  машин в любой момент времени между плановыми ТО и ремонтами.

В качестве примера на рисунке приведены результаты расчетов по формуле (17) зависимости  $K_{ГП}$  от числа ремонтных постов  $r$  для парка, состоящего из  $n = 10$  одинаковых машин с коэффициентом готовности каждой из них  $K_{Г} = 0,85$ .

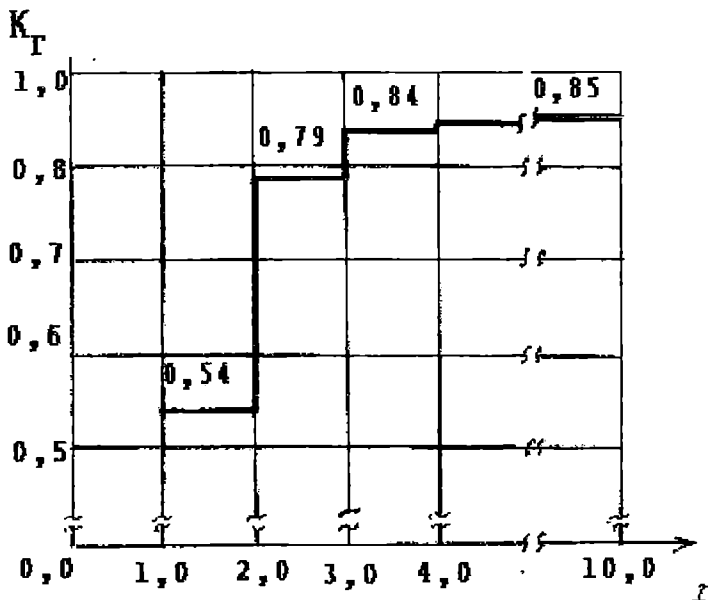


Рис. Зависимость коэффициента готовности парка машин  $K_{ГП}$  от числа ремонтных постов  $r$

Как следует из этого рисунка, если для этих 10-ти машин предусмотреть только один ремонтный пост ( $r = 1$ ), то коэффициент готовности парка снижается до значения 0,54, т.е. почти половина машин постоянно будет находиться в простое из-за аварийных ремонтов и очереди на восстановление.

Следовательно, при годовом плановом бюджете рабочего времени одной машины  $T_б = 6500$  ч, средний суммарный бюджет рабочего времени из 10-ти машин по формуле (3) равен  $t_{ср} = 35100$  часов. Если же считать по формуле (1), пользуясь коэффициентом готовности одной машины  $K_{Г}=0,85$ , как это принято теперь, эта наработка  $t_{ср} = 55250$  часов. Превышение относительно предыдущего расчета составляет 36%. На столько же процентов будет недоставать машин, если численность их парка планировать на основании формулы (1).

С увеличением числа ремонтных постов до  $r = 2$  коэффициент готовности этого парка машин существенно возрастет. Увеличение числа ремонтных постов до  $r = 4$  и больше уже не вызывает заметного увеличения  $K_{ГП}$ . Рациональным числом ремонтных постов для этого

парка машин, по видимому, является значение  $r = 2$ . Однако, если аварийные простои машин вызывают большие экономические потери, целесообразным может оказаться значение  $r = 3$ . Во всех случаях следует решать оптимизационную задачу с учетом затрат на закупку оборудования, содержание ремонтных постов и прибыли от сокращения простоев машин из-за внезапных отказов.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы:

1. При прогнозировании среднего суммарного бюджета рабочего времени парка одинаковых машин следует пользоваться обобщенным коэффициентом готовности парка машин в целом -  $K_{ГП}$ , учитывающим пропускную способность ремонтной базы предприятия.

Применение на стадии проектирования предприятия для этой цели коэффициента готовности отдельной машины -  $K_{Г}$ , например, в форме соотношения (1), как это принято в существующей практике, приводит к существенно завышенным значениям этого бюджета времени и, следовательно, заниженным значениям требуемого числа машин в составе парка.

2. Значение коэффициента готовности парка одинаковых машин можно принимать равным коэффициенту готовности отдельной машины ( $K_{ГП} = K_{Г}$ ), только тогда, когда число ремонтных постов достаточно велико и очередь на восстановление практически отсутствует. В остальных случаях для вычисления значений этого коэффициента следует пользоваться формулой (16).

3. Если машины в составе парка имеют разные коэффициенты готовности, то с достаточной для практики степенью точности расчеты в формулу (17) можно подставить среднее арифметическое значение этих коэффициентов.

4. Введенное здесь понятие «коэффициента готовности парка машин» и предложенные формулы его расчета являются необходимой составной частью решения оптимизационных задач по количественному составу парка машин и мощности его ремонтной базы.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Вентцель Е.С., Овчаров Л.А. Теория вероятности и ее инженерные приложения. – М.: Наука, 1988, – 480 с.
2. Зубко Н.Ф. Надежность и оптимизация запасов деталей портовых машин. – М.: Транспорт, 1992, – 144 с.

УДК 621.873.254(045)

**КОМПЛЕКСНЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КАК  
БАЗА СОЗДАНИЯ ГРЕЙФЕРОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ**

**А.М. Ясиновский**

Грейферные краны и перегружатели до настоящего времени остаются основным средством перевалки сыпучих грузов в промышленности, сельском хозяйстве, речных и морских портах. Сегодня доказательно прогнозируется резкое увеличение перевозок навалочно-насыпных грузов. Обязательным условием высокопроизводительной работы подобного оборудования является оснащение его грейферами, точно соответствующими своему назначению. Грузоподъемное оборудование, укомплектованное такими грейферами, резко выигрывает в покупательском спросе.

Украина занимала и сейчас сохраняет за собой ведущее место в развитии грейферостроения. Ученые Украины были инициаторами разработки стандартов для канатных грейферов [1, 3]. На водном транспорте, где грейферы подвержены жесточайшим разрушающим воздействиям, эта проблема давно получила должную оценку [4, 5]. Потребность в увеличении емкости грейферов с лучшим соотношением между массой конструкции и зачерпываемого материала без ущерба для надежности повышает значимость таких факторов как прочность и жесткость. С учетом тяжелейших условий эксплуатации грейферов разработано новое направление в проектировании конструкций на основе теории напряженного состояния и методов расчета на прочность [6-9].

Натурные испытания, опытная эксплуатация и лабораторные исследования являются неотъемлемой частью общей системы проектирования, изготовления и эксплуатации грейферов. Качество проектируемых конструкций зависит от организации, методики проведения эксперимента и применяемой аппаратуры.

Непрерывное совершенствование конструкций, развитие теории расчетов было немыслимо без расширения возможностей исследовательских лабораторий, создания и постоянного совершенствования методов натурных испытаний. Работниками Одесского национального морского университета было исследовано напряженное состояние металлоконструкции канатных грейферов, включая сложные конструкции челюстей, работающих в толще груза при значительных нагрузках и сопротивлениях. Фактически была разработана первая типовая комплексная методика натурных тензометрических испытаний грейферов в производственных условиях порта, позволившая осуществить непрерывную синхронную запись усилий, напряжений на осциллограммах и перемещений элементов грейфера на киноленте в различных условиях

# Устройство и оборудование морских портов

эксплуатации. Был решен вопрос и разработан способ предохранения датчиков на челюстях, работающих в толще грузовой среды, практически без усиления их металлоконструкции. В то время НИРовские работы не регистрировались, но по представлению тогдашнего Министерства Морского Флота СССР эта научная разработка была отмечена как первая в исследованиях подобного рода на канатных грейферах [10]. Созданная нами для этого лаборатория была мобильна и смонтирована на грузовом автомобиле (рис. 1 а).

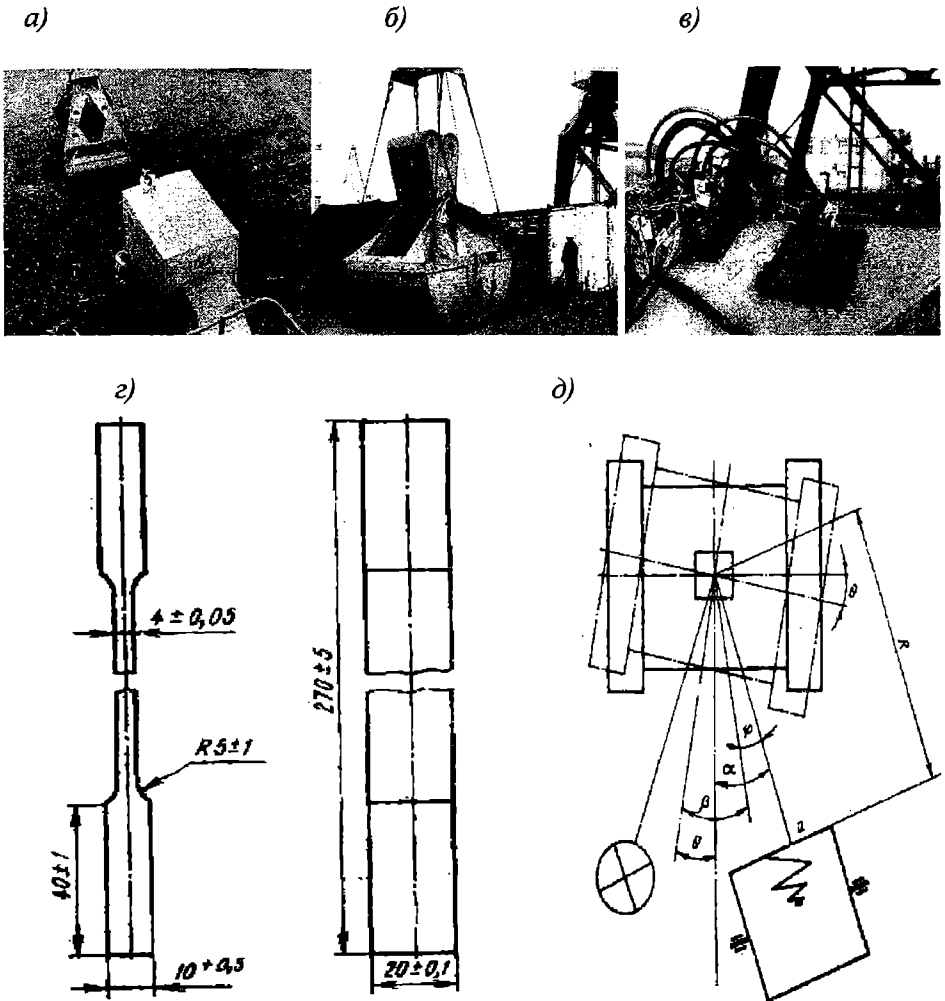


Рис. 1. Технические средства реализации экспериментальных исследований: а) тензометрическая лаборатория на базе автомобиля; б) лаборатория на базе контейнера и грейфер для испытаний; в) кабели для подключения датчиков на грейфере; г) образец для исследования демпфирующих свойств материалов; д) зеркальце и ход отраженного светового луча

Описание предложенного нами оборудования, измерительной и усилительной аппаратуры, программ, методик, вариантов и планов проведения экспериментов изложено в [11-14].

Дальнейшее развитие и совершенствование экспериментальной базы в 80 и 90-е годы до настоящего времени пошло по пути создания ОИИМФом-ОНМУ в Ильичевском морском порту новой лаборатории тензометрических натуральных испытаний металлоконструкции грейферов и кранов, оборудование которой было смонтировано в универсальном контейнере типа 1СС (рис.1 б, в), мобильность которому в порту придавали те или иные перегрузочные средства.

Это обеспечило возможность выбора наиболее предпочтительного места расположения лаборатории по отношению к системе кран - грейфер, создало дополнительные гарантии для безопасности персонала при проведении экспериментов и защиты сложного комплекса измерительной аппаратуры, позволило проводить испытания всей системы при переносе части измерительной аппаратуры в машинное отделение порталного крана. Контейнерный вариант позволил производить быструю переориентацию испытательных серий, положений грейфера на штабелях различных конфигураций и грузов. Здесь эксперимент сделался объектом самостоятельного исследования, строгого планирования и постоянного совершенствования для решения различных научных и прикладных задач. Описание приборов, измерительной и усилительной аппаратуры, ее синхронизация, схемы подключения, программы, методики испытаний в условиях порта нашли отражение в работах [9, 15-17].

Объектами испытаний являлись двух- и четырех канатные грейферы общего назначения для навалочно-насыпных грузов: длиннозвеньевые (штанговые) с вертикальным полиспастом, клещевые (ножничные) с горизонтальным полиспастом и гибкими тягами, подгребающие (штивующие), изготовленные на предприятиях водного транспорта, преимущественно для кранов и перегружателей грузоподъемностью 10 и 16 тонн и предназначенные для тяжелых условий эксплуатации портов. Они испытывались на различных марках углей, руд, строительных материалах и других грузах. Челюсти таких грейферов - это статически неопределимые пространственные конструкции переменной жесткости, усиленные ребрами и поперечными поясами, конструктивно представляющие собой коробку, образованную днищем и боковинами с различными усилениями (система «жесткая челюсть»), либо боковыми кронштейнами почти плоской формы без усиления, что характерно для системы «упругоподатливая челюсть».

Главной целью экспериментальных исследований было получение данных о напряженно-деформированном состоянии конструкций, исследование характера распределения напряжений в элементах упругой системы, определение массы зачерпываемого груза и фактических нагрузок при различных условиях эксплуатации, чтобы доказать

приемлемость различных методов расчета на прочность. На базе большого количества опытов находится ряд коэффициентов для практики конструирования грейферов. Для этих целей одновременно с деформациями синхронно фиксировались нагрузки, а также положения грейфера, так как характер движения челюсти функционально связан с углом наклона грузовой поверхности (штабеля) по отношению к грейферу. В эксплуатационных условиях при складировании груза в портах штабелями, выгрузки его из стесненных условий трюма, из-за крена, дифферента судна и неравномерной его выработки грейферами зачерпывание происходит с наклонной поверхности при различных вариантах ее наклона по отношению к грейферу, ось его симметрии отклоняется от вертикали. Это вызывает перераспределение нагрузок в элементах металлоконструкции грейфера, приводящее к перекосу упругой системы. До этих испытаний при расчетах сопротивлений внедрению челюстей в груз фактор наклона грейфера в различных плоскостях не нашел отражения.

В качестве датчика положения грейфера относительно горизонта использован гироскоп, как наиболее точная и неинерционная система. Гироскоп смонтирован в авиагоризонте АГБ-3к промышленного производства. Прибор виброустойчив при вертикально воздействующей вибрации в диапазоне частот от 1 до 350 Гц и выдерживает воздействие четырехкратной ударной перегрузки в количестве 10000 ударов при частоте 60-100 ударов в минуту. Это гарантирует надежную работу прибора при ударных воздействиях. Для уменьшения прецессии гироскопа во времени в авиагоризонте имеется корректирующая система, выполненная на основе электролитического маятника. Система хорошо работает при ускорениях меньше 0,3 град/с. При появлении ускорения больше приведенного значения, для отключения системы маятниковой коррекции, введен выключатель коррекции ВК-530Ш. В этом случае вертикаль выдерживается гироскопом.

Авиагоризонт АГБ-3к и выключатель коррекции устанавливались на нижней траверсе таким образом, чтобы наклоны грейфера в плоскости вращения челюстей фиксировались изменением углов дифферента, а в перпендикулярной плоскости - изменением углов крена. Оба прибора, соединяющиеся двенадцатизильным гибким кабелем с преобразователем питания и преобразователем сигналов, были установлены в лаборатории, мобильной по отношению к грейферу и крану. Запись углов наклона грейфера относительно истинного горизонта в двух плоскостях производилась синхронно с регистрацией усилий и напряжений в металлоконструкции грейфера на осциллограф. На карданной раме гироскопа установлено два сельсин-датчика, преобразующие угловые отклонения в электрические сигналы, для записи которых в осциллографе была применена специальная схема. [15]



Особый интерес представляет новый принцип тарировки датчиков, позволяющий снизить трудоемкость тарировочных работ и повысить точность замеров. Компенсационные датчики для определения деформаций располагались на балке равного сопротивления, жестко закрепленной на нижней траверсе штангового грейфера или в верхней части челюсти подгребающего. Компенсационные и рабочие датчики соединены в мостовую схему. Тарировка датчиков производилась мерным грузом по балке равного сопротивления. Датчики балки выполняют при тарировке роль рабочих, а датчики, наклеенные на металлоконструкцию грейфера - являются компенсационными. [17]

Работа грейферов в условиях ветра, низких температур и льдообразования в качестве видимого проявления и промерзания груза сопровождается дополнительными динамическими, вибрационными и ударными нагрузками в различных сочетаниях, воздействующими на всю систему стрела - грейфер.

Здесь возникает необходимость в проведении по определенным характеристикам не только функциональных испытаний на нагруженность, но и в испытаниях на надежность в эксплуатации с учетом изучения компонентов сложной системы: материал (металлы и неметаллы) - элемент конструкции (образец) - грейфер во взаимодействии с грузом - стрела крана. Широкий спектр механических и температурных воздействий при различном уровне напряженного состояния конструкций и их отдельных элементов (наряду со сравнительной оценкой хладноломкости металлов по такому традиционному показателю, как гарантированная ударная вязкость) требует учета дополнительных критериев оценки качества выбранных металлов по стабильности сохранения ими свойств с понижением температуры. Наиболее подходящим критерием может являться демпфирующая способность [1-3, 18-20], ее стабильность при понижении температуры, тем более если учесть отсутствие влияния на этот критерий частотных характеристик в пределах от 0 до 50 Гц. Это охватывает обширный класс металлоконструкций системы стрела - грейфер. Демпфирующая способность материалов является одним из важных свойств, от которого в значительной мере зависит динамическая напряженность и вибростойкость конструкций в различных условиях эксплуатации, способность противостоять трещинообразованию.

ОНМУ при проведении механических испытаний по исследованию рассеяния энергии в материале при изгибных колебаниях использована установка Д-6, сконструированная и созданная в ИПП АН УССР под руководством акад. Г. С. Писаренко. Она предназначена для изучения демпфирующей способности широкого круга материалов по затухающим поперечным изгибным колебаниям плоских образцов с предпочтительными размерами 270x4x20 мм (рис. 1 з) в широком диапазоне температур, в который вписываются низкие климатические

температуры, характерные для морских портов, при различных уровнях вибрационных воздействий (вплоть до 50 Гц) [18-20].

Система возбуждения колебаний вибрационной системы состоит из двух электромагнитов, задающего генератора низких частот, генератора фиксированной частоты, модулятора, демодулятора и мощного усилительного устройства ТУ-5-4.

Электромагниты установлены на специальных столиках, обеспечивающих их перемещение в двух взаимно перпендикулярных направлениях в горизонтальной плоскости, а также поворот вокруг вертикальной оси. Система регистрации резонансных и затухающих колебаний исследуемой системы состоит из: осветителя зеркала, закрепленного в узле колебаний системы образец—грузы и поворачивающегося вместе с грузом, а также из записывающего устройства, в котором помещен барабан с ленточной фотобумагой шириной 100—120 мм, скорость протяжки которой перед целью кассеты составляет от 11 до 126 мм, что дает возможность при частотах колебаний системы образец—грузы от 1 до 150 Гц получать удобные для обработки виброграммы. По виброграммам затухающих колебаний после их обработки судят о демпфирующей способности в материале по графической зависимости логарифмического декремента от деформаций или напряжений в образце. Часть программы, которая связана с реализацией испытаний образцов при пониженных температурах, осуществлена в специальной холодильной камере (криостате), имеющей защитную теплоизоляцию из пенопласта. Охлаждение образцов при испытаниях осуществлялось по открытому циклу за счет испарения хладагента — жидкого азота, который поступал в камеру из сосуда Дьюара с помощью специального переливного устройства. Подача паров жидкого азота для создания низкой температуры на образце осуществляется избыточным давлением, создаваемым в сосуде Дьюара. Такая система обеспечивает постоянство заданной температуры образца как по рабочей длине, так и по рабочему сечению, что осуществляется предварительной выдержкой образца (который достаточно тонок) в хладагенте от 5 до 30 мин до испытания, а затем путем подачи большого количества жидкого азота в процессе испытаний. Температура контролировалась в трех точках рабочей части образца с помощью протарированных хромель-алюмелевых термопар, от которых термо-ЭДС подавалась на переносной потенциометр ПП 63.

При кратковременных испытаниях подобного рода не обнаруживается влияние на механические свойства от непосредственного контакта образца с хладагентом. Регистрация колебаний производилась оптическим методом, за счет работы оптической системы регистрации, которая состояла из осветителя, зеркальца и записывающего устройства с осциллографной бумагой на барабане (рис. 1 д).

Особенности методики заключаются в исследовании демпфирующих свойств металлов (неметаллов) на образцах методом затухающих колебаний. Демпфирующей характеристикой принят логарифмический декремент затухающих колебаний  $\delta$ , определяемый по виброграмме с помощью зависимости

$$\delta = 1 / N \ln A_i / A_{i+n},$$

где  $N$  — число циклов колебаний на избранном участке виброграммы;

$A_i$  — начальная амплитуда участка,

$A_{i+N}$  — конечная амплитуда участка.

Для повышения достоверности полученных результатов испытанию подвергались несколько образцов каждого вида металла. Окончательные результаты эксперимента представлялись в виде зависимостей декремента колебаний от амплитуды деформаций, зафиксированной на виброграмме. Масштаб записи виброграмм во всех случаях был одинаковым. Для различных значений температур модуль упругости  $E$  подсчитывался по формулам, предложенным А. Ф. Войтенко. Несложно также пересчитать амплитуды деформаций в амплитуды напряжений.

Исследования при нормальной (комнатной) температуре  $+20^\circ\text{C}$  проводились путем помещения призматического образца головкой в грузы, который затем плотно зажимался клиньями, а грузы вместе с образцом подвешивались на стальных струнах в рабочей зоне установки. После этого производилась настройка оптической записи виброграмм, включалось возбуждение. Резонанс вибрационной системы находился плавным регулированием частоты задающего генератора. Амплитуда колебаний при этом доводилась до заданной. Величина амплитуды определялась визуально по размаху светового луча на проградуированной шкале у щели записывающего устройства. Затем включался привод барабана и производилось размыкание цепи возбуждения. Система совершала свободные затухающие колебания, которые и регистрировались на осциллографной бумаге. По полученным виброграммам определялось значение логарифмического декремента [18, 19].

Исследования демпфирующих свойств при низких температурах не отличались от методики при нормальной температуре. Однако здесь производилось дополнительное охлаждение образцов последовательно до  $-40^\circ\text{C}$  и ниже с помощью описанной ранее системы жидким азотом, причем температура для контроля замерялась в образце и после окончания записи виброграмм.

Данные о демпфирующих свойствах ряда металлов, используемых в металлоконструкциях грейферов, а также стрел кранов практически отсутствуют, тем более полученные по единой методике для различных климатических температур, где хрупкое разрушение металлоконструкций происходит при действующих номинальных напряжениях ниже предела текучести, что связано с несоответствием материалов жестким

требованиям, особенно если учесть, что с понижением температуры повышение прочности сопровождается уменьшением пластичности и вязкости.

Частота колебаний вибрационной системы при испытаниях находилась в диапазоне 28-32 Гц, величины амплитуд относительной деформации  $\epsilon_a$  были в пределах  $(0,5-10)10^4$ , что не превышает 0,5 предела выносливости исследуемых материалов. При этом не наблюдаются пластические деформации, практически отсутствуют изменение демпфирующей способности от числа циклов и колебания напряженности. Окончательные результаты получены в виде зависимостей декремента колебаний  $\delta$  от амплитуды относительной деформации  $\epsilon_a$  на поверхности образца для различных температур.

Установлена значительная разница в уровнях демпфирующей способности стали ВСтЗсп при различных температурах испытаний (рис 2 а). Декремент колебаний образцов в этом случае при температуре 231 К уменьшается в 1,2 раза, а при температурах 190-210 К — в 1,3 раза по сравнению с комнатной (нормальной) температурой.

Иная картина наблюдается у стали 10ХСНД: значения декремента колебаний как при нормальных, так и во всем диапазоне пониженных до 190-210. К температур практически совпадают (рис. 2 б). Кривые располагаются близко друг к другу, что не противоречит известным положениям и рекомендациям по этой стали для работы при низких температурах. Сопоставление демпфирующих свойств и наглядное представление зависимости декрементов колебаний этих сталей от температуры приведены на рис. 2 г, д.

Для условий низких температур наиболее приемлемой является сталь 10ХСНД, менее — сталь СтЗсп. С целью приобретения самостоятельных навыков в оценке материалов с амплитудной зависимостью декремента колебаний перспективного материала для сварных металлоконструкций из стали 14Х2ГМР можно воспользоваться рис. 3 а.

Зависимость декремента колебаний от температуры для различных сталей приведена на рис. 3 б, а на рис. 3 в - сравнительная диаграмма их демпфирующих свойств, вошедшая в ряд союзных и отраслевых стандартов [1-3]. Такая методика рекомендуется для сопоставления и исследования любых новых перспективных материалов металлоконструкций грейферов.

Научный и практический интерес представляют данные по демпфирующей способности алюминиевых сплавов АМгб (рис. 4 а) и Д 16 (рис. 4 б), сравнение которых можно выполнить аналогично тому, как это сделано для сталей СтЗ и 10ХСНД, так как сталеполуминевые грейферы имеют большое значение для грейферостроения.

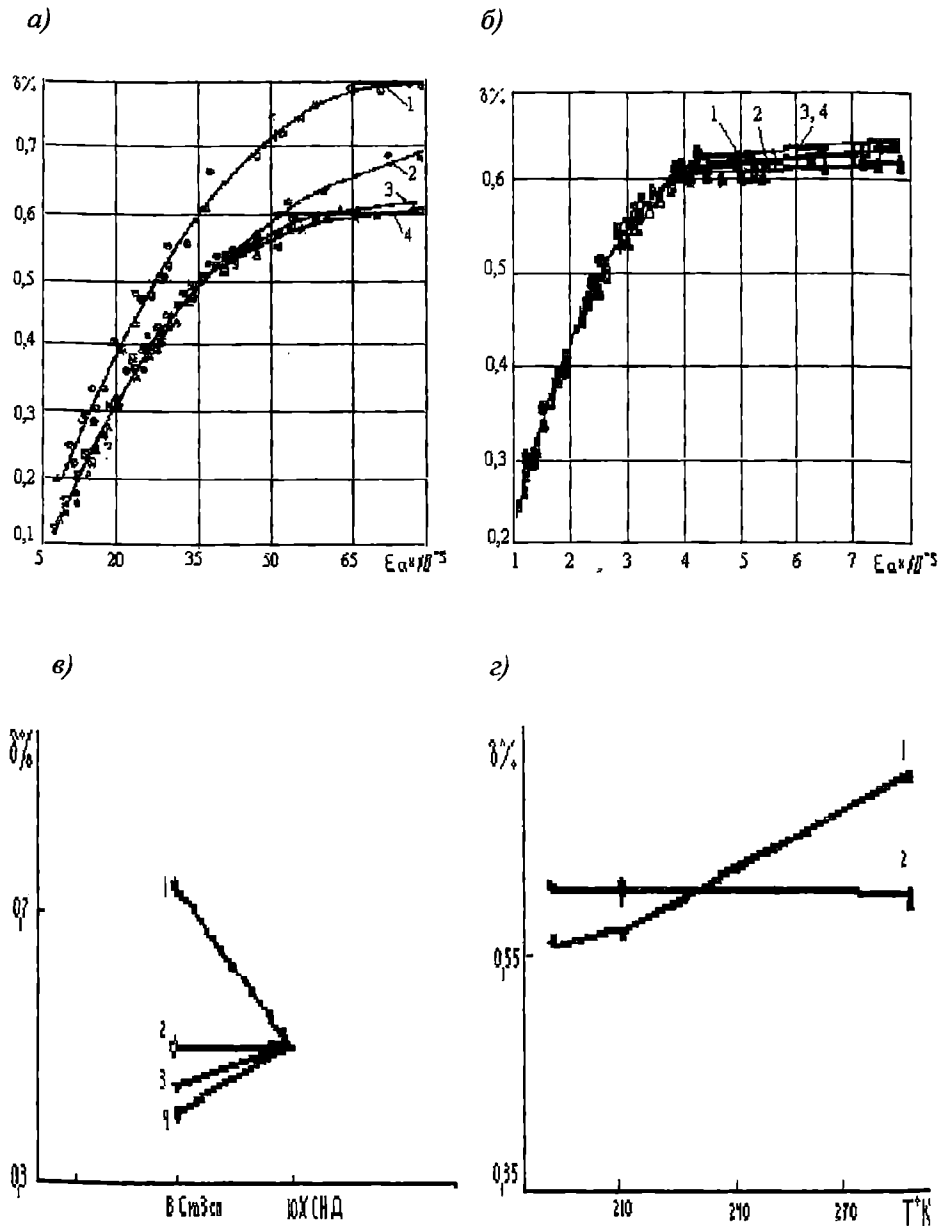


Рис. 2. Амплитудные зависимости декремента колебаний  $\delta$  при температурах 1 - 293К, 2 - 230К, 3 - 210К, 4 - 190К и сравнительная оценка их демпфирующих свойств: а) для образцов из стали ВСтЗсп; б) для образцов из стали 10ХСНД; в) сопоставление образцов из стали: 1 - ВСтЗсп и 2 - 10ХСНД; г) диаграммы демпфирующих свойств для образцов из стали: 1 - ВСтЗсп; 2 - 10ХСНД

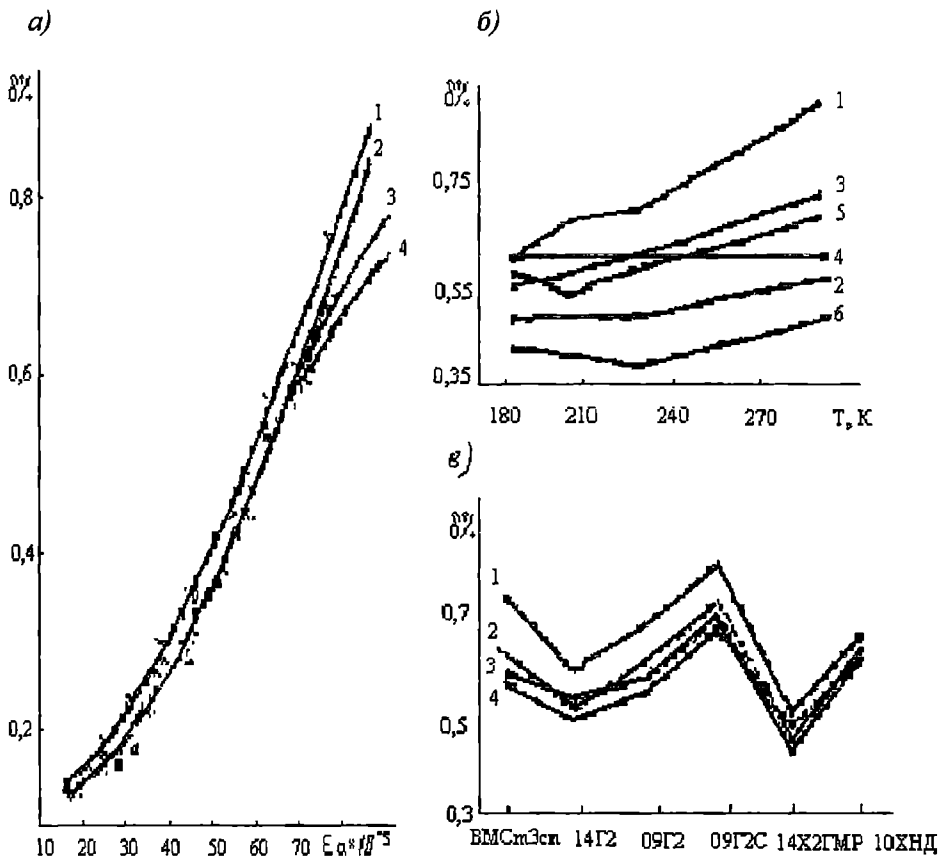


Рис. 3. Амплитудные зависимости декремента колебаний  $\delta$  при температурах 1 - 193К, 2 - 230К, 3 - 210К, 4 - 190К и сравнительная оценка их демпфирующих свойств: а) для образцов из стали 14Х2ГМР; б) для образцов из стали 1 - 09Г2С; 2 - ВСЗсп; 3 - 09Г2; 4 - 10ХСНД; 5 - 14Г2; 6 - 4Х2ГМР; в) диаграммы демпфирующих свойств

По данным профессора М. П. Александрова, переход на легкие сплавы в стреловых кранах позволяет при неизменном вылете снизить массу стрелы до 50% и соответственно уменьшить массу противовесов, а при равной массе стрел и одинаковом значении коэффициента устойчивости передвижению крана — увеличить вылет стрел на 15-20% или повысить грузоподъемность крана на 20-25%. При этом также снижается давление на опоры крана, уменьшается время разгона и торможения механизмов, сокращаются эксплуатационные расходы и затраты электроэнергии механизмов. К недостаткам, правда, следует отнести низкие значения предела выносливости  $\delta_{-1}$  основного материала:

$\delta_{-I}/\delta_B \approx 0,14$ . Для стали этот показатель  $\delta_{-I}/\delta_B \approx 0,35$ , где  $\delta_B$  - временное сопротивление разрыву.

Для сопоставления с металлами приведены данные по демпфирующей способности неметаллических материалов: полиамида 6 блочного (капролон В) — рис. 4 в и капролона, модифицированного 5%-ного графита (рис. 4 з), которые нашли широкое применение в грейферах морских портов, на ряде кранов в узлах трения и блоках, пройдя успешно опытную эксплуатацию [21].

Не меньший интерес для практики проектирования грейферов представляют испытания металлов на ударный изгиб при нормальной и пониженной температурах. Целью испытаний является определение ударной вязкости образцов металлов из различных марок сталей при комнатной и пониженной температуре, применяемых в грейферостроении.

Испытания проводились на кафедре «Сопротивление материалов и строительная механика» (СМ и СМ) на маятниковых копрах типа МК-30, ИТ-30.

Копер МК-30 состоит из станины и маятника, укрепленного на подвесе. Маятник имеет разрез, в который вставляется закаленный нож. Маятник качается в шарнирных опорах и в нерабочем положении висит, занимая вертикальное положение.

Оба конца образца опираются на закаленные опоры на станине копра. Размеры образцов 10x10x65 мм, а в центре образца на одной грани делается стандартный концентратор видом «V» с размером 2x2 мм.

Перед испытаниями образцы охлаждались до соответствующей температуры с некоторым переохлаждением. Охлаждение производилось в сосуде Дюара (возможна замена любым другим термоизолированным сосудом), охладителем служила твердая углекислота, залитая спиртом или ацетоном. Может также использоваться жидкий азот. Температура охлаждения определялась термометром. Время охлаждения не менее 5 мин.

При испытаниях образец опускался щипцами на некоторое время в охладитель (при этом щипцы необходимо охлаждать одновременно с образцами), затем устанавливался в губки установки. Время установки охлажденного образца на копер с момента извлечения из холодильной камеры не превышало 5с при различных уровнях охлаждения. Образцы устанавливались так, чтобы удар маятника приходился со стороны, противоположной концентратору. При этом скорость падающего маятника, ломающего образец, составляла порядка 3-5 м/с. По этой методике для анализируемых здесь сталей, с учетом стабильности их прочностных качеств при снижении температуры и рекомендованных для использования в грейферостроении, получены графики зависимости ударной вязкости от температуры для широкого диапазона.

Большой интерес для грейферостроения также представляет экспериментальное определение выносливости металлоконструкции

образцов различных толщин в зависимости от числа циклов нагружений, уровня напряжений цикла, вида нагружения.

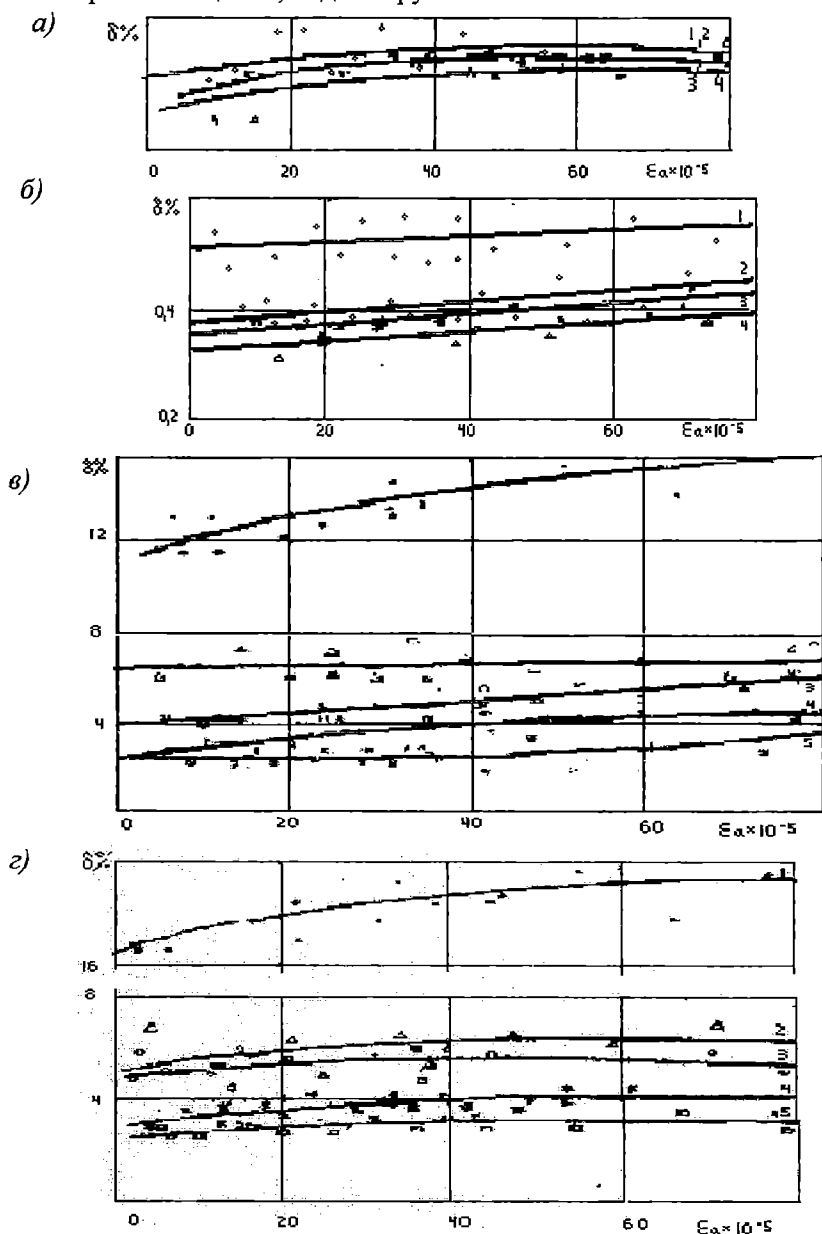


Рис. 4. Амплитудные зависимости декремента колебаний  $\delta$  для образцов при различных температурах: а) из алюминиевого сплава АМгб: 1-293К; 2-230К; 3-210К; 4-190К; б) из алюминиевого сплава Д16: 1-293К; 2-230К; 3-210К; 4-190К; в) из полиамида блочного (капролон В): 1-293К; 2-262К; 3-251К; 4-232К; 5-211К; з) из капролона, модифицированного 5%-го графита: 1-293К; 2-262К; 3-251К; 4-232К; 5-211К



Исследование проводилось на образцах из различных марок сталей, с варьированием толщины. Нагружение образцов выполнялось на пульсаторе ГРН-2А кафедры СМ и СМ, позволяющем создать переменные нагрузки с дискретными частотами 220, 335, 435 и 670 циклов в минуту и усилием до 500 кН.

Характер нагружений – повторно-переменный, что соответствует характеру нагрузки широкого класса различных элементов грейферов. Нагрузки реализуются с помощью гидроцилиндров.

Образцы длиной 600 мм изготавливались с концентратором типа шарпи 2x2 мм. Это позволяет локализовать место зарождения трещины и точно зарегистрировать момент ее появления и развития, зафиксировать критическое состояние. Трещины фиксируются с помощью микроскопа МПБ-2. При испытаниях образец зажимается в губках и постепенно нагружается. Величина нагружения зависит от площади сечения металла и выбирается с расчетом, чтобы максимальные напряжения в металле были ниже предела текучести.

При проведении эксперимента число циклов фиксируется по счетчику нагружения до критического состояния трещины (т.е. практически до момента разгрузки образца). Усталостные испытания металлов проводились на образцах из стали Ст3, 09Г2С толщиной 4, 6 и 8 мм. Частота нагружений принималась 335 циклов в минуту. Характер нагружений повторно-переменный знакопостоянный при положительном цикле (растяжение от  $N_{max}$  до  $N_{min}$ ). Первыми устанавливались образцы толщиной 4 мм. Максимальное напряжение цикла принимались ниже предела текучести, но не превосходили предела усталости металла 180 МПа. По выбранному напряжению и известной площади поперечного сечения образцов выставлялось максимальное усилие нагружения (порядка 27 кН). Минимальное значение усилия составляет 20 кН., что лимитировано параметрами установки. Напряжение в образцах при этом составляло 139 МПа. Величина нагружения при испытаниях образцов других толщин выбиралась таким образом, чтобы значения напряжений в образцах во всех фазах цикла были одинаковы. Все это позволяет создать одинаковые условия работы различных образцов.

Счетчик циклов нагружения должен устанавливаться на ноль и пульсатор выводится на расчетную нагрузку. При перерывах, а также в начале смены, нагрузка снимается и затем прикладывается плавно. При этом число перерывов в работе сводилось до минимума. Испытание проводилось до образования трещины критической величины, т.е. практически до момента разрушения образца, о чем свидетельствует резкое падение стрелки динамометра. После окончания испытаний цилиндр пульсатора выводился в нулевое положение, сбрасывалось давление масла, выключались электродвигатели. Далее образцы извлекались из губок установки и фотографировались изломы для проведения анализа. Аналогичные исследования проводились на

образцах толщиной 6 и 8 мм. Усилия нагружения при этом составляли соответственно: максимальные 40 и 80 кН., минимальные 30 и 64 кН.

По результатам испытаний, обработанным на основе методов математической статистики, установлено что, разрушения образцов происходили в среднем после 61500, 60300 и 41000 циклов нагружения для толщин 4, 6 и 8 мм соответственно. Результаты испытаний указывают на некоторое увеличение усталостной прочности у образцов меньших толщин. Так как испытания проводились при одинаковых напряжениях, то это явление объясняется масштабным фактором: толщиной, сечением и наличием в более тонких образцах однородной структуры материала, что в меньшей мере способствует возникновению усталостных повреждений. Такие испытания количественно и качественно подтверждают утверждения ряда авторов о некотором повышении усталостной прочности металлов меньшей толщины. Это позволяет сделать вывод о целесообразности применения элементов металлоконструкций с минимально возможными толщинами стенок (но большего поперечного сечения), что легко достигается расчетами [3].

Проведенные эксперименты позволили уточнить методики их проведения, расширить круг исследуемых вопросов, выявить дополнительные резервы прочности грейферов при проектировании и эксплуатации. На базе исследований сформулирована концепция по созданию грейферов нового поколения.

### ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 24599-87. Грейферы канатные для навалочных грузов. Общие технические условия. - М.: Изд-во стандартов, 1987. - 32 с.
2. РДЗ1.44.23-85. Рекомендации по эксплуатации портовых кранов в условиях Севера. Введ. 01.01.86. - М.: В/О «Мортехинформреклама», 1985. - 82 с.
3. РДЗ1.46.07-87. Грейферы канатные для навалочных грузов. Типовые расчеты на прочность: Методика. Введ. - 01.01.88. - М.: В/О «Мортехинформреклама», 1987. - 144 с. .
4. Ясиновский А.М. Проблемы исследования и совершенствования подъемно-транспортной техники Украины // Вестник ИА Украины.- Киев-Харьков: Изд. ИАУ, 1996. - Вып. 1. - С. 34-38.
5. Ясиновский А.М. Направления инженерной деятельности в Украине в сфере транспортировки навалочно-насыпных грузов // Вестник инженерной Акад. Украины.- Одесса: Изд. ИАУ. Спецвыпуск, 1998. - С. 15-17.
6. Ясиновский А.М. Пути развития грейферостроения Украины / Вестник ИА Украины. - Киев-Харьков: Изд. ИАУ, 1997.- Вып. 2.- С. 22-24.

7. Ясиновский А.М. Основы расчета на прочность грейферов для судовых кранов и стрел // Судостроение и судоремонт. - М.: В/О «Мортехинформреклама», 1992. - С. 164-180.
8. Ясиновский А.М. Конечноеэлементные модели канатных грейферных систем для навалочных грузов// Вісник ОДМУ. Одеса: Астропринт, 1999. – Вип. 4. - С. 47-50.
9. Ясиновский А.М. Нагруженность судовых грузовых устройств при работе грейфером // Вісник ОДМУ. Одеса: ОНМУ, 1998.- Вип. 2. - С. 29-37.
10. Ясиновский А.М., Сакович А.И. Исследование прочности узлов грейферных механизмов. Комитет по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР, 1967, регистрационный № 32-65087. - 33 с.
11. Ясиновский А.М. Экспериментальное определение эксплуатационных нагрузок в элементах натуральных канатных грейферов // Сборник «Детали машин и подъемно-транспортные машины», Киев: Техника, 1968. - Вып.7. - С. 91-99.
12. Ясиновский А.М. К методике прочностного расчета элементов челюстей канатных грейферов // Сборник «Детали машин и подъемно-транспортные машины», Киев: Техника, 1968. - Вып.8. - С. 101-110.
13. Ясиновский А.М. Методика прочностного расчета системы днище - режущий пояс челюсти канатных грейферов // Сборник «Детали машин и подъемно-транспортные машины», Киев: Техника, 1970. – Вып. 10. - С. 103-111.
14. Ясиновский А.М. Динамические нагрузки, воздействующие на канатный грейфер при эксплуатации//Морские порты. - М.: Рекламинформбюро ММФ, 1975. - С. 99-101.
15. Ясиновский А.М., Агеев И.П. Применение специальных приборов при натуральных испытаниях грейферов // ЭИ «Подъемно-транспортное оборудование» .- М.: Изд ЦНИИТЭИтяжмаш, 1984. - Вып. 6. - 4 с.
16. Ясиновский А.М. Типовая методика тензометрических натуральных испытаний штанговых и клещевых канатных грейферов для морских портов//Инженерные сооружения и оборудование морских портов. - М.:В/О «Мортехинформреклама», 1985.- С. 86-90.
17. Ясиновский А.М., Порущенко А.П. Рекомендации по совершенствованию методики тензометрических натуральных испытаний канатных грейферов// Тези доповідей другої міжрегіональної конференції “Небеснівські читання”.- Одеса: ОДМУ. 1995. - С. 53

18. Ясиновский А.М., Яковлев А. П., Быковский А., И. Демпфирующие свойства некоторых сталей при пониженных температурах // Труды АН УССР. - Киев: Наукова думка, 1985.- С. 175-179.
19. Ясиновский А.М. Оценка эксплуатационных качеств металлоконструкций ПТМ для условий морских портов Крайнего Севера.- М.: В/О «Мортехинформреклама», 1989. - 48 с.
20. Ясиновский А.М. Оценка надежности металлоконструкций судовых устройств при работе в экстремальных условиях // Современные проблемы судостроения и судоремонта.- М.: В/О «Мортехинформреклама», 1991. - С. 192-200.
21. Ясиновский А.М. Грейферы и канатно-блочные системы нового поколения // Вісник ОДМУ, 2001. – Вип. 6. - С. 69-81.

УДК 556.537

**НАНОСНОЙ РЕЖИМ И ТИПЫ ЭРОЗИОННО-АККУМУЛЯТИВНОГО ПРОЦЕССА РЕЧНОГО РУСЛА**

**Я.И. Каганов, Н.В. Адамчук, Л.В. Лагутина**

Прикладные аспекты проблемы устойчивости речного русла включают оценку заносимости судового хода, возможного затопления прилегающей боковой территории и её водохозяйственного использования, пропускной способности водотока и сохранности регулирующих, выправительных и берегоукрепительных сооружений. На основе изучения морфометрического, гидрологического, гидравлического и наносного режима реки возможно принятие инженерного решения о необходимости крепления основания гидротехнического сооружения или наращивания отметки его верха для обеспечения пропускной способности русла.

Качественная оценка руслового процесса предполагает выявление преобладающего способа перемещения донных или взвешенных наносов. На равнинных участках рек, как правило, преобладает перемещение взвешенных наносов. Среди многих подходов к определению критерия взвешенности можно выделить соотношение между вертикальной составляющей пульсационной скорости  $V_z$  и гидравлической крупностью  $\omega_T$ . Согласно рекомендации А.В. Караушева [6] при максимальной гидравлической крупности  $\omega_m \leq 3V_z$  наносы перемещаются во взвешенной форме, при  $\omega_m > 3V_z$  – в форме донных наносов.

Расход взвешенных наносов через поперечное сечение реки рассчитывается при помощи уравнения

$$P_s = K Q N \eta^2 \frac{V^2}{H} \Gamma, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1)$$

где  $K$  – коэффициент, при объёмном определении мутности  $K = 0.000057$ ;

$Q$  – расход воды,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$N = \frac{MC}{g}$  – параметр;

$M$  – эмпирический параметр,  $M = 0.7C + 6$ ;

$C$  – коэффициент Шези;

$V$  – средняя скорость потока;

$\eta$  – переходный множитель от донной к средней скорости потока;

$\Gamma$  – гидромеханический параметр наносов;

$$\eta^2 = \frac{0.53C - 4.1}{C - 2}, \quad (2)$$

$$\Gamma = \sum_{i=1}^n \frac{\alpha_{азм,i}}{100} B_i \Phi_i, \quad (3)$$

где  $\alpha_{азм,i}$  - процентное содержание  $i$ -ой фракции в составе наносов, образующих мутьность взмыва;

$B_i$  - функция, зависящая от коэффициента Шези  $C$  и безразмерного параметра  $L_i = \frac{\omega_i}{V}$ ;

$\omega_i$  - гидравлическая крупность  $i$ -ой фракции наносов;

$\Phi_i$  - функция безразмерной величины  $\varepsilon_i = \frac{\omega_i}{V_{z,max}}$ ;

$V_{z,max} = 3V_z$  - максимальное значение вертикальной составляющей пульсационной скорости.

А.В. Караушев [6] средние абсолютные значения пульсационной скорости у дна приближённо приравнивает среднему её значению на вертикали по формуле

$$V_z = \frac{V}{\sqrt{N}} = \frac{V\sqrt{g}}{\sqrt{MC}}. \quad (4)$$

Среди других предложений можно отметить рекомендацию К.В. Гришанина [1] который среднее значение вертикальной пульсационной скорости принимает равным динамической скорости  $V_*$

$$V_z \sim V_* = \sqrt{gHI}, \text{ м/с}, \quad (5)$$

где  $g$  - ускорение земного притяжения;

$I$  - уклон водной поверхности.

Гидравлическая крупность наносов  $\omega_\Gamma$  может быть определена формулой

$$\omega_\Gamma = K_\Gamma \sqrt{\frac{\gamma_s - \gamma}{\gamma}} \cdot d, \text{ см/с}, \quad (6)$$

где  $\gamma_s$  и  $\gamma$  - объёмные веса наносов и воды;

$d$  - средний размер частицы, см;

$K_\Gamma$  - коэффициент, который В.Н. Гончаров принимает  $K_\Gamma = 33,1$ .

Расчёт гидромеханического параметра  $\Gamma$  по формуле (3) выполняется при известном гранулометрическом составе русловых отложений и гидравлических крупностях  $\omega_i$ , соответствующих диаметрам фракций  $d_i$  и процентным содержаниям их в пробе  $\alpha_i$ .

При гидравлической крупности максимальной частицы  $\omega_m > V_{z,\max} = 3V_z$  определяется размер наибольшей частицы взвешенных наносов  $d_n$  ( $\omega_n = V_{z,\max}$ ), процент её содержания в массе взвешенных наносов  $\alpha_n$ , максимальная гидравлическая крупность  $\omega_n$  и процентное содержание взмученных частиц  $\alpha_{\text{взм},i}$ .

$$\alpha_{\text{взм},i} = \alpha_i \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_i}{100} \quad (7)$$

Средневзвешенные крупности взвешенных и влекомых наносов  $d_v$  и  $d_\delta$  определяются соотношениями

$$d_v = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_i d_i}{\sum_{i=1}^n \alpha_i}, \quad (8)$$

$$d_\delta = \frac{\sum_{i=n+1}^m \alpha_i d_i}{\sum_{i=n+1}^m \alpha_i} \quad (9)$$

При гидравлической крупности максимальной частицы  $\omega_m \leq V_{z,\max}$  весь состав русловых отложений перемещается в форме взвешенных наносов ( $n = m$ ,  $\alpha_{\text{взм},i} = \alpha_i$ ).

Гидромеханический параметр  $\Gamma$  и расход взвешенных наносов  $P_s$  рассчитываются при исходных данных: расходе воды  $Q$ , площади живого сечения  $\omega$ , ширине реки  $B$ , уклоне водной поверхности  $I$  и гранулометрическом составе русловых отложений.

В табл. 1 приведены основные гидравлические параметры и характеристики наносного режима р. Днестр на участке от пп-205 до пп-130. При этом на участке от створа 205 до створа 155 и от створа 155 до створа 130 был принят одинаковый гранулометрический состав русловых отложений. Анализ величин расхода взвешенных наносов  $P_s$ ,

рассчитанных по формуле (1) и зависящих от многих гидравлических и морфометрических параметров, позволяет зафиксировать достаточно тесную корреляционную зависимость от средней скорости потока  $V$ . Последняя в силу морфометрических особенностей поперечного сечения в разных створах по-разному изменяется с глубиной и расходом воды  $Q$ , что связано со степенью пойменности русла. Следует также учесть, что русло в преобладающем числе створов рассматриваемого участка р. Днестр обваловано, то есть его пойменность по-разному ограничена в сравнении с естественным руслом.

Если уровень возможных русловых переформирований равнинных участков рек свести к изменчивости поперечного сечения и продольного профиля, то в качестве критерия устойчивости русла можно принять величину касательного напряжения

$$\tau = \gamma H I = \rho V_*^2, \quad (10)$$

где  $\rho$  - плотность воды;

$V_*$  - динамическая скорость или скорость касательного напряжения.

Для равнинных участков рек, русло которых сложено мелкозернистыми грунтами, предельную допустимую величину касательного напряжения  $\tau_0$  можно определить из условия, что вертикальная составляющая пульсационной скорости  $V_z$  равна гидравлической крупности  $\omega_\Gamma$ , рассчитываемой по формуле (6). Величина  $V_z$  по рекомендации К.В. Гришанина [1] может быть принята равной динамической скорости  $V_*$ , то есть

$$\tau_0 = \rho \cdot \omega_\Gamma. \quad (11)$$

Соотношение величин  $\tau$  и  $\tau_0$  определяет направленность эрозионно-аккумулятивного процесса в пространственно-временном измерении и параметр  $\delta_\tau$ , характеризующий степень недеформируемости дна реки, может быть выражен уравнением

$$\delta_\tau = \frac{\tau_0}{\tau} = \frac{\omega_\Gamma}{V_*^2} = 1,89 \frac{d_v}{H I}. \quad (12)$$

Направленность эрозионно-аккумулятивного процесса в расчётном створе реки может быть охарактеризована параметром

$$\delta_\Gamma = \delta_\tau - 1. \quad (13)$$



# Устройство и оборудование морских портов

Таблица 1. Характеристики наносного режима р. Днестр

№ створа	Гранулометрический состав русловых отложений		$Q$ , м <sup>3</sup> /с	I	$V$ , м/с	H, м	$P_s$ , м <sup>3</sup> /с	$d_v$ , м
	$d_i$ , см	$P_i$ , %						
1	2	3	4	5	6	7	8	9
205	0,00075	2,4	1132	0,00178	0,984	0,92	0,209	0,0024
	0,0030	8,8						
	0,0075	9,3	600	0,00178	1,154	1,156	0,155	0,0024
	0,015	7,0						
	0,035	3,0	435	0,00178	1,45	2,00	0,139	0,0057
	0,075	4,4						
	0,15	7,8						
197	0,35	6,2	1154	0,000742	0,55	1,2	0,013	0,0023
	0,75	14,6						
	1,5	23,3	613	0,000742	1,06	0,33	0,178	0,0018
	3,5	11,0						
193	7,5	2,2	442	0,000742	1,53	0,69	0,387	0,00042
			1157	0,000804	0,70	1,08	0,054	0,00081
			614	0,000804	0,77	1,78	0,024	0,00081
187			444	0,000804	0,85	1,24	0,037	0,00081
			1160	0,000771	0,33	0,97	0,0025	0,00081
			616	0,000771	1,76	2,92	0,273	0,00042
182			445	0,000771	1,62	2,75	0,158	0,0024
			1181	0,000599	1,92	3,20	0,621	0,0024
			627	0,000599	1,43	2,38	0,155	0,00081
176			453	0,000599	1,37	1,78	0,123	0,00081
			1459	0,000244	1,39	4,36	0,192	0,0024
			775	0,000244	1,11	2,92	0,058	0,00042
172			626	0,000244	1,80	1,48	-	0,00042
			1473	0,000363	0,65	3,18	0,017	0,00081
			782	0,000363	0,65	1,69	0,016	0,00042
155			632	0,000363	0,69	1,98	0,014	0,00081
			1533	0,000452	2,51	3,14	0,955	0,00081
			814	0,000452	2,04	2,11	0,8	0,0057
149			657	0,000452	1,77	5,46	0,153	0,0023
	0,003	50,5	2183	0,000513	1,90	4,92	2,385	0,0001
	0,0075	12,6						
	0,015	29,5	1252	0,000513	1,65	3,88	1,208	0,0001
136	0,035	5,7						
	0,075	1,5	932	0,000513	1,60	2,55	1,001	0,0001
			2313	0,000251	2,72	6,25	6,062	0,0001
			1326	0,000251	2,21	4,41	0,988	0,0001
130			992	0,000251	1,964	3,74	1,191	0,0001
			2474	0,000354	1,73	4,61	1,811	0,0001
			1419	0,000354	1,378	3,32	0,701	0,0001
		1061	0,000354	1,178	3,05	0,326	0,0001	

Условию транзитного перемещения наносов соответствует величина  $\delta_T = 0$ ; при  $\delta_T < 0$  происходит процесс размыва (Э); при  $\delta_T > 0$  имеет место аккумуляция наносов (А).

Оценка эрозионно-аккумулятивного процесса на расчётном участке реки может быть выполнена по методике, изложенной в работе автора [5], в основу которой положены предельные значения параметров направленности  $\delta_T'$  и интенсивности руслового процесса

$$\varphi_T = \frac{\delta_T''}{\delta_T'}$$

где  $\delta_T'$  и  $\delta_T''$ , соответственно, их значения в верхнем и нижнем створах, ограничивающих принятый участок реки.

Анализ типов ЭАП обвалованных участков р. Днестр (табл. 2) при расходах воды 1%, 5% и 10% обеспеченности иллюстрирует абсолютное преобладание аккумулятивной направленности наносного режима при 1% расходе на верхнем участке реки между створами 205 и 155.

*Таблица 2. Типы ЭАП обвалованных участков р. Днестр*

Расчётный участок реки	При расходе 1% обеспеченности			При расходе 5% обеспеченности			При расходе 10% обеспеченности		
	$\delta_T'$	$\varphi_T$	Тип ЭАП	$\delta_T'$	$\varphi_T$	Тип ЭАП	$\delta_T'$	$\varphi_T$	Тип ЭАП
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
205-197	1,72	0,63	А ↓	1,16	0,36	А ↓	2,06	0,27	А ↓
197-193	1,08	0,7	А ↓	0,42	0,017	А ↓	0,56	1,02	А ↑
193-187	0,76	1,33	А ↑	0,007	-92,9	А → (Э)	0,57	1,84	А ↑
187-182	1,01	1,26	А ↑	-0,65	-0,12	(Э) → А	1,05	0,42	А ↓
182-176	1,27	0,55	А ↓	0,079	15,19	А ↑	0,44	2,77	А ↑
176-172	0,7	1,4	А ↑	0,12	2,5	А ↑	1,22	0,93	А ↓
172-155	0,98	0,36	А ↓	0,30	6,33	А ↑	1,14	0,65	А ↓
155-149	0,35	-2,65	А → (Э)	1,90	-4,68	А → (Э)	0,74	-1,16	А → (Э)
149-136	-0,93	1,01	Э ↓	-0,89	0,93	Э ↑	-0,86	0,93	Э ↑
136-130	-0,94	0,89	Э ↑	-0,83	1,01	Э ↓	-0,80	1,02	Э ↓

При этом происходит чередование на отдельных участках затухания и роста аккумуляции. Видимо между створами 193 и 182, 176 и 172

следует предусмотреть мероприятия по наращиванию гребней дамб обвалования. На участке реки от створа 155 до створа 130 преобладает эрозионная направленность руслового процесса, на указанном участке необходимы мероприятия по креплению основания дамб обвалования.

При меньших расходах воды (5% и 10% обеспеченности) затухающая аккумуляция сменяется прогрессирующей (участки 197-193, 182-176) и наоборот. На отдельных участках имеет место усиление эрозии при меньших расходах воды, что объясняется уменьшением влияния поймы или её отсутствием.

Таким образом, информация табл. 2 позволяет проследить количественно и качественно направленность руслового процесса по длине р. Днестр при расходах соответствующей обеспеченности и на каждом расчётном участке – при разных расходах воды.

Выполненный анализ эрозионно-аккумулятивного процесса характеризует обвалованный участок реки, протекающий в мелкозернистых грунтах с преобладанием транспорта взвешенных наносов. Верхний участок Днестра, протекающего в гравийно-галечниковых отложениях, характеризуется крайне неравномерным во времени гидрологическим режимом с преобладанием транспорта влекомых наносов.

Степень недеформируемости русла горной реки, сложенного крупными разнозернистыми отложениями, может быть оценена параметром  $\delta_K$

$$\delta_K = \frac{0,79(\gamma')^{1/4} \left( \frac{1+b_1}{b_1} \right)^{\frac{m-2}{4m}}}{(m+1)^{1/2} \left( \frac{H}{d_{cp}} \right)^{\frac{m-2}{4m}} I^{1/4}}, \quad (14)$$

где  $\gamma' = \frac{\gamma_H - \gamma}{\gamma}$ ;

$\gamma_H$  - плотность наносов;

$\gamma$  - плотность воды;

$g$  - ускорение силы тяжести;

$H$  - средняя глубина;

$d_{cp}$  - средняя крупность русловых отложений;

$m$  - показатель степени в степенной формуле распределения скорости по вертикали;

$I$  - гидравлический уклон;

$b_1$  - показатель степени в уравнении гранулометрической кривой;

$$p = a_1 \left( \frac{d}{d_{cp}} \right)^{b_1}$$

При  $\delta_K = 1$  русло относительно устойчиво, аккумуляция наносов характеризуется соотношением  $\delta_K > 1$  и эрозия -  $\delta_K < 1$ .

Для удобства оценки направленности руслового процесса представим параметр устойчивости русла величиной

$$\delta_y = \delta_K - 1. \quad (15)$$

Интенсивность руслового процесса, характеризующая степень изменения русловых переформирований, рассматривается в направлении движения водного потока от верхнего створа к нижнему.

Принципиальные типы интенсивности руслового процесса:

- увеличение соответствующего вида деформации;
- уменьшение соответствующего вида деформации;
- тенденции к изменению соответствующего вида деформаций в верхнем створе на противоположный в пределах расчётного участка:

а) с преобладанием вида деформаций, имеющего место в верхнем створе;

б) с преобладанием вида деформаций, имеющего место в нижнем створе.

Интенсивность руслового процесса определяет характер русловых переформирований на участке реки между расчётными створами: нижним по течению ( $\delta_y''$ ) и верхним по течению ( $\delta_y'$ ).

Результат руслового переформирования на данном участке характеризуется приращением параметра устойчивости

$$\Delta\delta_y = \delta_y'' - \delta_y'. \quad (16)$$

Степень относительного переформирования характеризуется коэффициентом интенсивности

$$\varphi_1 = \frac{\delta_y''}{\delta_y'}. \quad (17)$$

Параметр  $\Delta\delta_y$  может быть выражен следующей формулой :

$$\Delta\delta_y = \delta_y' (\varphi_1 - 1). \quad (18)$$

Решение вопроса о типе эрозионно-аккумулятивного процесса, характере русловых переформирований и их количественных показателях включает совместное рассмотрение параметров направленности и

интенсивности руслового процесса и может быть выполнено при помощи разработанной классификации русел горных рек по устойчивости [3, 4].

Определение типов эрозионно-аккумулятивного процесса позволяет при необходимости предусмотреть соответствующие регулировочные мероприятия при расчётном расходе воды (максимальном паводковом или руслоформирующем). Расчёт параметров устойчивости выполнялся при расходе воды 1%, 5% и 10% обеспеченности (табл. 3) в створах р. Днестр ниже по течению с. Стрелки (от ПК 1334+010 до ПК 1310+460).

Таблица 3. Расчёт параметров устойчивости русла

Створ	ПК	Q	$\omega$	B	J	dcp	dmax	V	H	$\delta k$	$\delta y$
ПП239	1334+0,10	840	490	225	0,00207	0,071	0,110	1,71	2,18	1,28	0,28
		340	300	95	0,00207	0,071	0,110	1,13	3,16	1,64	0,64
		282	260	95	0,00207	0,071	0,110	1,08	2,73	1,64	0,64
ПП230	1323+560	946	670	565	0,00339	0,071	0,110	1,41	1.18	1,30	0,30
		411	495	405	0,00339	0,071	0,110	0,83	1,22	1,61	0,61
		300	150	160	0,00339	0,071	0,110	2	0,93	1,09	0,09
С.24	1319+810	946	220	152	0,00328	0,071	0,110	4.3	1.44	0.79	-0.21
		442	145	102	0,00328	0,071	0,110	3,05	1,42	0.93	-0,07
		326	125	82	0,00328	0,071	0,110	2,61	1,52	1,01	0,01
С. 17	1316+335	946	315	130	0,00469	0,071	0,110	3	2.42	0.98	-0,02
		482	270	123	0,00469	0,071	0,110	1,78	2,19	1,24	0,24
		326	115	105	0,00469	0,071	0,110	2,83	1,09	0,94	-0,06
С.5	1310+460	946	185	100	0,00359	0,071	0,110	5,11	1,85	0.73	-0,27
		482	147	90	0,00359	0,071	0,110	3,27	1,63	0,91	-0,09
		326	115	76	0.00359	0,071	0,110	2,83	1,51	0.97	-0,03

В соответствии с классификацией русел горных рек по устойчивости при расходах воды 1%, 5% и 10% обеспеченности типы ЭАП определены в табл. 4, согласно которой между створами ПП-239 и ПП-230 при расходе воды 1% обеспеченности прогрессирует процесс аккумуляции наносов. В этом случае происходит процесс наращивания отметок дна реки и целесообразно строительство оградительных дамб. На данном участке реки при расходах воды 5% и 10% обеспеченности русло относительно устойчиво. Участок Днестра от ПП-230 до С.24 целесообразно обваловать в верхней части по течению, а участок от С.24 до С.17 – в нижней части. На участке С.17 – С.5 в нижней части по течению целесообразно выполнить берегоукрепительные работы.

# Устройство и оборудование морских портов

Таблица 4. Определение типов ЭАП

Створы	Обеспеченность расхода воды, %	$Q_y$ , м <sup>3</sup> /с	$\delta_y$	$\delta'_y$	$\varphi_1$	Тип ЭАП	Направленность русловых переформированной
ПП 239	1	840	0,28				
				+0,28	+1,07	1,1	A ↑
ПП 230	1	946	0,30				
				+0,30	-0,70	5,2	(A) → Э
С. 24	1	946	-0,21				
				-0,21	+0,095	3,2	Э ↑
С. 17	1	946	-0,02				
				-0,02	+13,50	1,2	Э ↓
С. 5	1	946	-0,27				
ПП 239	5	340	0,64				
				+0,64	+0,95	3,1	A ↓
ПП 230	5	411	0,61				
				+0,61	-0,11	5,2	(A) → Э
С. 24	5	442	-0,07				
				-0,07	-3,43	7,1	Э → (A)
С. 17	5	482	0,24				
				+0,24	-0,38	5,2	(A) → Э
С. 5	5	482	-0,09				
ПП 239	10	282	0,64				
				+0,64	+0,14	3,1	A ↓
ПП 230	10	300	0,09				
				+0,09	+0,11	3,1	A ↓
С. 24	10	326	0,01				
				+0,01	-0,60	7,2	A → (Э)
С. 17	10	326	-0,06				
				-0,06	+0,50	3,2	Э ↑
С. 5	10	326	-0,03				

Таким образом предлагаемые методы расчёта в разных условиях эксплуатации обвалованного русла с учётом его конкретного состояния в определённых гидравлично-морфометрических условиях позволяет предусмотреть соответствующие мероприятия по креплению основания дамб, и проверить пропускную способность междамбового пространства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гришанин К.В. Динамика русловых потоков. – Л.: Гидрометеиздат, 1979. – 311 с.
2. Каганов Я.И. Русловые переформирования при регулировании рек горно-предгорной зоны. – Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1981. – 120 с.
3. Каганов Я.И. Прогнозирование русловых деформаций горных рек // Гидротехническое строительство. – 1990. – № 11. – С. 45-48.
4. Каганов Я.И. Размещение ограждающих сооружений на горных реках в стадии изысканий и проектирования // Геодезия, картография и аэрофотосъемка. – 1990. – Вып. 52. – С. 20-26.
5. Каганов Я.И. Устойчивость оснований гидротехнических сооружений под влиянием русловых процессов устьевых участков рек // Вісник ОДМУ. – Одеса, 2000. – № 5. – С. 157-161.
6. Караушев А.В. Речная гидравлика. – Л.: Гидрометеиздат, 1969. – 415 с.

## ПЕРСПЕКТИВНЫЙ РЫНОК ПРОЕКТОВ НА МОРСКОМ ТРАНСПОРТЕ

Ю.Л. Воробьев, И.А. Лапкина

По оценке ведущих специалистов в области управления проектами сфера транспорта в Украине по числу первоочередных проектных разработок занимает одно из ключевых мест в числе приоритетных отраслей народного хозяйства. В утвержденной в 2000 г. «Концепции реформирования транспортного сектора экономики» отмечено, что транспорт – это одна из важнейших отраслей национальной экономики, эффективное функционирование которой является необходимым условием стабилизации, структурных превращений экономики, развития внешнеэкономической деятельности, удовлетворения потребностей населения и общественного производства в перевозках, защиты экономических интересов Украины.

Изменение функций транспорта Украины в условиях независимого государства обусловлено потребностью качественного транспортного обслуживания ее внешнеэкономических связей и транзитных потоков грузов, а также необходимостью модернизации и развития морского транспорта с обеспечением соответствующей конкурентоспособности. В свою очередь конкурентоспособность морского транспорта обеспечивает экономическую безопасность государства, как в целом, так и в транспортной отрасли.

В последние годы наша страна утратила ряд важнейших позиций на мировом рынке морских транспортных услуг. Эти потери обусловлены недостаточной конкурентоспособностью морского транспорта Украины, которая связана со старением основных фондов, их физическим и моральным износом, неудовлетворительным уровнем технологии и организации процесса перевозки. Потери увеличиваются из-за низкого уровня качества транспортных услуг, недостаточного информационного обеспечения и т.д. Эти соображения определяют необходимость разработки проектов, направленных на развитие конкурентных преимуществ и повышение конкурентоспособности морского транспорта.

Остановимся на перспективах украинского рынка проектов в области морского транспорта и трактовке категорий таких проектов.

Известно, что проекты рождаются в определенной среде. Среда проекта питает его разными идеями, подходами, инструментами, ресурсами (включая денежные) и средствами решения проблем проекта, то есть формирует его окружение [1]. Предметом создания, изменения или модернизации в результате целенаправленного, заранее обоснованного и запланированного комплекса действий в рамках проекта могут выступать



отдельные объекты, продукты, предприятия, системы. В связи с этим, по масштабности проекты классифицируются на монопроекты, мультипроекты и мегапроекты [2-4].

Монопроект – это отдельный проект определенного вида и ограниченного масштаба. По характеру и сфере деятельности различают следующие виды проектов: производственные, исследовательские, проекты развития, организационные, экономические и социальные.

В настоящее время на морском транспорте накоплен значительный опыт инициализации и выполнения монопроектов. В качестве примеров проектных обоснований можно привести альтернативные варианты восстановления сообщения Дунай - Черное море [5]. Один вариант предполагает строительство судоходного канала (со шлюзовыми затворами, бассейном для отстоя и формирования каравана, системой наполнения и опорожнения) в обход активной части дельты выдвигения. Такой вариант дает соединение реки Дунай выше Вилково с Жебриянской бухтой.

В настоящее время суда Украинской судоходной компании УДАСКО осуществляют проход в реку Дунай через Сулинское гирло, длина которого составляет 74 км. Затем, если суда направляются в порты Измаил, Килия и Вилково, они вынуждены спускаться вниз по течению, что значительно удлинит их путь по сравнению с каналом, предложенным в рассматриваемом проекте. Судоходство по Сулинскому гирлу выполняется только в светлое время суток, в то время как в упомянутом проектом варианте судоходство может осуществляться круглые сутки.

Другой проектный вариант, основанный на аналогичной идее, заключается в строительстве глубоководного судоходного канала Дунай – Черное море через Новостамбульское гирло. Участок основного русла Дуная (Измаильский Чатал – Рени), входящий в состав проектируемого глубоководного судового хода, отнесен к наивысшему III классу водных путей категории «Е». Соответственно, проектируемый глубоководный судовый ход Дунай – море на украинском участке дельты по типу водных путей относится к пути международного значения. Наличие постоянно действующих рукавов (гирл Старостамбульский, Новостамбульский), наличие баровых участков с резко спадающими изобатами обеспечивают условия судового хода с гарантированными глубинами выхода судов в море. Создание и поддержание расчетных судоходных глубин технически обеспечивается за счет дноуглубительных работ, ремонтных черпаний и русловыправительных сооружений в части отклонения потока и берегоукрепления. Для обеспечения нормального функционирования судового хода этим проектом предусмотрены береговые укрепления, струенаправляющая дамба, полузапруды.

Еще Гельвеций говорил: «Новая идея появляется в результате сравнения двух (от себя добавим – и более) вещей, которых еще не

сравнивали». В соответствии с методологией управления проектами, для того чтобы выявить наилучший проект, следует рассмотреть как можно более широкий набор его вариантов. Довольно часто выбор какого-либо одного способа или варианта проекта производится заранее. Поэтому чрезвычайно полезно в начальный перечень рассматриваемых идей внести все возможные варианты, а затем, используя логическую схему отбора, исключить те варианты, которые явно уступают преимущественному. Начальный список альтернативных подходов может сузиться до нескольких либо одного варианта, в отношении которого имеются достаточно полные данные о всех его аспектах, в частности, о стоимости, преимуществах и вероятном риске, чтобы считать вариант готовым для проведения стадии последующей разработки и экспертизы.

По мере отсева альтернативных вариантов детали и расчет каждого элемента проекта уточняются. Тем самым удается избежать слишком детальной подготовительной работы над теми вариантами, которые в конце - концов исключаются. Отличия в стадиях идентификации проекта и его разработки при этом чаще всего имеют количественный, а не качественный характер.

Отклонение проектных вариантов производится на фоне отбора идей, которые затем будут приняты и подвергнуты детальному анализу на стадии разработки и экспертизы, чтобы убедительно мотивировать отклонение каждого варианта. Причинами отклонения проектов могут быть:

- недостаточный спрос на предлагаемый продукт проекта либо отсутствие сравнительных преимуществ перед имеющимися продуктами;
- чрезмерные расходы по проекту в сравнении с ожидаемыми выгодами;
- отсутствие поддержки руководящих структур;
- неприемлемая для выполнения целей проекта технология;
- слишком большой масштаб проекта, который не отвечает имеющимся организационным и управленческим возможностям;
- чрезмерный риск;
- высокие затраты на эксплуатацию проекта в сравнении с доступными финансовыми ресурсами либо в сравнении с альтернативными решениями.

Мультипроект отличает комплексный состав нескольких монопроектов, что требует многопроектного управления. В [6] нами рассматривались необходимые исходные предпосылки для формирования региональных логистических систем в южном регионе Украины. С точки зрения теории систем, проектирование региональной логистической системы определяется как продуманное выявление и систематизация факторов, способствующих безусловной доставке в заданное место и в установленные сроки товаров, максимально подготовленных к производству или личному потреблению, в нужном количестве и при

издержках, не превышающих заданный уровень. Проектирование связано с выявлением и постановкой целей доставки, выработкой политики, стратегии, тактики и методов, необходимых для их достижения. Оно также предполагает прогнозирование вероятных изменений в системе. Теория управления проектами трансформирует общесистемные принципы к специфике области проекта, а особенности логистических систем указывают на соответствие их разработок категории мультипроектов.

Проектируемая логистическая система, как и система иного вида, является упорядоченной совокупностью взаимодействующих элементов, образующих единое целое, обладающее особенностями, которые отсутствуют у составляющих его элементов. Специфика совокупности объектов, входящих в логистическую систему, а также соответствующих связей между ними и создает желаемый системный эффект.

По составу участников региональные транспортные логистические системы объединяют транспортные, экспедиторские и складские предприятия, которые в тесном взаимодействии друг с другом реализуют эффективные варианты доставки товаров с точки зрения сроков и совокупных затрат. Логистический подход к доставке грузов ориентирован на всех участников и обеспечивает логистические связи между всеми предприятиями в логистических цепочках, в то время как существующий экономический механизм на предприятиях сосредотачивает внимание исключительно на процессах, происходящих внутри предприятия. Таким образом, проектирование логистической системы доставки грузов предусматривает решение комплекса взаимосвязанных задач, основными из которых являются: определение производственной структуры системы, обоснование и организация связей в системе, планирование и организация производственных процессов объектов системы, моделирование логистического управления системой доставки, включая создание логистического распределительного центра.

Как видно, каждый объект в логистической системе имеет свои специфические свойства, которые находят выражение в функциях, реализуемых через определенные действия. Такие действия могут проявляться лишь при наличии другого объекта, способного, в силу совместимости, взаимодействовать с данным, что и обуславливает функционирование системы в целом.

Рассматривая особенности свойств объектов, образующих логистическую систему, отметим наиболее важные из присущих им системных признаков и их специфику. Это, прежде всего, структурная автономность каждого объекта и их различная природа, функциональная специфичность объектов и их упорядоченная взаимосвязь на основе функциональной и структурной интегральности.

Проектирование логистической системы отражает последовательные шаги на пути реализации системного подхода и имеет следующие две стадии: стадия макропроектирования, на которой

решаются функционально-структурные вопросы, и стадия микропроектирования, которая связана с проектированием деятельности объектов как физических единиц системы. На стадии микропроектирования должны конкретизироваться отдельные проекты в составе мультипроекта трансформации предприятий в единую систему.

Потребность в региональных логистических системах еще не проявляется достаточно ярко, однако, к пониманию их перспективности все участники перевозочного процесса придут неизбежно, поскольку вопрос о повышении эффективности производства и конкурентоспособности украинской продукции звучит как чрезвычайно актуальный. Логистические системы требуют весьма глубокой предварительной проработки, возможного выделения в качестве самостоятельной фазы жизненного цикла разработки концепции мультипроекта, распределения соответствующих проектов по разным исполнителям в рамках единой структуры управления мультипроектом, необходимости координации действий исполнителей.

Мегапроект представляет собой комплексный проект развития регионов, отраслей экономики, который состоит из нескольких моно- и мультипроектов, объединенных единой целью. Мегапроекты могут быть как международными, так и государственными. Их масштабность отражается на высокой стоимости и капиталоемкости, определяет необходимость участия других стран, значительную длительность выполнения, отдаленность районов реализации, что особенно существенно для проектов в сфере транспорта. В связи с этим, и по сравнению с особенностями мультипроектов, для мегапроектов требуется детальный анализ социально-экономической среды страны в целом, а для межгосударственных проектов - и ряда стран, разработка системы мониторинга с постоянным обновлением всех составляющих плана проекта, учет неповторимости мегапроекта.

К этой категории относятся проекты, затрагивающие развитие транспорта на фоне вхождения Украины в процесс Евро-Азиатской транспортной интеграции. Концепции указанных проектов были раскрыты ранее в [7], ниже мы остановимся на их некоторых аспектах с позиций проектного анализа.

В числе проектов данной категории следует определить, во-первых, мегапроект государственного масштаба, так называемый «ЕВРАГЕЙТ» (Евразийские ворота). Целью данного проекта является объединение Западной, Восточной и Южной Украины на основе единого экономического и транспортно-географического пространства. В качестве задач выделяется интеграция территорий с относительно небольшими сроками пребывания в составе Украины – Крыма, Закарпатья, Северной Буковины и Южной Бессарабии, поскольку именно они испытывают наибольшие проблемы в условиях независимого государства. Еще одной задачей выступает создание Большого коммуникационного кольца

скоростных магистралей Киев – Харьков – Донецк – Днепропетровск – Одесса – Львов, связывающих столицу с крупнейшими региональными центрами. Строительство трассы к главным морским воротам страны уже находится в фазе реализации.

Во-вторых, необходимо отметить альтернативные варианты проектов участия Украины в «коридоризации» транспортной сети на Евро-Азиатском материке. Как известно, к территории нашей страны тяготеют четыре Европейских (Критских) международных транспортных коридора (МТК), а именно, третий (Берлин – Дрезден – Львов – Киев), пятый (Триест – Любляна – Будапешт – Львов), седьмой (Рейн – Майн – Дунай) и девятый (Хельсинки – Санкт-Петербург – Москва – Киев – Кишинев – Бухарест – Димитровград – Александруполис). В Азии мощная идея возрождения Великого Шелкового Пути реализуется на базе двух опорных транспортных коммуникаций – Трансазиатской и Евро-Азиатской полимагистралей. Трансазиатская полимагистраль проходит по территории Китая, Казахстана, Узбекистана, Туркменистана, Ирана и Турции от берегов Желтого до Черного и Средиземного морей. Одно из двух имеющихся Евро-Азиатских ответвлений этой коммуникации, направленное в Западную Европу, в свой состав включает южную магистраль Волгоград – Киев – Чоп – Париж – Лондон. Еще одна ветвь Великого Шелкового Пути – из Центральной Азии в Европу через Кавказ с морской составляющей в Каспийском и Черном морях - представлена транспортным коридором «Европа – Кавказ – Азия» (TRACECA). Его трассирование предварительно определено в составе грузоперевалочных пунктов на базе морских портов Актау (Казахстан), Туркменбаши (Туркменистан), Баку (Азербайджан), Поти и Батуми (Грузия), Ильичевск (Украина), Констанца (Румыния), Варна и Бургас (Болгария), Истамбул (Турция) с возможным включением в этот комплекс портов России и Ирана.

Следует также упомянуть возникшее не так давно структурное изменение, касающееся девятого Критского МТК, а именно, решение России, Ирана и Индии совместно создать новый коридор «Север – Юг», имеющий также характеристическое название «Путь из варяг в персы». Совпадая вначале с девятым Критским МТК, он затем ориентируется на Астрахань, далее по Каспийскому морю, через Иран в Индию и страны Персидского залива.

В соответствии с методологией управления проектами анализ возможных альтернатив для принятия решений о преимуществах отдельных проектов должен быть ориентирован на сопоставление их затрат и выгод, оценки «ценности» путем сравнения ситуации «без проекта» с ситуацией «с проектом» и включает коммерческий, технический, экологический, институциональный, социальный, финансовый и экономический анализ. Оценка с этих позиций преимуществ МТК TRACECA и «Север-Юг» говорит в пользу последнего.

Существенные преимущества уяснила для себя не только Россия, а и другие страны, прежде всего Азербайджан, Беларусь, Болгария, Казахстан, республики Балтии, Финляндия и Швеция. Особенно следует выделить отношение Казахстана, который еще недавно был одним из активных сторонников создания коридора TRACECA, а теперь решительно переориентируется в сторону коридора «Север-Юг», делая ставку на его паромные звенья Актау - Астрахань и Актау - Махачкала. Говоря об Украине, следует заключить, что, оставаясь в структуре TRACECA, она окажется в стороне от путей следования основных евро-азиатских грузопотоков.

При таком условии для нашего транспорта становится проблема продолжения третьего и пятого Критских МТК до российских коммуникаций, ориентированных в направлении Центральной Азии и Азиатско-Тихоокеанского региона. Обоснование идеи такого проекта с учетом факта функционирования транспортных коридоров TRACECA и «Север-Юг» уже известно. Проектом предусматривается продление упомянутых выше Критских коридоров к восточной границе Украины и далее в Россию на Волгоград с выходом на южные ветви Транссибирской и Евро-Азиатской магистралей. Формируемый по такой схеме транспортный коридор будет являться одновременно украинским («Транс-Украина»), украинско-российским и европейским, что выступает веским основанием для придания ему статуса Общеввропейского (Критского) МТК.

В условиях реформирования экономики Украины в целом и транспортной отрасли в частности, именно композитный слой знаний по управлению проектами содержит весь необходимый инструментарий для оценки проектных идей, альтернативных вариантов достижения целей и привнесения в работы проектов дополнительных навыков, методов и способов для обеспечения потребностей лиц, занятых в проектных разработках. Полное обеспечение таких потребностей делает возможным реализацию идеи проекта и доведение ее до физической реализации.

С этих позиций обстановку в морской транспортной науке, представители которой проявляют большую активность в разработке теоретических положений управления проектами применительно к специфике данной прикладной сферы, можно характеризовать как благоприятную. По данному направлению в Одесском национальном морском университете действует ступенчатая система обучения, которая включает подготовку специалистов с высшим образованием образовательно-квалификационного уровня магистр, а также подготовку научных кадров, в числе которых - практики по управлению проектами, сертифицированные Украинской ассоциацией проектного менеджмента в соответствии с программами международной сертификации; проводятся научные исследования. Ряд из отмеченных исследований имеет

завершенные результаты в форме соответствующих методик, другие находятся в стадии разработки.

Управление проектами зарекомендовало себя как один из самых действенных инструментов современного менеджмента. Вспомним высказывание, принадлежащее Гете: «Не достаточно еще знать, нужно применять; не достаточно еще желать, нужно также делать». Если этот тезис станет путеводной звездой для тех, кто способен взять на себя огромную ответственность за инициализацию и руководство проектами развития морского транспорта в сложившихся условиях и способен использовать современные научные знания, то успех развития нашей подотрасли будет обеспечен.

### ЛИТЕРАТУРА

1. *Словник-довідник з питань управління проектами / Бушуєв С.Д. Українська асоціація управління проектами. – К.: Видавничий дім “Деловая Украина”, 2001. – 640 с. .*
2. *Проектний аналіз / Москвін С.Ю., Бевз С.М., Вербя В.А., Дідик В.Г., Новиков В.А, Унковська Т.Є. – К.: ТОВ “Видавництво Лібра”, 1999. – 368 с.*
3. *Управление инвестициями: В 2-х т. Т. 1 / В.В. Шеремет, В.М.Павлюченко, В.Д. Шапиро и др. – М.: Высшая школа, 1998. – 416 с.*
4. *Шапиро В.Д. и др. Управление проектами – СПб.: ДваТри, 1996. – 610 с.*
5. *От «круглого стола» к прямым решениям// Судоходство. - 2001. - № 10-11. – 2001. – С.72.*
6. *Воробьев Ю., Морозова И. Транспортные логистические системы// Судоходство. – 2000. - № 10.*
7. *Воробьев Ю.Л. Стратегия формирования украинского сектора Евро-Азиатской транспортной системы // Официальный каталог пятой международной выставки-симпозиума по судоходству, судостроению, судоремонту и развитию портов. – Одесса: Морские технологии, 2002. – С. 160-165.*

УДК 311.21:656.615.078.113

## СТАТИСТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ "МОРЕ - ЗАЛІЗНИЦЯ "

А.В. Слободян

Морський торговельний порт являє собою великий транспортний вузол, у якому морський транспорт взаємодіє з іншими видами транспорту. Удосконалювання функціонування морських торговельних портів є однією з найважливіших економічних задач на сучасному етапі. Дослідженню шляхів вирішення даної задачі з позицій системного підходу у різних постановках присвячені роботи [1-5].

Стосовно конкретних особливостей складної системи для порту Білгород-Дністровський можна виділити дві підсистеми: «море» та «залізниця». Для розробки економіко-математичної моделі ефективного функціонування єдиної системи «порт» потрібно детальне вивчення вказаних підсистем. Оскільки вони характеризуються значною кількістю елементів, що перебувають у стані постійної взаємодії, підлеглої впливу великої кількості факторів імовірнісного характеру, дослідження доцільно проводити на базі апарату математичної статистики [6].

Ціллю даної статті являється аналіз і дослідження основних принципів функціонування морського і залізничного транспорту як окремих підсистем і формулювання критерію їх ефективної взаємодії для порту Білгород-Дністровський. Основою проведення статистичного дослідження були статистичні дані про роботу морського торговельного порту за 1997-2002 роки.

З метою статистичного дослідження підсистеми "море" були використані наступні вибіркові сукупності:

- моменти часу надходження в порт (до мосту) суден з імпортними вантажами і лісовозів;
- дані про кількість вантажу, що знаходиться на борту кожного із суден, що надходять;
- дані про час, протягом якого оброблялося кожне з суден, що надходять;
- дані про нормативи обробки суден різної вантажопідйомності;
- дані про розміри штрафів, стягнутих за простій суден;
- дані про розміри премій, що нараховуються за дострокову обробку суден, та ін.

Статистичне дослідження проводилося з метою:

- оцінити значення основних параметрів розподілів випадкових величин;
- перевірити гіпотези про відповідність наявних вибірок випадкових величин тому чи іншому теоретичному закону розподілу.



Основною задачею статистичного дослідження підсистеми "море" було вивчення потоків суден з імпортними вантажами і лісовозів, що прибувають у порт. Для рішення задачі була розглянута вибіркова сукупність проміжків часу між послідовними надходженнями суден. Побудова гістограми розподілу цих проміжків дозволила висунути гіпотезу про його відповідність експонентному закону.

Для установлення відповідності емпіричного закону розподілу теоретичному застосовувався критерій  $\chi^2$ . Мірою розбіжності між розподілами служить різниця між частотами, що спостерігаються  $m_i$ , і відповідними теоретичними частотами  $np_i$ , де  $p_i$  – імовірність влучення випадкової величини в  $i$ -й інтервал, а  $n$  – число проміжків між двома послідовними надходженнями суден з імпортними вантажами. Для розрахунку теоретичних частот по вибірці було знайдено оцінку параметра експонентного розподілу  $\lambda$ .

Для того, щоб величина критерію приблизно мала розподіл  $\chi^2$ , теоретичні частоти  $np_i$  не можуть бути занадто малими. Для всіх інтервалів повинна бути виконана умова

$$np_i \geq 5.$$

Інтервали, у яких ця умова порушувалася, поєднувалися (зокрема, в табл. 1 для першої гіпотези були об'єднані шостий і сьомий інтервали; для другої – п'ятий і шостий, а також сьомий, восьмий і дев'ятий інтервали).

Для критерію був обраний рівень значимості  $q=5\%$ . Для першої з розглянутих гіпотез табличне значення  $\chi_{0,05}^2=9,5$  є межею для закону  $\chi^2$  з чотирма ступенями свободи. Отримане значення  $\chi^2=1,038$  показує, що основ, щоб відкинути гіпотезу про відповідність проміжків часу між надходженням суден до мосту експонентному закону розподілу, немає.

За допомогою критерію  $\chi^2$  було встановлено:

- відповідність проміжків часу між послідовними надходженнями суден експонентному закону розподілу;
- відповідність часу розвантаження і навантаження суден усіченому ліворуч нулем нормальному закону розподілу.

Значення відповідних параметрів задаються:

#### 1. Матрицею інтенсивностей

$$\lambda = (\lambda_{si}; s = 2; i = \overline{1,4}) = \begin{pmatrix} 0,039 & 0,039 & 0,039 & 0,712 \\ 0,25 & 0,05 & 0,65 & 0,05 \end{pmatrix}, \quad (1)$$

# Управление проектами и развитие производства

Таблиця 1. Перевірка гіпотез

Інтенсивність надходження, у годинах	$m_i$	$P_i = l^{x_i-1-x_i}$	$np_i$	$\frac{(m_i - np_i)^2}{np_i}$	
Відповідність проміжків часу між надходженням суден до мосту експонентному закону розподілу					
0-30	19	0,3229	21,6	0,313	
30-60	14	0,2187	14,6	0,024	
60-90	8	0,1480	9,9	0,0365	
90-120	10	0,1003	6,7	1,625	
120-150	6	0,0678	4,5	0,489	
150-180	7	0,0469	3,1	9,4	0,039
180-210	3	0,0954	6,3		
Відповідність проміжків часу між надходженням суден до причалів порту експонентному закону розподілу					
0-30	27	0,3430	27,78	0,3430	0,022
30-60	17	0,4317	18,25	0,4317	0,085
60-90	11	0,1480	11,99	0,1480	0,082
90-120	10	0,0973	7,88	0,0973	0,570
120-150	5	0,0629	5,09	8,57	0,238
150-180	5	0,0430	3,48		
180-210	4	0,0276	2,24	6,52	0,041
210-240	1	0,0182	1,47		
240-270	1	0,0347	2,81		

де  $s = 1$  відповідає потоку суден з імпортними вантажами;  
 $s = 2$  відповідає потоку лісовозів;  
 $i$  - задає номер відповідної (по вантажопідйомності) групи суден.

2. Матрицею середніх значень

$$\alpha = (\alpha_{si}; s = \overline{1,3}; i = \overline{1,4}) = \begin{pmatrix} 22,6 & 130,4 & 67,18 & 101,35 \\ 13,0 & 74,43 & 11,0 & 66,45 \\ 18,35 & 44,22 & 75,54 & 74,0 \end{pmatrix} \quad (2)$$

і матрицею середніх квадратичних відхилень

$$\sigma = (\sigma_{si}; s = \overline{1,3}; i = \overline{1,4}) = \begin{pmatrix} 17,69 & 6076,65 & 2085,72 & 3503,58 \\ 30,51 & 450,00 & 1701,35 & 19867,8 \\ 50,04 & 1122,67 & 13241,24 & 5476,0 \end{pmatrix} \quad (3)$$

де  $s = 1$  відповідає розвантаженню суден з імпортними вантажами;  
 $s = 2$  відповідає навантаженню лісових вантажів на лісовози;  
 $s = 3$  відповідає навантаженню на судна експортних вантажів.

Отримані дані цілком погоджуються з наступними відомими з теорії імовірності фактами:

- результат накладення досить великого числа незалежних ординарних потоків з інтенсивностями одного порядку близький до пуассонівського;

- сума досить великого числа незалежних, порівнянних по величині випадкових величин має розподіл близький до нормального.

У ході статистичного дослідження підсистеми "залізниця" [7-9] були використані наступні вибіркові сукупності:

- дані про добове надходження вагонів з лісовими вантажами;
- дані про добове надходження вагонів з експортними вантажами і порожніми вагонами, що прибувають за імпортними вантажами;
- дані про вантажопідйомність залізничних вагонів і кількість вантажу, що занурюється в один вагон;
- дані про простої залізничних вагонів;
- дані про розмір премій, що нараховуються за дострокову обробку вагонів.

Об'єктом статистичного дослідження підсистеми було вивчення потоків вагонів з лісовими вантажами, порожніх вагонів і вагонів з експортними вантажами, що надходять у порт по залізниці, вагонів з імпортними вантажами, що відправляються з порту.

Перевірка взаємної статистичної незалежності добових надходжень вагонів для кожного потоку здійснювалася за допомогою методів кореляції. Розраховані значення коефіцієнтів кореляції для всіх родів вантажів далекі від одиниці. Це підтвердило гіпотезу про взаємну незалежність потоків вантажів, що надходять по залізниці.

Підхід до моделювання потоків залізничних вагонів з вантажами і потоків суден, що прибувають у порт, здійснено в такий спосіб.

Оцінимо загальну інтенсивність  $\lambda_0$  надходження суден за формулою

$$\lambda_0 = \sum_{s=1}^2 \sum_{i=1}^4 \lambda_{si}, \quad (4)$$

де  $s = 1$  – відповідає потоку суден з імпортними вантажами;  
 $s = 2$  – відповідає потоку лісовозів;  
 $i = \overline{1,4}$  – група судна відповідно до вантажопідйомності.

Потім визначимо матрицю

$$n = (P_{si}^M; s = \overline{1,2}; i = \overline{1,4}) = \begin{pmatrix} 0,039 & 0,039 & 0,039 & 0,712 \\ 0,25 & 0,05 & 0,65 & 0,05 \end{pmatrix}, \quad (5)$$

де  $p_{si}^M$  – імовірність того, що судно, яке прийшло в порт, відноситься до  $i$ -ої групи суден  $s$ -го потоку.

Аналогічно обчислюємо:

а) матрицю

$$p^n = (p_{kl}^n; k = 1,2; l = \overline{0,14}),$$

де  $k = 1$  відповідає першій половині року, а  $k = 2$  – другій половині;

$p_{kl}^n$  – імовірність того, що в черговому надходженні порожніх вагонів у  $k$ -й половині року міститься  $2l$  вагон;

б) вектор

$$p^{II} = (p_n^{II}; n = \overline{0,10}) = (0,254 \ 0,156 \ 0,114 \ 0,065 \ 0,098 \ 0,09 \ 0,024 \ 0,074 \ 0,033 \ 0,024),$$

де  $p_n^{II}$  – імовірність того, що в черговому надходженні вагонів з лісовими вантажами міститься  $3n, 3n + 1, 3n + 2$  вагонів;

в) вектор

$$p^H = (p_n^H; n = \overline{0,6}) = (0,264 \ 0,268 \ 0,161 \ 0,132 \ 0,119 \ 0,041),$$

де  $p_n^H$  – імовірність того, що в черговому надходженні вагонів з експортними вантажами міститься  $n$  вагонів.

Для  $s$ -го потоку суден обсяг вибірки (число суден, що надійшли за рік,) складає величину  $C_s$  ( $s=1,2$ ), у тому числі  $C_{si}$  суден  $i$ -ої вантажощільності ( $\sum_{i=1}^4 C_{si} = C_s; i = \overline{1,4}$ ). Тому імовірності  $p_{si}$  оцінюються

відповідними відносними частотами  $p_{si} = \frac{C_{si}}{C_s}, (i = \overline{1,4}; s = 1,2)$ .

На підставі даних про розвантаження вагонів з експортними і лісовими вантажами оцінюється матриця

$$p = (p_{kl}; k = 1,2; l = \overline{1,3}) = \begin{pmatrix} 0,413 & 0,329 & 0,257 \\ 0,224 & 0,214 & 0,561 \end{pmatrix}, \quad (6)$$

де  $l=1$  – відповідає обробці вагонів у термін;

$l=2$  – відповідає достроковій обробці вагонів;

$l=3$  – відповідає обробці вагонів із простоями.

Перейдемо до розробки формалізованої схеми системи “море - залізниця” в порту Білгород-Дністровський. З погляду теорії масового обслуговування розглянутий морський порт являє собою систему, що складається з двох взаємозалежних між собою систем, що обслуговують відповідно морський і залізничний транспорт. Передбачається, що система

функціонує в єдиному дискретному часі. За одиницю часу вибирається одна година.

Система, що обслуговує морський транспорт, у свою чергу, являє собою сукупність двох підсистем по обслуговуванню незалежних пуассонівських потоків заявок (потоків лісовозів і потоків суден з імпорними вантажами). Перша з зазначених підсистем має два обслуговуючі пристрої (причали), друга – чотири. Унаслідок того, що вхідний потік суден є пуассонівським і одиниця часу досить мала, можна припустити неможливість надходження в одиницю часу двох і більше заявок.

Перед надходженням заявок у систему відбувається їхнє пасивне блокування – затримка в часі у моста. Заявки попадають у систему на обслуговування, якщо блокування відсутнє – міст відкритий, і не попадають при його наявності – міст закритий. У момент, коли блокування знімається, заявки розподіляються по восьми чергах відповідно до типу перевезеного вантажу і значенню вантажопідйомності. Тривалості обслуговування різних заявок є незалежними випадковими величинами, що мають усічений (ліворуч нулем) нормальний розподіл. Пропускна здатність системи, що обслуговує морський транспорт (тобто максимальна кількість заявок, що можуть обслуговуватися одночасно), дорівнює дванадцяти (2х6).

Підрахунок показує, що з метою мінімізації витрат, зв'язаних з чеканням заявок, доцільно установити відносний пріоритет, а саме: при наявності вільного обслуговуючого пристрою першою з заявок даного потоку, що знаходяться в черзі, на обслуговування надходить заявка, тип якої відповідає судну з більшою вантажопідйомністю.

Кількість вантажу, що може взяти на борт судно визначеної вантажопідйомності, передбачається постійною величиною, що збігається із середнім значенням, отриманим у результаті обробки відповідних статистичних даних.

Витрати, що несе в процесі функціонування порт, зв'язані з непродуктивними простоями суден до початку обробки і з наднормативним часом обробки суден, якщо різниця між часом обробки і нормативним часом позитивна. Загальний час  $\tau$  непродуктивних простоїв складається з двох складових:

- час простою перед мостом  $\tau_1$ , тобто час від моменту підходу судна до мосту до моменту підйому;
- час простою в черзі перед причалом  $\tau_2$ , тобто час з моменту приходу судна в порт до моменту початку обслуговування (розвантаження чи навантаження).

За дострокову обробку суден (тобто у випадку, коли різниця між часом обробки і нормативним часом позитивна) порт дістає прибуток.

Для простоти передбачається, що надходження по залізниці порожніх вагонів, вагонів з експортними вантажами і вагонів з лісом

можливо один раз у добу в проміжку з 00 годин 30 хвилин до 01 години 30 хвилин.

Позитивна різниця між кількістю порожніх вагонів, що надійшли в порт, і кількістю вагонів, необхідних для навантаження імпорتنих вантажів, що прибули з моря, дасть кількість вагонів, що можуть бути використані для вивозу вантажів зі складу. Негативна різниця вкаже на недостачу вагонів, необхідних для вивозу партії імпорتنих вантажів, що прибули з моря. У цьому випадку різниця між кількістю вантажів, що прибули з моря, і вантажів, завантажених у вагони, дає кількість вантажів, що відправляються на склад.

Склад розглядається як затримка в часі в процесі перевантаження партій вантажів із залізниці на судна і із суден на залізницю. Як впливає з аналізу статистичних даних, випадків недостачі площі складів не було. Це дає можливість вважати існуючі склади достатніми для розглянутого режиму роботи порту.

Сумарні витрати в другій системі містять у собі витрати простою вагонів з лісовими вантажами, експортними вантажами і порожніх вагонів. У результаті дострокового розвантаження вагонів з лісовими вантажами та експортними вантажами порт дістає прибуток.

Як критерій економічної ефективності по системі в цілому природно взяти усереднену різницю сумарних витрат і прибутку на одиницю вантажу, що перевалюється [9-10]. Критерій має вигляд

$$K = \min \frac{1}{V_r} \left[ \sum_{s=1}^2 \sum_{i=1}^4 (\tilde{Y}_{si} m_{si} - \tilde{R}_{si} n_{si}) + (\tilde{Y}_{Л} m_{Л} - \tilde{R}_{Л} n_{Л}) + (\tilde{Y}_{П} m_{П} - \tilde{R}_{П} n_{П}) + (\tilde{Y}_{Э} m_{Э} - \tilde{R}_{Э} n_{Э}) \right],$$

де  $V_r$  – кількість вантажу, що перевалюється в порту на місяць;

$\tilde{Y}_{si}$  – середня величина витрат, зв'язаних із простоєм суден  $s$ -го потоку  $i$ -ої вантажопідйомності на місяць;

$m_{si}$  – математичне очікування часу простою суден  $s$ -го потоку  $i$ -ої вантажопідйомності на місяць;

$\tilde{R}_{si}$  – середня величина прибутку за дострокову обробку суден  $s$ -го потоку  $i$ -ої вантажопідйомності на місяць;

$n_{si}$  – математичне очікування часу дострокової обробки суден  $s$ -го потоку  $i$ -ої вантажопідйомності на місяць;

$\tilde{Y}_{Л}$ ,  $\tilde{Y}_{П}$ ,  $\tilde{Y}_{Э}$  – відповідно середні величини витрат на місяць, зв'язаних із простоєм вагонів порожніх, з лісовими вантажами, з експортними вантажами;

$\tilde{R}_{Л}$ ,  $\tilde{R}_{П}$ ,  $\tilde{R}_{Э}$  – відповідно середні величини прибутку за дострокову обробку вагонів порожніх, з лісовими вантажами, з експортними вантажами на місяць;

$n_d, n_{д}, n_{э}$  – математичні очікування часу дострокової обробки вагонів відповідно порожніх, з лісовими вантажами, з експортними вантажами на місяць.

Сформульований критерій дозволяє побудувати єдину формалізовану схему функціонування порту Білгород-Дністровський у вигляді економіко-математичної моделі, а також оцінити результат роботи підсистем “море” та “залізниця” у складі єдиної системи з урахуванням всіх розглянутих особливостей порту. Ці особливості, у тому числі, випливають з виконаного дослідження підсистеми «море», яке дозволило встановити відповідність проміжків часу між послідовними надходженнями суден експонентному закону та тривалість часу обробки суден усіченому ліворуч нулем нормальному закону розподілу. Статистичне дослідження підсистеми «залізниця» показало відповідність проміжків часу між надходженнями у порт вагонів експонентному закону розподілу, а також взаємну незалежність потоків вантажів, що надходять по залізниці.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Громов Н.Н., Персианов В.В. *Управление на транспорте.* – М.: Транспорт, 1990. – 336 с.
2. Воевудский Е.Н. *Управление на морском транспорте.* – М.: Транспорт, 1993. – 366 с.
3. Цветов Ю.М. *Транспорт: системный подход.* – М.: Знание, 1980. – 62 с.
4. Магамадов А.Р. *Вопросы повышения эффективности взаимодействия предприятий морского транспортного узла при оперативном управлении.* – М.: ЦРИА «Морфлот», 1978. – 40 с.
5. Воевудский Е.Н. *Управление системой обслуживания судов в портах.* – М.: Транспорт, 1983. – 208 с.
6. Смирнов Н.В., Дунин-Барковский И.В. *Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений.* – М.: Наука, 1969. – 511 с.
7. Цициашвили М.Ю. *Вагонные и складские перегрузочные процессы на морском транспорте.* – М.: Транспорт, 1977. – 192 с.
8. Луговой П.А., Ципкин Л.Г. Аукционек Р.Н. *Основы технико-экономических расчетов на железнодорожном транспорте.* – М.: Транспорт, 1977. – 192 с.
9. Лецинский Е. *Имитационное моделирование на железнодорожном транспорте: Пер. с польского Черешнева Н.З.* – М.: Транспорт, 1977. – 176 с.
10. Лифшиц А.Л., Мальц Э.А. *Статистическое моделирование систем массового обслуживания.* – М.: Советское радио, 1978. – 248 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

### *Теория и проектирование корабля и средств океанотехники*

<b>Г.В. Егоров</b> ТАНКЕР СМЕШАННОГО РЕКА-МОРЕ ПЛАВАНИЯ ДЕДВЕЙТОМ 6440 ТОНН «АРМАДА ЛИДЕР» С ВИНТО-РУЛЕВЫМИ КОЛОНКАМИ.....	3
<b>И. Ф. Давыдов</b> О ПРИМЕНЕНИИ СПЕЦИАЛЬНЫХ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ В СОВРЕМЕННОЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ КАЧКИ.....	20
<b>Н.В. Ефремова</b> ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИ- ЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КАЧКИ МОДЕЛИ СПБУ МЕТОДОМ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ.....	37
<b>Буруніна Ж.Ю.</b> ВПЛИВ КУТА АТАКИ НЕСУЧОЇ ПОВЕРХНІ ПІДЙОМНОГО ПІДВОДНОГО АПАРАТА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ БУКСИРО- ВАНОЇ СИСТЕМИ.....	46
<b>А.В. Малахов</b> ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ОГРАНИЧЕННОГО ПОТОКА С ОБТЕКА- ТЕЛЯМИ РАЗЛИЧНЫХ ФОРМ.....	52
<b>Вал.В. Зайцев</b> МЕХАНИКА РЕСИВЕРА ГИБКОГО ОГРАЖДЕНИЯ АМФИ- БИЙНОГО СУДНА НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ С УЧЕТОМ РАСТЯЖИМОСТИ МАТЕРИАЛА.....	57
<b>Демидюк А.В.</b> ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДАВЛЕНИЙ НА МОДЕЛИ КАЧАЮЩЕ- ГОСЯ СУДНА.....	65

### *Обеспечение безопасности мореплавания*

<b>Ю.Л. Воробьев, М.Б. Косой, А.В. Проценко</b> ВЕРОЯТНОСТНАЯ ОЦЕНКА БЕЗОПАСНОЙ ГЛУБИНЫ СУДОВОГО ХОДА.....	70
<b>Д.Д. Романадзе</b> ОБ УЧЕТЕ ВОЛНЕНИЯ В ОЦЕНКАХ УПРАВЛЯЕМОСТИ СУДОВ ПО ДАННЫМ ИСПЫТАНИЙ СИСТЕМАТИЧЕСКОЙ СЕРИИ МОДЕЛЕЙ.....	81



## *Судовые машины, механизмы и устройства*

<b>В.А. Яровенко</b> АСИНХРОННЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ В ГРЕБНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ.....	92
<b>В.В. Вычужанин</b> МИКРОКОНТРОЛЛЕРНОЕ УПРАВЛЕНИЕ КОМПЛЕКСОМ СКВ-ХУ В ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ РЕЖИМАХ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ..	101
<b>А.В. Шахов, В.И. Чимшир</b> МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СРОКОВ И ОБЪЕМОВ РЕМОНТА ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ.....	109
<b>В.Г. Сизов</b> О КОЛЕБАНИЯХ ГРУЗА ПРИ СПАРЕННОЙ РАБОТЕ ГРУЗОВЫХ СТРЕЛ.....	117

## *Устройство и оборудование морских портов*

<b>А.В. Гришин</b> СРАВНЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ СООРУЖЕНИЙ, ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ С ГРУНТОВОЙ СРЕДОЙ.....	122
<b>А.В. Черных</b> СОВМЕСТНЫЙ УПРУГОПЛАСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СУХИХ ДОКОВ И ОКРУЖАЮЩЕЙ ИХ ГРУНТОВОЙ СРЕДЫ. ....	129
<b>Федорова Е.Ю.</b> ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДАВЛЕНИЙ НА НАКЛОННОЙ СТЕНКЕ ПОДВОДНОГО ВОЛНОЛОМА.....	137
<b>А.А. Малаксиано</b> МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАЗВИТИЯ ПАРКА СТАЦИОНАРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПОРТА.....	147
<b>Н.Ф. Зубко</b> РАСЧЕТ СРЕДНЕГО ЗНАЧЕНИЯ СУММАРНОГО БЮДЖЕТА РАБОЧЕГО ВРЕМЕНИ ПАРКА ОДИНАКОВЫХ МАШИН.....	156
<b>А.М. Ясиновский</b> КОМПЛЕКСНЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КАК БАЗА СОЗДАНИЯ ГРЕЙФЕРОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ.....	164
<b>Каганов Я.И., Адамчук Н.В., Лагутина Л.В.</b> НАНОСНОЙ РЕЖИМ И ТИПЫ ЭРОЗИОННО-АККУМУЛЯТИВНОГО ПРОЦЕССА РЕЧНОГО РУСЛА.....	180

## *Управление проектами и развитие производства*

<b>Ю.Л. Воробьев, И.А. Лапкина</b> ПЕРСПЕКТИВНЫЙ РЫНОК ПРОЕКТОВ НА МОРСКОМ ТРАНСПОРТЕ.....	191
<b>А.В. Слободян</b> СТАТИСТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ “МОРЕ-ЗАЛІЗНИЦЯ”.	199

*Наукове видання*

**ВІСНИК**  
**ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО**  
**МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

**Збірник наукових праць**

*Українською, російською  
та англійською мовами*

**Випуск 12**

*Свідоцтво про державну реєстрацію:  
серія КВ № 278  
від 25.07.1997 р.*

Комп'ютерна верстка та розробка  
оригінал-макету збірника - *Мусієчко Т.Г.*

---

Підписано до друку з оригінал-макету 26.11.03.  
Формат 70×108/16. Папір офсетний. Ум.друк.арк. 13,0.  
Замовлення № 1267. Тираж 100.

**Адреса редакційної колегії та видавництва ОНМУ:  
65029, Одеса, вул. Мечникова, 34, тел. 728-31-14.**