

УДК 629.01:629.561.1

В. Д. Вешуткин, А. Е. Жуков

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИИ КОРПУСА СУДНА
НА ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКИХ МОДЕЛЯХ**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Приведены описание и результаты экспериментального исследования характеристик вибрации корпуса буксира, находящегося на стапельных опорах, в потоконаправляющей камере, при работе двигателя и винтов с использованием тензометрических моделей.

Ключевые слова: вибрация, колебания, корпус судна, буксир, тензометрическая модель, теория размерностей, теория подобия.

При производстве буксиров крупными сериями возникает необходимость сдачи силовой установки и систем в ходовых режимах. Для организации такой работы в зимний период спроектирована потоконаправляющая камера (ПНК), позволяющая в цеховых условиях имитировать ходовые режимы судна, имеющего винты регулируемого шага (ВРШ).

В цеховых условиях судно находится на стапельных опорах, а кормовая оконечность находится в воде, залитой в ПНК. Вибрационные характеристики судна, в связи с этим, существенно отличаются от вибрационных характеристик в условиях свободного плавания судна на воде.

Данная задача является нестандартной, так как отработанной и утвержденной методики расчета характеристик вибрации для данных условий не существует. Было выполнено исследование частот колебаний судна в целом и отдельных его частей. В рамках реализации задачи для подтверждения расчетов производились, в частности, экспериментальные исследования характеристик вибрации на тензометрических моделях, описанию чего и посвящена данная работа.

Критерии подобия

Согласно теории размерностей и подобия в механике [10], для моделирования явлений вибрации корпуса судна необходимо выбрать определяющие параметры. Для рассматриваемого случая в качестве определяющих параметров выбраны:

- главные размерения судна L, B, H ;
- ускорение свободного падения g ;
- интенсивность масс m ;
- жесткость корпуса EI ;
- упор винта P ;
- диаметр винта D ;
- шаг винта H_B ;
- число лопастей винта z ;
- линейные размеры винта l_1, l_2, \dots, l_n ;
- дисковое отношение θ ;
- число оборотов винта n ;
- плотность воды ρ .

Число размерных величин из данного набора параметров равно двенадцати. Согласно π -теореме, безразмерные комбинации из этих параметров будут следующими:

$$\pi_1 = \frac{L}{B}; \quad \pi_2 = \frac{L}{H}; \quad \pi_3 = \frac{D}{H_B}; \quad \pi_4 = \frac{EI}{PL^2}; \quad \pi_5 = \frac{n^2 D}{g};$$

$$\pi_6 = \frac{P}{\rho n^2 D^4}; \quad \pi_7 = \frac{D}{L}; \quad \pi_8 = \frac{l_1}{L}; \quad \pi_9 = \frac{m}{\rho L^2}.$$

По теории подобия безразмерные комбинации природы и модели одинаковы: $\pi_{1H} = \pi_{1M}$, откуда следует $\frac{L_H}{B_H} = \frac{L_M}{B_M}$ или $\frac{L_H}{L_M} = \frac{B_H}{B_M} = \lambda$, где λ — геометрический масштаб; $\pi_{2H} = \pi_{2M}$, откуда

следует $\frac{L_H}{L_M} = \frac{H_H}{H_M} = \lambda$; $\pi_{3H} = \pi_{3M}$, откуда следует $\frac{D_H}{D_M} = \frac{H_{BH}}{H_{BM}} = \lambda$; $\pi_{4H} = \pi_{4M}$, откуда следует

$$\frac{(EI)_H}{P_H L_H^2} = \frac{(EI)_M}{P_M L_M^2} \text{ или } \frac{(EI)_H}{(EI)_M} = \frac{P_H}{P_M} \cdot \frac{L_H^2}{L_M^2}; \quad \pi_{5H} = \pi_{5M}, \text{ откуда следует } \frac{n_H^2 D_H}{g_H} = \frac{n_M^2 D_M}{g_M}, \text{ а учитывая, что}$$

$g_H = g_M$, получим $\frac{n_H^2}{n_M^2} = \frac{D_H}{D_M} \cdot \frac{g_H}{g_M} = \frac{1}{\lambda}$, значит, $\frac{n_H}{n_M} = \frac{1}{\sqrt{\lambda}}$; $\pi_{6H} = \pi_{6M}$, откуда следует

$$\frac{P_H}{\rho_H n_H^2 D_H^2} = \frac{P_M}{\rho_M n_M^2 D_M^2} \text{ или } \frac{P_H}{P_M} = \frac{\rho_H}{\rho_M} \cdot \frac{n_H^2}{n_M^2} \cdot \frac{D_H^2}{D_M^2}.$$

Учитывая, что жидкостью является вода, то есть $\rho_H = \rho_M$, $\frac{P_H}{P_M} = 1 \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot \lambda^4 = \lambda^3$. Тогда от-

ношение жесткостей корпуса будут равно $\frac{(EI)_H}{(EI)_M} = \lambda^3 \lambda^2 = \lambda^5$. $\pi_{7H} = \pi_{7M}$, откуда $\frac{D_H}{D_M} = \frac{L_H}{L_M} = \lambda$;

$\pi_{8H} = \pi_{8M}$, откуда $\frac{l_{1H}}{l_{1M}} = \frac{L_H}{L_M} = \lambda$; $\pi_{9H} = \pi_{9M}$, откуда $\frac{m_H}{m_M} = \frac{\rho_H}{\rho_M} \cdot \frac{L_H^2}{L_M^2} = 1 \cdot \lambda^2 = \lambda^2$;

Поскольку $\nu_H = \nu_M$ (кинематическая вязкость жидкости) одновременно удовлетворить критерию подобия по Фруду и Рейнольдсу не удастся. Однако при определенных масштабах попадаем в автомодельную область по числу Рейнольдса, то есть масштабный эффект отсутствует при $Re > Re^{kp}$, где $Re^{kp} = 3 \dots 5 \cdot 10^5$.

Правильность выбранных масштабов проверяем на удовлетворение условий кинематического и динамического подобия, которые соблюдаются при выполнении следующих безразмерных критериев [10, 12]:

- числа Струхала

$$Sh = T v / L; \tag{1}$$

- числа Фруда

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}; \tag{2}$$

- критерий Коши

$$Co = \frac{EI \tau^2}{\rho_k L^6}, \tag{3}$$

где T — характерное время; v — скорость в сходственных точках.

Очевидно, что масштаб времени равен $\frac{T_H}{T_M} = \frac{n_H}{n_M} = \sqrt{\lambda}$, а масштаб скорости

$$\frac{v_H}{v_M} = \frac{L_H n_H}{L_M n_M} = \lambda \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = \sqrt{\lambda}.$$

Тогда $\frac{Sh_H}{Sh_M} = \frac{T_H \cdot v_H \cdot L_M}{T_M \cdot v_M \cdot L_H} = \sqrt{\lambda} \sqrt{\lambda} \frac{1}{\lambda} = 1$, т. е. критерий Струхала выполнен, и

$$\frac{Fr_H}{Fr_M} = \frac{v_H \sqrt{g_M} \sqrt{L_M}}{v_M \sqrt{g_H} \sqrt{L_H}} = \sqrt{\lambda} \cdot 1 \cdot \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1 \text{ — критерий Фруда выполнен.}$$

Критерии Коши будет выполнен при условии $\rho_{KM} = \rho_{KH}$.

Плотность материала корпуса вместе с массами, связанными с корпусом, будет равна

$$\rho_K = k \frac{mL}{LBH\delta}, \text{ тогда}$$

$$\frac{\rho_{KH}}{\rho_{KM}} = \frac{k_H}{k_M} \frac{m_H}{m_M} \frac{B_M}{B_H} \frac{H_M}{H_H} \frac{\delta_M}{\delta_H}. \tag{4}$$

В последнем выражении $k_H = k_M$ — коэффициент распределения погонной массы; $\delta_H = \delta_M$ — коэффициент общей полноты.

Тогда $\frac{\rho_{KH}}{\rho_{KM}} = 1 \cdot \lambda^2 \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot 1 = 1$, то есть критерий Коши также выполняется.

На основе полученных зависимостей можно записать масштабы основных моделируемых величин, которые приведены в табл. 1.

Таблица 1

Масштабы основных моделируемых величин

Наименование величины	Обозначение	Масштаб
Главные размерения	L, B, H	λ
Ускорение	a, g	1
Интенсивность массы	m	λ^2
Масса	$M = m L$	λ^3
Жесткость корпуса	EI	λ^5
Усилия, упор винтов	P	λ^3
Плотность воды	ρ	1
Диаметр винта	D	λ
Шаг винта	H_B	λ
Число лопастей	z	1
Линейные размеры, определяющие геометрию винта	l_1, l_2, \dots, l_n	λ
Дисковое отношение	θ	1
Число оборотов	n	$1/\lambda^{1/2}$
Время	T	$\lambda^{1/2}$
Скорость	v	$\lambda^{1/2}$
Период колебаний	τ_K	$\lambda^{1/2}$
Частота колебаний	ω_K	$1/\lambda^{1/2}$

Выбор материала и масштаба модели

На выбор материала модели оказывают влияние многие факторы. Одним из наиболее важных является возможность проведения на модели инструментальных измерений. В качестве материала моделей сложных конструкций наибольшее распространение получили жель и органическое стекло [1, 7]. Поскольку в данной работе необходимо определить вибрационные характеристики конструкций буксира и дополнительные усилия на ступельные опоры, то наиболее удобным материалом для моделей при деформациях в упругой зоне является органическое стекло.

На выбор масштаба модели влияют масштабные эффекты и условие автомодельности по числу Рейнольдса. Для гидромеханических процессов, согласно работам [11, 12], должны соблюдаться условия:

$$\text{Re} \gg \text{Sh}; \text{Re} \gg \text{Fr}; \text{We} \gg 1/\text{Sh}; \text{We} \ll 1/\text{Fr}^2, \quad (5)$$

где We – число Вебера.

Эти неравенства теряют силу при масштабе модели 1/100 и менее, поэтому

$$\lambda = \frac{L_{\text{н}}}{L_{\text{м}}} = \frac{B_{\text{н}}}{B_{\text{м}}} = \frac{H_{\text{н}}}{H_{\text{м}}} \ll 100. \quad (6)$$

Учитывая изложенное, выбираем геометрический масштаб модели $\lambda = 16$.

Для исследования прочности конструкций успешно применяются условно конструктивно подобные модели [7]. В этом случае вводится еще масштаб толщин листовых конструкций $\tau = t_{\text{н}}/t_{\text{м}}$. При выбранном материале модели масштаб модулей нормальной упругости величина определенная:

$$\varepsilon = E_{\text{н}}/E_{\text{м}}. \quad (7)$$

Тогда можно записать

$$\frac{(EI)_{\text{н}}}{(EI)_{\text{м}}} = \lambda^5 = \varepsilon \frac{I_{\text{н}}}{I_{\text{м}}}. \quad (8)$$

Как известно из [7], масштаб моментов инерции поперечного сечения равен (для условно конструктивно подобной модели): $I_{\text{н}}/I_{\text{м}} = \lambda^3 \tau$, тогда $\varepsilon \lambda^3 \tau = \lambda^5$ и

$$\tau = \lambda^2/\varepsilon. \quad (9)$$

Подставляя числовые значения для $\lambda = 16$ и, $\varepsilon = \frac{2 \cdot 10^5 \text{ МПа}}{3,1 \cdot 10^3 \text{ МПа}} = 65$, получим значение

$\tau = 4$.

Основные размеры и характеристики модели буксира и ПНК приведены в табл. 2.

Таблица 2

Основные размеры и характеристики модели буксира и ПНК

Наименование величин	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			Натура	Модель
Длина судна	L	м	28,2	1,76
Ширина судна (по КВЛ)	B	м	8,2	0,512
Высота борта	H	м	4,3	0,27
Масса	M	кг	364000	89
Упор винта	P	кгс	6120	1,49
Диаметр винта	D	мм	1800	112
Мощность	N	вт	2×588000	2×36
Шпация	a	мм	600	37,5
Частота вращения винта	$n_{\text{в}}$	об/мин	300	1200
Частота вращения коленвала двигателя	$n_{\text{дв}}$	об/мин	500	2000
Толщина палубного настила	$t_{\text{п}}$	мм	6,0	1,5
Толщина обшивки борта	$t_{\text{б}}$	мм	12,0	3,0
Толщина обшивки днища	$t_{\text{дн}}$	мм	9,0	2,0
Длина ПНК	$L_{\text{ПНК}}$	м	9,4	0,588
Ширина ПНК	$B_{\text{ПНК}}$	м	9,45	0,590
Высота борта ПНК	$H_{\text{ПНК}}$	м	4,00	0,250
Шпация ПНК	$a_{\text{ПНК}}$	м	400	25
Толщина днища ПНК	$t_{\text{д}}$	мм	8,0	2,0
Толщина борта ПНК	$t_{\text{бор}}$	мм	10,0	2,5
Толщина палубы ПНК	$t_{\text{пал}}$	мм	8,0	2,0

Конструкция модели буксира и ПНК

Конструкция модели буксира

Форма корпуса модели несколько упрощена по сравнению с моторным судном. Форма поверхности днища кормовой оконечности сохранена подобной натурному корпусу, так как в этом районе моделируется движение жидкости в ПНК. Форма корпуса модели буксира показана на рис. 1. Сохранение распределения моментов инерции поперечных сечений по длине корпуса являлась основным при упрощении формы корпуса модели.

В корпусе модели воспроизведены практически все связи судового корпуса, то есть флоры, днищевые стрингеры, платформы с набором, продольные переборки с набором, шпангоуты холостые и рамные, бортовые стрингеры, бимсы холостые и рамные, карлингсы, фальшборты. Надстройка не моделировалась. Весь поперечный и продольный набор корпуса моделировался по площади поперечного сечения и моменту инерции, то есть

$$F_M = F_H / \lambda \tau, \quad (10)$$

$$I_M = I_H / \lambda^3 \tau. \quad (11)$$

Тавровый и прокатный профили натурного судна заменялись на полосу с соблюдением условий (10) и (11).

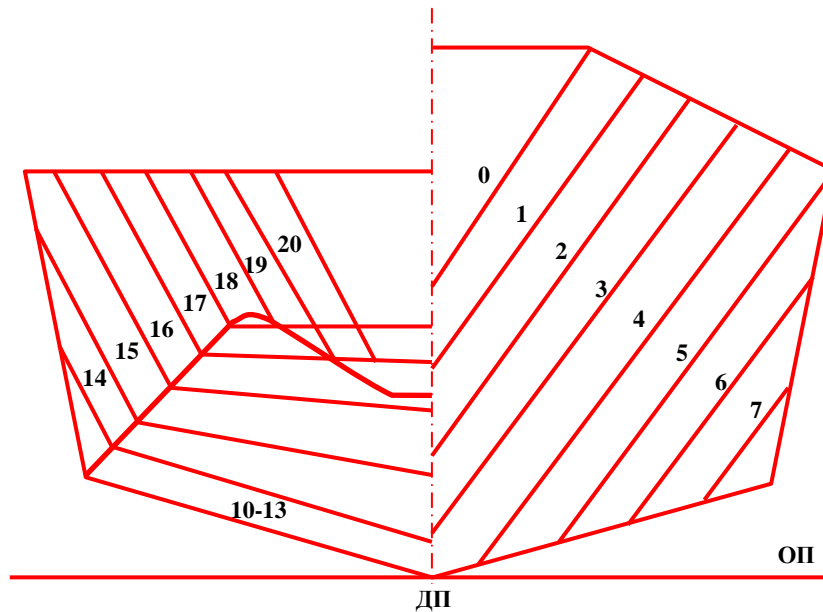


Рис. 1. Форма корпуса модели буксира

Конструкция винтов и привода к ним

Для воспроизведения в модели нагрузок, возникающих при работе натуральных винтов в ПНК, необходимо моделирование формы винтов и их характеристик. Для заданного режима работы натуральных ВРШ были изготовлены подобные модельные винты фиксированного шага. Винты были изготовлены из органического стекла в масштабе $\lambda=16$. Изгибная и крутильная жесткость валопровода не моделировалась. Привод валопроводов осуществлялся от электромоторов постоянного тока через угловые конические редукторы с передаточным отношением $i = 1/5,7$.

Конструкция модели ПНК

Форма модели ПНК полностью соответствовала натуре. В корпусе ПНК был воспроизведен весь набор, который устанавливался на натурном судне. Тавровый и прокатный набор заменялся в модели на полосу на основе уравнений (10) и (11).

Методика экспериментального исследования

Испытание модели буксира и ПНК проводилась на сборочном стапеле в лаборатории тензометрических моделей. Модель устанавливалась на стапельные опоры. Стапельные опоры моделировались по изгибной жесткости их вертикальных элементов. Моделирование деревянных подушек и деревянные клиньев осуществлялось с помощью резиновых прокладок толщиной 10 мм. Площадь прокладки выбиралась из условия моделирования вертикальной жесткости каждой стапельной опоры.

На разных этапах испытания моделировалась работа двух винтов буксира в условиях ПНК и работа одного дизеля на действие пульсирующего крутящего момента.

Испытания модели при работе винтов

Испытания выполнялись для трех вариантов крепления корпуса буксира с ПНК.

1. Соединение корпуса буксира с корпусом ПНК было выполнено только на 32 шпангоуте с помощью соединительного водонепроницаемого комингса.

2. К первому варианту добавлена кормовая опора на 47 шпангоуте, которая имитировала кормовой домкрат ПНК.

3. К первым двум вариантам добавлялось дополнительное соединение с камерой в сечении по 41 шпангоуту.

Для каждого конструктивного варианта закрепления кормы испытания проводились при числе оборотов валов $n = 1200$ об/мин, что соответствовало $n = 300$ об/мин натурального судна.

Число оборотов валов контролировалось строботаксометром. Привод осуществлялся от электродвигателя постоянного тока через конический угловой редуктор.

При испытаниях регистрировались вертикальные и горизонтальные ускорения в точках установки датчиков. Нагрузка масс модели соответствовало ступенчатой эпюре для натурального судна. Ординаты ступенчатой эпюры пересчитывались с натурной эпюры по формуле

$$m_m = m_n / \lambda^3. \quad (11)$$

Массы дополнительных грузов, устанавливаемых на модель, определялись как разность между требуемой массой, определяемой по формуле (11) и массой корпуса модели и устанавливаемого на нее оборудования, приходящейся на данную шпацию. Все дополнительные груза были распределены по практическим шпациям. Дополнительные грузы имели цилиндрическую форму, величина груза определялась взвешиванием. Материалом грузов являлись латунь и свинец. К корпусу модели грузы крепились болтом в одной точке.

Испытания модели при действии пульсирующего крутящего момента

Амплитуда пульсаций момента в модельном эксперименте составляла $M = 2,08$ кг·см при числе оборотов $n = 8000$ об/мин, что соответствовало в натуре четырем пульсациям момента за один оборот коленчатого вала. Амплитуда пульсаций момента в натурном судне была задана заказчиком (136,5 тс см). Число оборотов коленчатого вала дизеля = 5000 об/мин. Пульсирующий момент создавался специально сконструированной установкой с вращающимися эксцентрически расположенными массами. Распределение масс по длине и ширине модели одинаковое с первым этапом испытаний. На этом этапе испытаний записывались сигналы с датчика ускорений. Число оборотов вала электродвигателя ($n = 8000$ об/мин) контролировалось строботаксометром.

Аппаратура и обработка результатов измерений

Измерение ускорений

Для измерения ускорения использовались датчики ускорений ДУ-50 и виброизмерительная аппаратура ВИ-6-6 ТН. Схема установки датчиков на модели приведена на общей схеме расположения датчиков (рис. 2). Сигналы с датчиков передавались на компьютер посредством аналого-цифрового преобразователя (АЦП), где фиксировались в специальной программе обработки сигналов АЦП.

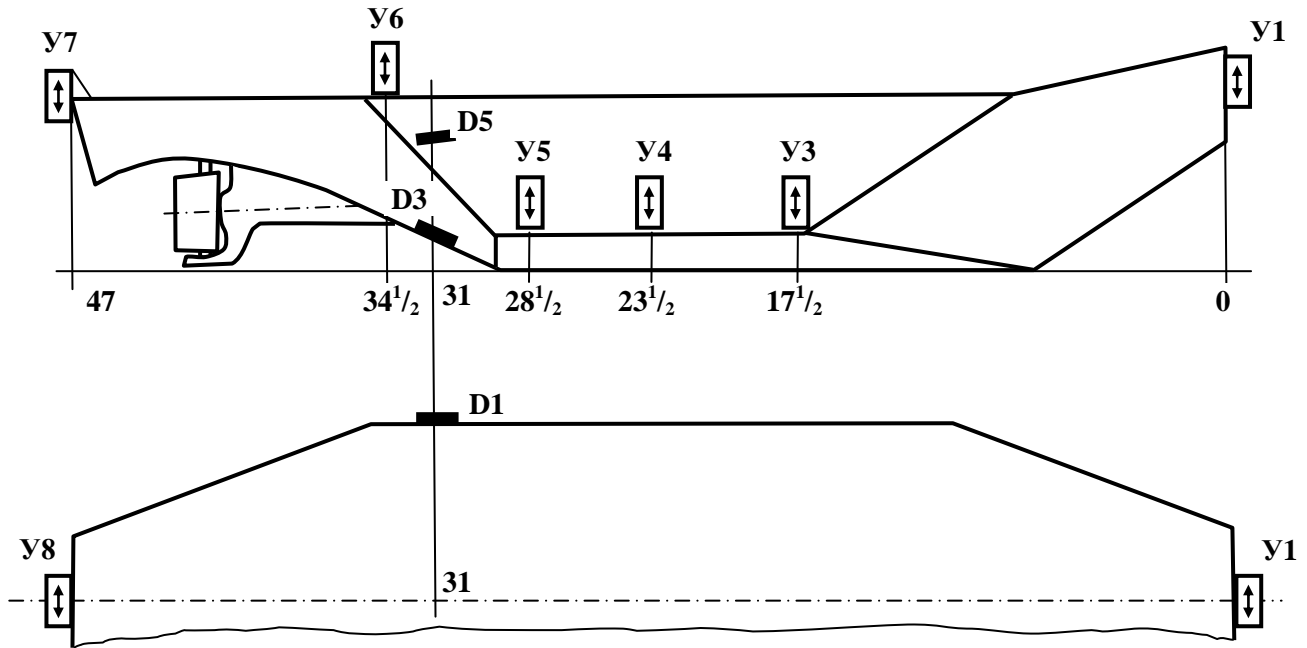


Рис. 2. Схема расположения датчиков на корпусе модели:

☒ — датчик ускорений (стрелками показано направление измеряемого ускорения);

— тензодатчики для измерения деформаций

Измерение деформаций

Измерение деформаций корпуса модели буксира выполнялось с помощью проволочных тензорезисторов с базой 13 мм и начальным сопротивлением $R_0=120$ Ом. Тензодатчики включались в электрическую измерительную схему в виде моста Уинстона. Измерения проводились по методу разбаланса моста (метод непосредственной оценки). Датчики наклеивались на очищенную и обезжиренную поверхность корпуса модели. Для усиления мощности сигнала разбаланса мостов использовался четырехканальный усилитель ТА-5. Усиленные сигналы мостовых схем передавались на компьютер посредством АЦП.

Деформации в корпусе модели определялись по формуле

$$\varepsilon = \frac{2}{S} \varepsilon_n \frac{A}{A_T} \cong 0,25 \cdot 10^{-3} \frac{A}{A_T},$$

где $S = 2,05$ — коэффициент тензочувствительности датчика;

$\varepsilon_n = 0,25 \cdot 10^{-3}$ — тарировочная относительная деформация прибора;

A — амплитуда записи, мм;

A_T — тарировочное отклонение, мм.

Результаты экспериментального исследования

В результате испытаний тензометрической модели буксира получены осциллограммы ускорений и деформаций корпусных конструкций в различных поперечных сечениях корпуса. Амплитудные значения ускорений и деформаций для различных этапов испытаний приведены в табл. 4. Обозначения этапов приведены в табл. 3.

Из анализа табл. 4 видно, что закрепление корпуса на 41 шпангоуте в дополнение к кормовому домкрату, увеличивает действующие ускорения в поперечных сечениях корпуса. Установка только кормового домкрата снижает ускорения в оконечностях по сравнению с незакрепленной кормой. Наибольшая величина ускорения получена для варианта закрепления на 41 шпангоуте и кормовым домкратом и равна $7,48 \text{ м/с}^2$. Для варианта с кормовым домкратом наибольшее ускорение при расчетном режиме составляет 6,67, при высоте налива воды в ПНК 3,44 м. При увеличении высоты налива воды в ПНК (осадки судна) до 3,7 м максимальная величина действующего ускорения снижается до $5,29 \text{ м/с}^2$. Для варианта незакрепленной кормой наибольшие ускорения достигают величины $6,56 \text{ м/с}^2$.

Величины перемещений корпуса относительно положения статического равновесия в местах установки датчиков ускорений для натурального корпуса буксира, полученные в результате пересчета, приведены в табл. 5, а также приведены величины амплитуд действующих динамических усилий на опорные конструкции для натурального судна. Наибольшее усилие 50 кН получено для варианта с дополнительным креплением корпуса к ПНК на 41 шпангоуте. Для варианта с кормовой опорой наибольшее усилие составляет 38,4 кН.

Таблица 3

Обозначение этапов испытаний

Этап	Нагрузка	Конструктивный вариант закрепления	Частота вращения		Уровень воды в ПНК	
			Модель	Натура	Модель, мм	Натура, м
I	Работа двух винтов	Корма не закреплена	1200	300	215	3,44
II	Работа дизеля	Корма не закреплена	8000	4×500=2000	215	3,44
III	Работа двух винтов	Корма закреплена на 46 ^{1/2} шп.	1200	300	215	3,44
IV	Работа двух винтов	Корма закреплена на 46 ^{1/2} шп.	1200	300	231	3,70
V	Работа двух винтов	Корма закреплена на 41 и 46 ^{1/2} шп.	1200	300	231	3,70
VI*	Вибромашина на шп.37	Корма не закреплена	0...16000	—	215	3,44
VII*	Вибромашина на шп.2	Корма не закреплена	0...16000	—	215	3,44

Примечание: * Этапы выполнены для определения собственных частот

Таблица 4

Результаты испытаний модели

Этап	Амплитуды ускорений, м/с^2								Амплитуды деформаций, $\epsilon \times 10^6$		
	У1	У2	У3	У4	У5	У6	У7	У8	D1	D2	D3
I	—	5,40	3,70	4,57	5,74	6,56	5,51	—	7,5	0,89	31,2
II	—	0,75	1,42	1,70	1,17	0,39	0,29	—	0	0	0
III	2,65	3,00	3,38	2,8	5,36	6,67	2,43	4,44	6,25	2,23	26,2
IV	3,35	3,30	3,38	3,69	5,1	5,29	3,40	3,88	7,5	2,23	31,2
V	4,18	4,50	5,15	5,05	4,34	7,48	7,45	4,00	6,25	4,46	24,6

Таблица 5

Результаты пересчета с модели на натурное судно

Этап	Амплитуды ускорений, мм								Амплитуды деформаций, кН		
	У1	У2	У3	У4	У5	У6	У7	У8	D1	D2	D3
I	—	0,130	0,092	0,110	0,140	0,160	0,140	—	17,4	44,0	25,2
II	—	0,020	0,037	0,044	0,030	0,010	0,008	—	7,0	17,6	5,4
III	0,064	0,072	0,082	0,068	0,129	0,161	0,059	0,107	15,5	27,2	23,2
IV	0,088	0,086	0,088	0,096	0,133	0,138	0,039	0,102	16,6	38,4	23,9
V	0,104	0,112	0,128	0,125	0,108	0,186	0,186	0,100	24,2	50,0	19,4

Библиографический список

1. Архангородский, А. Г. Моделирование прочности судовых конструкций / А. Г. Архангородский, Л. М. Беленький. – Л.: Судостроение, 1969. – 222 с.
2. Давыдов, В. В. Динамический расчет прочности судовых конструкций / В. В. Давыдов, Н. В. Маттес. – Л.: Судостроение, 1974. – 336 с.
3. Дорогостайский, Д. В. Теория и устройство судна / Д. В. Дорогостайский, М. М. Жученко, Н. Я. Мальцев. – Л.: Судостроение, 1976. – 413 с.
4. Козлов, В. И. Судовые энергетические установки / В. И. Козлов, П. И. Титов, Ф. Л. Юдицкий. – Л.: Судостроение, 1969.
5. Курдюмов, А. А. Прочность корабля / А. А. Курдюмов. – Л.: Судпромгиз, 1956. – 384 с.
6. Курдюмов, А. А. Вибрация корабля / А. А. Курдюмов. – Л.: Судпромгиз, 1961.
7. Перлин, А. А. Исследование прочности судовых конструкций на металлических моделях / А. А. Перлин, М. К. Шалкин, Ю. К. Хрящев. – Л.: Судостроение, 1967. – 80 с.
8. Постнов, В. А. Вибрация корабля: учебник / В. А. Постнов, В. С. Калинин, Д. М. Ростовцев. – Л.: Судостроение, 1983. – 248 с.
9. Прочность судов внутреннего плавания: справочник / В. В. Давыдов [и др.]. – М.: Транспорт, 1978. – 520 с.
10. Седов, Л. И. Методы подобия и размерности в механике / Л. И. Седов. – М.: Наука, 1987. – 432 с.
11. Холодилин, А. Н. Моделирование мореходных качеств судов в опытовых бассейнах // А. Н. Холодилин / Сб. научн. тр. НТО Судпрома. – Л.: Судостроение, 1972. Вып. 173. С. 110–114.
12. Эпштейн, Л. А. Методы теории размерностей и подобия в задачах гидромеханики судов / Л. А. Эпштейн. – Л.: Судостроение, 1970. – 208 с.

Дата поступления
в редакцию 01.07.2014

V. D. Veshutkin, A. E. Zhukov

THE EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE VIBRATION OF THE SHIP'S HULL ON STRAIN GAUGE MODELS

Nizhny Novgorod state technical university n. a. R. E. Alexeev

Objective: Experimental investigation of the characteristics of the vibration of the hull of the tugboat, located on the building berth supports under the load of the engine and propeller screws, with the use of strain-gauge models.

Methodology/Approach: The theories of similarity and dimensions are used. The strain-gauge model for research was made of plexiglas

Results: As a result of tug model tests received graphics acceleration and deformations of hull structures in various cross sections of the body.

Key words: vibration, vibration, the hull of the vessel, tug, strain model, the theory of dimensions, the theory of similarity.