

УДК 629.5.015.4

СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ИНЕРЦИОННЫХ НАГРУЗОК НА ПОДШИПНИКИ ВАЛОПРОВОДА СУДНА ПРИ ПРОДОЛЬНОЙ КАЧКЕ НА НЕРЕГУЛЯРНОМ ВОЛНЕНИИ

Урсолов А. И., аспирант Национального университета кораблестроения имени адм. Макарова, e-mail: aleksandr.ursolov@nuos.edu.ua, ORCID: 0000-0003-4079-3415;
Некрасов В. А., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой теории и проектирования судов Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, e-mail: valery.nekrasov@nuos.edu.ua, ORCID: 0000-0002-7157-9481

Выполнена статистическая оценка ускорений, вызванных продольной качкой судна, в районе валопровода для ряда режимов встречного нерегулярного волнения. Дана оценка величины экстремальных ускорений с учётом долговременных распределений режимов волнения, а также по рекомендациям, приведенным в Правилах ряда классификационных обществ. Исследовано влияние инерционных сил валопровода во время качки на нагрузки, действующие на подшипники вала. Дана оценка экстремальным нагрузкам на подшипники валопровода за весь срок службы судна. Моделирование качки судна выполнялось в рамках линейной теории качки, а изгиб валопровода рассчитывался методом конечных элементов. Все расчёты выполнены для трёх судов с различной длиной, что позволило сделать выводы о влиянии длины на величину дополнительных инерционных нагрузок на подшипники валопровода.

Ключевые слова: ускорения при качке, статистическая оценка, инерционные силы, нагрузки на подшипники.

DOI: 10.33815/2313-4763.2019.2.21.067-076

Вступление. Надёжность и долговечность работы подшипников судового валопровода, особенно наиболее нагруженных кормовых подшипников (дейдвудного или подшипника кронштейна), зависит от того, насколько точно определены нагрузки на подшипники, действующие во время эксплуатации. В результате неправильной оценки нагрузок, возможны две в одинаковой степени неблагоприятные ситуации: перегрузка подшипника или его недостаточная загруженность. В первом случае, нарушается гидродинамическая смазка в подшипнике, что приводит к перегреву или интенсивному износу его вкладышей и, как следствие, к их преждевременному выходу из строя. Во втором случае, гидродинамическая смазка становится неустойчивой, возникают значительные роторные колебания вала в границах зазора подшипника, возможно возникновение биения вала и усталостное разрушение вкладышей.

Валопровод располагается в кормовой части судна, что может приводить к достаточно высоким вертикальным ускорениям при качке на интенсивном волнении. Поскольку гребной винт, валы, соединительные фланцы и муфты имеют большую массу, качка может приводить к значительным инерционным нагрузкам на подшипники валопровода, которые следует учитывать в расчётах центровки в качестве эксплуатационных условий.

Данные тензометрирования гребных валов ряда судов [1] выявило значительные нерегулярные изменения напряжения изгиба в вале при волнении моря с возрастанием амплитуд изгибающих моментов в несколько раз, по сравнению с зарегистрированными при движении на тихой воде, что свидетельствует о необходимости учёта волнения моря и качки судна в расчётах центровки валопровода. К сожалению, в работе [1] влияние качки было исследовано без разделения на факторы влияния (силы инерции масс, гидродинамические нагрузки на винт, деформации днища на волнах), что не позволяет использовать полученные данные для выполнения прогностических расчётов.

В соответствии с действующим руководящим документом [2], расчёт основных параметров центровки валопровода необходимо выполнять с учётом эксплуатационных факторов, в которые входят, в том числе, упругие деформации корпуса судна, вызванные

волнением моря и гидродинамические моменты на гребном винте, однако не упомянуты силы инерции масс, вызванные качкой.

Учёт сил инерции масс от качки является общепринятой практикой при расчёте эксплуатационных нагрузок на перевозимые грузы [3, 4] и закреплён в Правилах классификационных обществ при проектировании связей корпуса судна [5–10]. Следует также заметить, что в работах [11, 12] была показана важность учёта инерционных сил, действующих на валопровод во время качки, вследствие большой массы винта и самого валопровода.

Таким образом, публикаций, связанных с исследованием работы валопровода при эксплуатации на волнении, не хватает для получения комплексной завершённой методики расчёта изгиба вала с учётом данного эксплуатационного фактора. В данной статье предложена методика учёта нагрузок инерции масс гребного винта и валопровода, вызванные качкой судна, на подшипники валопровода и выполнена статистическая оценка для трёх судов с различной длиной.

Метод расчёта ускорений при качке судна. Первым шагом в оценке инерционных нагрузок на валопровод является расчёт ускорений в районе валопровода, вызванный качкой судна. Качка судна на стационарных режимах нерегулярного волнения в работе рассчитывалась по методике [13, 14], которая, в свою очередь, основана на линейной теории качки, спектральной теории морского нерегулярного волнения, теории плоских сечений и методе конформных отображений для расчёта гидродинамических характеристик шпангоутов. В работе [4] было показано, что при малых числах Фруда и (или) небольшой крутизне волн, в первом приближении можно не учитывать нелинейные эффекты качки, что даёт погрешность в безопасную сторону. Также в [4] доказано, что наибольшие ускорения возникают в вертикальном направлении во время продольной качки на встречном волнении, а ускорения в продольном и поперечном направлениях при бортовой качке значительно меньше, поэтому в настоящей работе рассматривалась только продольная качка на встречном волнении.

В качестве спектра нерегулярного волнения использовался спектр JONSWAP [14, 15], который в качестве основных исходных данных использует значительную высоту волны $h_{1/3}$ и средний период волнения \bar{T} . Результатом расчётов качки судна являются вероятностные характеристики колебаний центра тяжести судна: дисперсии вертикальной $D_{\zeta g}$ и килевой качки судна D_{ψ} , дисперсии их скоростей $D_{\dot{\zeta} g}$, $D_{\dot{\psi}}$, ускорений $D_{\ddot{\zeta} g}$, $D_{\ddot{\psi}}$ и кросскорреляционные функции $K_{\zeta g \psi}$, $K_{\dot{\zeta} g \dot{\psi}}$, $K_{\ddot{\zeta} g \ddot{\psi}}$.

Дисперсия вертикального ускорения в произвольной точке с координатой x (определённой относительно центра тяжести судна) вычисляется по формуле [16]:

$$D_{\ddot{z}_m} = D_{\ddot{\zeta} g} + x^2 D_{\ddot{\psi}} - 2x K_{\ddot{\zeta} g \ddot{\psi}}, \text{ м}^2/\text{с}^4.$$

Важной статистической характеристикой процесса ускорений является «значительные» амплитуды ускорений, соответствующие обеспеченности $Q_{1/3} = 0.14$, которые при линейной постановке расчёта качки имеют одинаковые значения как в положительном направлении, так и в отрицательном. Расчёт «значительных» амплитуд ускорений производится по формуле:

$$a_{1/3} = 2\sqrt{D_{\ddot{z}_m}}, \text{ м}/\text{с}^2.$$

Для оценки максимальных ускорений a_{\max} , которые могут возникнуть за всё время эксплуатации судна (≈ 24 года), требуется определить амплитуды ускорений с обеспеченностью $Q_{\max} = 10^{-8}$. При этом необходимо учесть все возможные режимы волнения, которые могут иметь место на маршрутах эксплуатации судна, что можно сделать с помощью формулы полной вероятности [17]. В качестве района плавания в

данной работе была принята Северная Атлантика, как область Мирового океана с наиболее суровыми условиями плавания, статистика по режимам волнения для которого приведена в [18]. Таким образом, амплитуды максимальных ускорений a_{\max} от уровня обеспеченности Q_{\max} можно определить с помощью численного или графического решения следующего уравнения полной вероятности [17]:

$$Q_{\max} = \sum_i \sum_j p(h_{1/3i}, \bar{T}_j) \exp\left(-\frac{a_{\max}^2}{2D_{\zeta n}(h_{1/3i}, \bar{T}_j, v_{ij})}\right), \quad (1)$$

где $p(h_{1/3i}, \bar{T}_j)$ – вероятность (частота) появления режима волнения со значительной высотой волны $h_{1/3i}$ и средним периодом \bar{T}_j , v_{ij} – скорость хода судна на этом режиме волнения, $D_{\zeta n}(h_{1/3i}, \bar{T}_j, v_{ij})$ – соответствующая дисперсия ускорений.

Скорость судна на волнении v с учётом естественных и вынужденных потерь, в свою очередь, является сложной функцией режима волнения, формы корпуса, гидродинамических характеристик гребного винта и склонности капитана судна к риску. Было принято следующее аналитическое выражение, позволяющее приближённо определить скорость судна в узлах на всех режимах волнения [11]:

$$v(h_{1/3}, \bar{T}) = \begin{cases} v_{\max}, & h_{1/3} \leq 1 \text{ м}; \\ v_{\min} + \max\left(0, \frac{v_{\max} - v_{\min}}{2} \left[1 + \cos\left(\frac{\pi(h_{1/3} - 1)}{13}\right)\right] - \Delta v(h_{1/3}, \bar{T})\right), & 1 < h_{1/3} < 14 \text{ м}; \\ v_{\min}, & h_{1/3} \geq 14 \text{ м}, \end{cases} \quad (2)$$

где v_{\max} – максимальная эксплуатационная скорость судна, уз; $v_{\min} = 5$ уз – минимально допустимая скорость судна во время шторма из условий сохранения управляемости судна; $\Delta v(h_{1/3}, \bar{T})$ – дополнительная поправка скорости в случае резонанса судна при качке [11]:

$$\Delta v(h_{1/3}, \bar{T}) = \begin{cases} 0, & |\bar{T} - \bar{T}_0| \geq 3 \text{ с}; \\ \frac{(v_{\max} - v_{\min})(h_{1/3} - 12)}{104} \left[1 + \cos\left(\frac{\pi(\bar{T} - \bar{T}_0)}{3}\right)\right] \cos\left(\frac{\pi}{13}\left(h_{1/3} - \frac{41}{2}\right)\right), & |\bar{T} - \bar{T}_0| < 3 \text{ с}, \end{cases} \quad (3)$$

где \bar{T}_0 – средний период волнения, соответствующий наступлению резонанса при совпадении частоты максимума спектра и собственной частоты продольной качки. Выражения (2) и (3) получены из условий, что при слабом волнении потерь скорости нет, при любых условиях скорость не будет снижаться ниже, чем 5 узлов, и при резонансе будет иметь место дополнительное снижение скорости тем больше, чем больше высота волны.

Кроме прямого решения уравнения (1), экстремальные ускорения можно также получить с помощью рекомендаций, приведенных в нормативных документах классификационных обществ [5–10], однако применение этих ускорений для расчёта инерционных нагрузок на элементы пропульсивной установки судна не регламентируются.

Метод расчёта изгиба валопровода и нагрузок на подшипники. Расчёт параметров изгиба валопровода выполнялся методом конечных элементов с помощью программного обеспечения ShaftDesigner [19], которое основано на балочной идеализации валопровода и позволяет учитывать зазор в подшипниках валопровода (отрыв вала от поверхности вкладыша подшипника и возможный контакт в верхней его части).

В работе расчёт выполнялся в предположении, что плёнка гидродинамической смазки в подшипниках отсутствует, поскольку данное предположение значительно ускоряет расчёт и не приводит к значительным изменениям в результирующих нагрузках на подшипники. Также в работе рассматривались только гидродинамические нагрузки, действующие на гребном винте на тихой воде, и не учитывались деформации корпуса, вызванные качкой судна. Это вызвано тем, что целью работы было исследование нагрузок инерции масс, которые ранее не исследовались, в отличие от результатов по влиянию качки

на гидродинамические нагрузки на гребном винте [20]. Таким образом, в настоящей работе в качестве внешних сил, действующих на валопровод, приняты следующие нагрузки:

- распределённый собственный вес элементов валопровода $q_{sh}(x) = -gm_{sh}(x)$, где $m_{sh}(x)$ – погонная масса валопровода, кг/м;
- вес гребного винта $P_{pr} = -gM_{pr}$, где M_{pr} – масса гребного винта, кг, $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;
- гидродинамические нагрузки на гребном винте на тихой воде, рассчитанные в соответствии с рекомендациями [21], а именно сила P_v и момент M_v в вертикальной плоскости, сила P_h и момент M_h в горизонтальной плоскости;
- силы инерции масс валопровода $q_{in}(x) = -a_{sh}(x)m_{sh}(x)$, где $a_{sh}(x)$ – вертикальные ускорения, действующие на оси валопровода, м/с²;
- силы инерции масс гребного винта $P_{in} = -a_{pr}M_{pr}$, где a_{pr} – вертикальные ускорения, действующие в центре тяжести винта, м/с².

Результаты расчётов и их анализ. В качестве объектов исследования было выбрано три судна с различными характеристиками, в частности длина судов равна 80, 150 и 220 м, а эксплуатационные скорости – 15, 14 и 16 уз. соответственно. Первое судно снабжения с двухвальной силовой установкой и редукторами, второе и третье – балкеры с прямой передачей на малооборотный дизельный двигатель. Для всех судов были найдены допустимые смещения подшипников из условий выполнения всех необходимых требований к технологии центровки.

В табл. 1 приведены значительные ускорения $a_{1/3}$, действующие на валопровод на квазистационарных режимах волнения, максимальные ускорения a_{max} за весь срок службы и ускорения, рассчитанные согласно рекомендаций различных классификационных обществ: Регистр судоходства Украины (PCY) [5], Российский морской регистр судоходства (PMPC) [6], Bureau Veritas (BV) [7], Det Norske Veritas (DNV) [8], Germanischer Lloyd (GL) [9], American Bureau of Shipping (ABS) [10]. Все ускорения в таблице приведены в безразмерном виде относительно ускорения свободного падения g , при этом первое значение в ячейке соответствует ускорениям в носовом, а второе – кормовому концу валопровода. Как видно из табл. 1, как на квазистационарных режимах волнения, так и в случае прямого расчёта на основе долговременных распределений режимов волнения, на судне с длиной 220 м имеют место меньшие ускорения, чем на судах с меньшей длиной.

Таблица 1 – Амплитуды ускорений по длине валопровода

	<i>Режим волнения</i>	<i>L = 80 м</i>	<i>L = 150 м</i>	<i>L = 220 м</i>
Значительные краткосрочные	$h_{1/3} = 0,6$ м, $\bar{T} = 8,5$ с	0,027-0,035	0,027-0,035	0,011-0,014
	$h_{1/3} = 1,8$ м, $\bar{T} = 8,5$ с	0,079-0,10	0,082-0,10	0,033-0,041
	$h_{1/3} = 4,3$ м, $\bar{T} = 9,5$ с	0,14-0,18	0,14-0,18	0,098-0,13
	$h_{1/3} = 7,9$ м, $\bar{T} = 11,5$ с	0,15-0,21	0,15-0,20	0,12-0,16
	$h_{1/3} = 11,6$ м, $\bar{T} = 12,5$ с	0,16-0,24	0,18-0,24	0,15-0,19
	$h_{1/3} = 14,0$ м, $\bar{T} = 13,5$ с	0,16-0,25	0,20-0,26	0,16-0,21
Максимальные долговременные	Прямой расчёт a_{max}	0,51-0,77	0,57-0,76	0,41-0,54
	PCY, PMPC	0,37-0,73	0,38-0,49	0,33-0,41
	Bureau Veritas	0,41-0,47	0,31-0,35	0,26-0,30
	Det Norske Veritas	0,49-1,00	0,60-0,78	0,46-0,60
	Germanischer Lloyd	0,53-0,98	0,74-0,95	0,67-0,83
	American Bureau of Shipping	0,63-1,10	0,57-0,64	0,44-0,50

Значения максимальных вертикальных ускорений, полученных прямым расчётом, близки к приведенным в работе [4], что свидетельствует о достоверности результатов. В свою очередь, рекомендации различных классификационных обществ дают значительно разнящиеся значения ускорений. В общем, рекомендации BV дают заниженные значения ускорений по сравнению с прямым расчётом, а GL наоборот – завышенные. Остальные рекомендации для различных судов дают неоднородное соответствие прямому расчёту. В целом, наиболее близкие к прямому расчёту значения были получены по формулам DNV [8], PCU [5] и PMPC [6], поэтому могут быть рекомендованы авторами статьи для оценки максимальных ускорений в районе валопровода. Приведенные данные могут быть использованы для проектной оценки значительных уровней ускорений на различных режимах волнения и максимальных ускорений в районе валопровода.

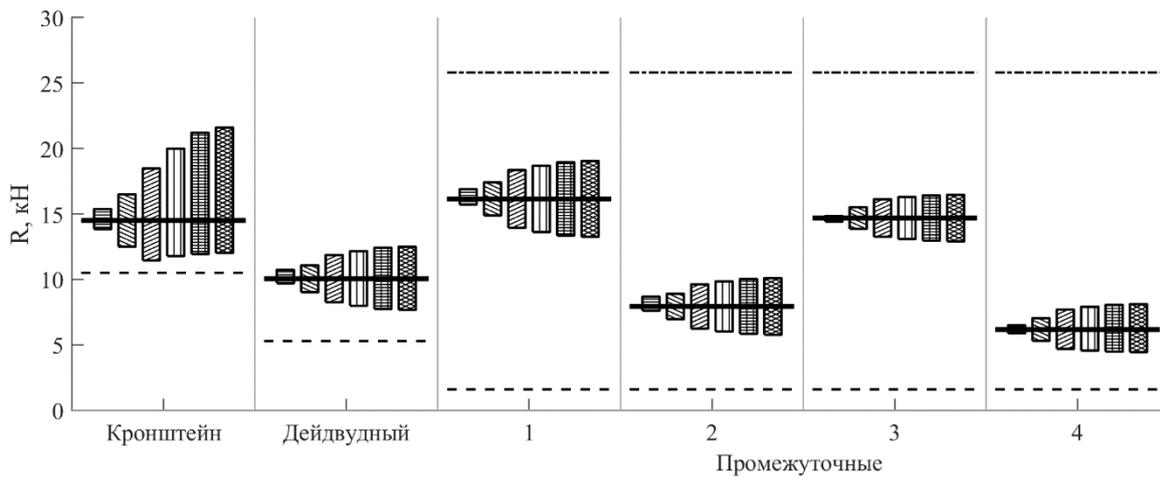
На рис. 1 приведены диаграммы нагрузок на подшипники при действии значительных ускорений вверх и вниз для трёх рассматриваемых судов. На диаграммы также нанесены значения нагрузок на тихой воде и граничные допустимые нагрузки из условия отсутствия отрыва вала от подшипника или перегрузки последнего. Амплитуда переменной составляющей нагрузок на кормовые подшипники во время интенсивного шторма ($h_{1/3} = 14,0$) для трёх исследуемых судов составляет примерно 30 %, 30 % и 25 % от нагрузок на тихой воде соответственно. Можно заметить, что несмотря на то, что инерционные нагрузки прикладывались с одинаковыми значениями и противоположными знаками, инерционные добавки к результирующим нагрузкам на подшипники валопровода имеют несимметричные значения относительно нагрузок на тихой воде. Это вызвано особенностями нелинейного взаимодействия валопровода и подшипников, а именно конечности длины и зазора в подшипнике.

В целом, нагрузки на подшипники находятся в пределах допустимых значений, кроме первого промежуточного подшипника на судне длиной 150 м при интенсивном волнении. В этом случае подшипник разгружается в момент действия ускорений вниз, что может привести к интенсивной вибрации валопровода и биению подшипника. На стадии проектирования следует избегать возможности перегрузки или недостаточной загрузки во время качки, чего можно добиться выбором технологических параметров центровки, которые обеспечивают величины нагрузок, наиболее равноудалённые от их граничных допустимых значений при выполнении всех прочих требований к параметрам центровки.

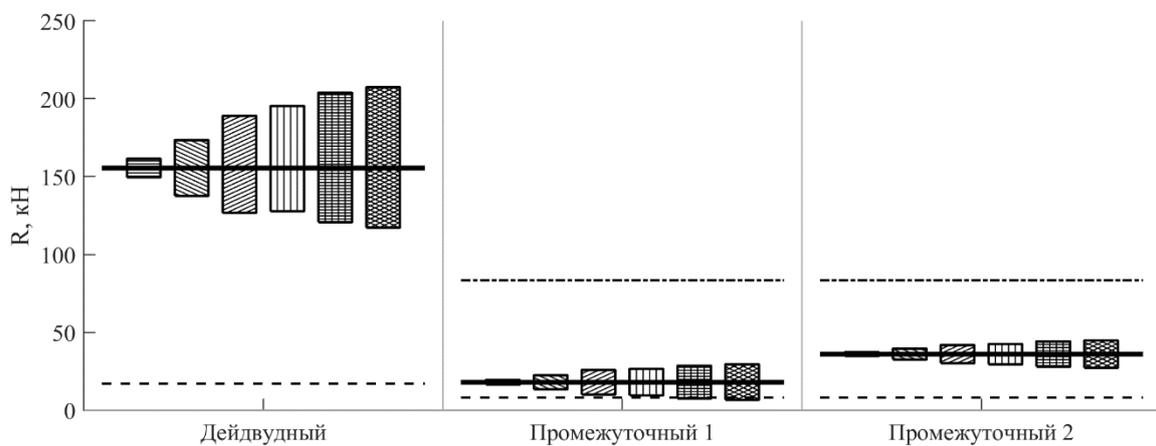
На рис. 2 приведены аналогичные диаграммы нагрузок на подшипники при действии максимальных ускорений, полученных прямым расчётом и по рекомендациям Правил классификационных обществ. Максимальная амплитуда переменной составляющей нагрузок на кормовые подшипники за весь срок эксплуатации трёх исследуемых судов составляет примерно 80 %, 90 % и 60 % от нагрузок на тихой воде соответственно. Результирующие нагрузки на подшипники при действии экстремальных инерционных сил могут приводить к разгрузке или перегрузке действующего подшипника или подшипника кронштейна, что так же следует учитывать при выборе технологических параметров центровки. Учёт присоединённых масс гребного винта [20] ещё больше увеличит изменение нагрузок в обе стороны, а учёт нелинейности качки наоборот, уменьшит значения ускорений [4], поэтому можно считать, что эти два фактора компенсируют друг друга.

Как видно из рис. 2, результаты очень различаются при использовании рекомендаций различных классификационных обществ, однако наиболее близкие результаты к прямому расчёту для судна длиной 80 м были получены с использованием формул PCU (PMPC), а для судов с длиной 150 и 220 м – с использованием формул DNV. Большой разброс ускорений и, как следствие, нагрузок на подшипники можно объяснить тем, что кроме длины судна и скорости на параметры качки также влияют отношения главных размерений судна, которые в рекомендациях классификационных обществ практически не учитываются, но были учтены в прямом расчёте. В частности, на судне

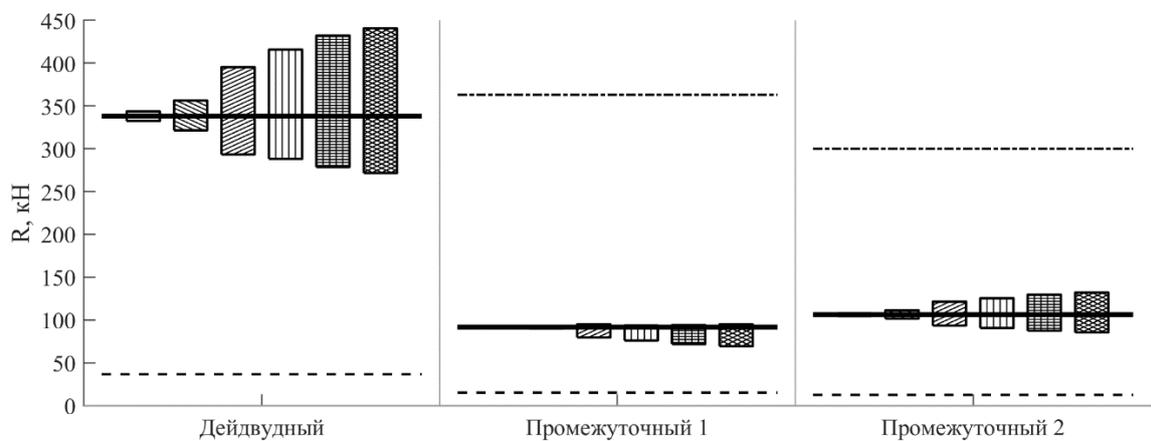
снабжения отношение ширины к длине больше, а отношение осадки к длине меньше, чем на двух других судах.



a



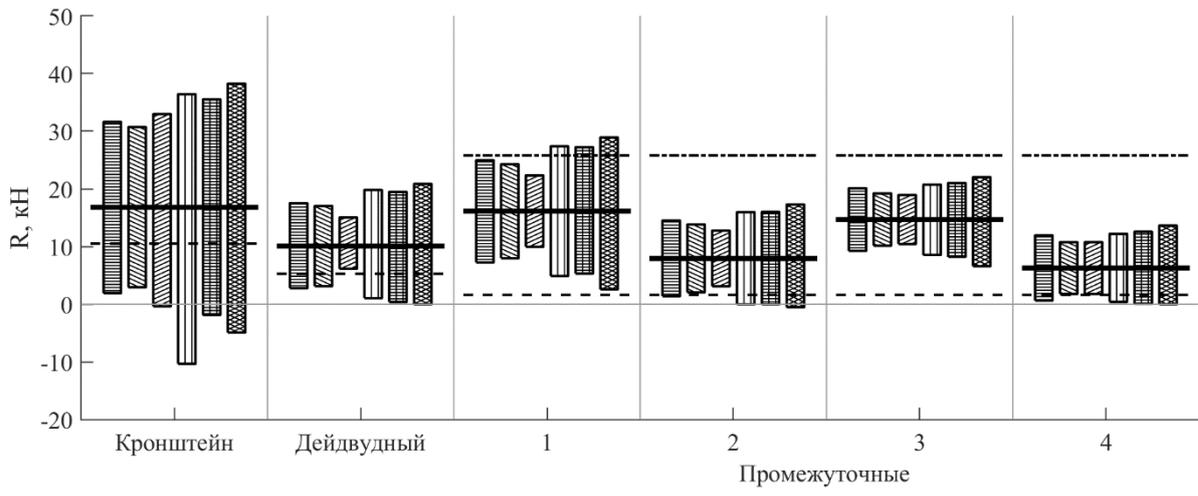
б



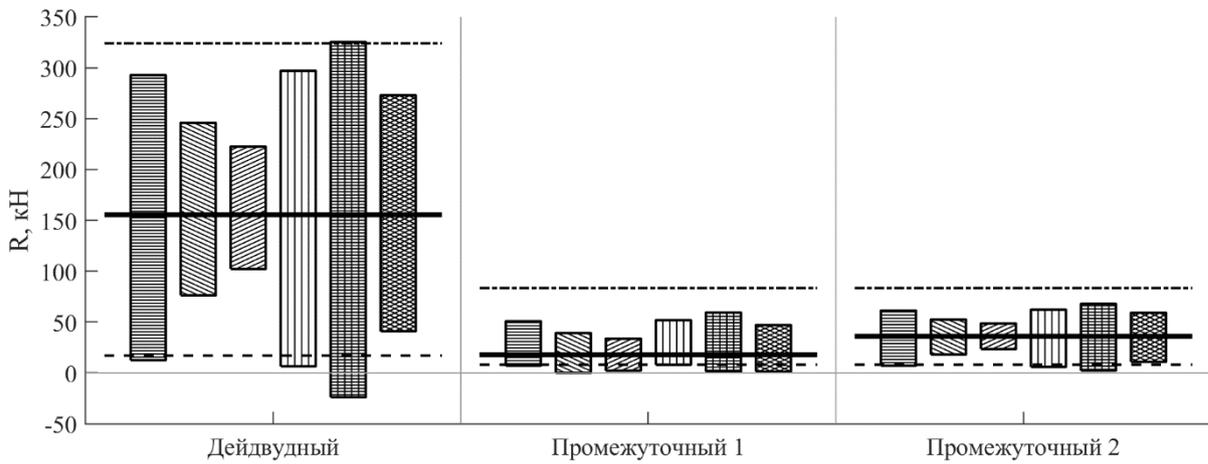
в

Рисунок 1 – Нагрузки на подшипники валопровода при действии значительных вертикальных ускорений:

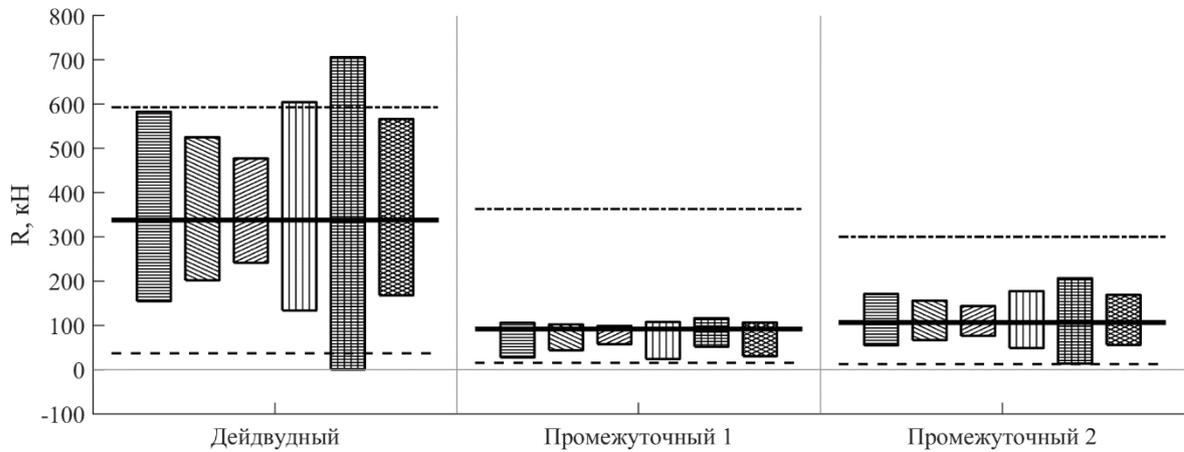
a – $L = 80$ м; б – $L = 150$ м; в – $L = 220$ м; – нагрузка на тихой воде; – максимальная нагрузка; – минимальная нагрузка; – $h_{1/3} = 0,6$ м; – $h_{1/3} = 1,8$ м; – $h_{1/3} = 4,3$ м; – $h_{1/3} = 7,9$ м; – $h_{1/3} = 11,6$ м; – $h_{1/3} = 14,0$ м



a



б



в

Рисунок 2 – Нагрузки на подшипники валопровода при действии максимальных вертикальных ускорений:

a – $L = 80$ м; *б* – $L = 150$ м; *в* – $L = 220$ м; – нагрузка на тихой воде; – максимальная нагрузка; – минимальная нагрузка; – прямой расчёт; – PCY; – BV; – DNV; – GL; – ABS

Выводы

1. Выполнена статистическая оценка значительных уровней ускорений на различных режимах нерегулярного волнения, а также максимальных за срок службы судна ускорений, которые могут быть использованы для расчёта инерционных нагрузок на валопровод при выборе технологических параметров его центровки. Оценка выполнена в рамках линейной качки судна и спектральной теории морского волнения.

2. Рекомендации различных классификационных обществ по выбору расчётных экстремальных ускорений сильно разнятся, однако наиболее близкими к прямому расчёту максимальных ускорений являются рекомендации DNV, PCU и RMPSC.

3. Если судно будет эксплуатироваться в районах Мирового океана с интенсивным волнением, то при проектировании валопровода и расчёте центровки необходимо учитывать инерционные нагрузки на подшипники, вызванные качкой. Для этого следует обеспечивать по возможности наиболее отдалённые значения нагрузок на подшипники на тихой воде от граничных допустимых максимальных и минимальных их значений.

4. С увеличением размеров судна, амплитуды переменных инерционных нагрузок на подшипники при качке, отнесённые к нагрузкам на тихой воде, в целом уменьшаются. Для судна длиной 80 м эта относительная амплитуда во время шторма составляет 30 %, а максимальные значения за весь срок службы судна достигают 80 %, для судна длиной 150 м эти амплитуды составляют 30 % и 90 %, а для судна длиной 220 м – 25 % и 60 % соответственно.

5. Кроме инерционных нагрузок следует также учитывать нестационарные гидродинамические нагрузки на гребной винт во время качки, деформацию корпуса судна на волнении и эласто-гидродинамическую смазку в подшипниках. Поскольку различные факторы могут действовать с различной фазой сдвига относительно процесса качки судна, следует решать такую задачу не в частотно-зависимой постановке, а разрабатывать систему имитационного моделирования во времени с учётом всех важных нелинейностей, а затем статистически анализировать полученные реализации нагрузок на подшипники.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Меркулов В. А., Пасуманский Е. М. Расчет прочности гребных валов с учетом изгибающих усилий, обусловленных качкой судов. *Судостроение*. 1984. № 7. С. 19–22.
2. ОСТ 5.4368-81 Валопроводы судовые движительных установок. Монтаж. Технические требования, правила приемки и методы контроля. Л.: Из-во судостроит. пром-сти, 1981. 143 с.
3. Чепок А. О. Аналитическое определение сил инерции, действующих на груз при качке судна. *Вестник АГТУ. Сер.: Морская техника и технология*. 2014. № 1. С. 43–47.
4. Ушкалов В. Ф., Сердюченко А. Н., Шерстюк А. К. Ускорения, возникающие при морской транспортировке ракет-носителей в условиях волнения и качки судна. *Техническая механика*. 2006. № 2. С. 20-31.
5. Правила класифікації та побудови суден. К.: Регістр судноплавства України, 2010.
6. Правила классификации и постройки морских судов. СПб.: Российский морской регистр судоходства, 2015.
7. Rules for the Classification of Steel Ships. – Neuilly-sur-Seine: Bureau Veritas, 2011.
8. Rules for classification of ships. Det Norske Veritas AS, 2015.
9. Rules for Classification and Construction. Hamburg : Germanischer Lloyd SE, 2013.
10. Rules for building and classing steel vessels. Houston : Bureau of Shipping, 2009.
11. Урсолов О. І. Дослідження інерційних навантажень, що діють на валопровід та гребний гвинт під час повздовжньої хитавиці : магістерська робота. Миколаїв : НУК, 2016. 189 с.
12. Батрак Ю. А., Сердюченко А. М., Урсолов О. І. Оцінка навантажень підшипників суднового валопроводу внаслідок дії інерційних сил, викликаних хитавицею на зустрічних нерегулярних хвилях. *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд*. Миколаїв: НУК, 2015. С. 58–59.

13. Salvesen, N., Tuck, O. E., Faltinsen, O. Ship motions and sea loads. *Transactions, Society of Naval Architects and Marine Engineers*. 1970. No. 78. P. 250-287.
14. Maxsurf Motions. Windows Version 20. User Manual. Bentley Systems, Inc. 2013. 181 p.
15. Hesselmann, D. E., Dunkel, M. J., Ewing, A.. Directional spectra observes during JONSWAP 1973. *Journal of Physical Oceanology*. 1980. Vol. 10. P. 1264–1284.
16. Бородай И. К., Нецветаев Ю. А. Мореходность судов. Л. : Судостроение, 1982. 288 с.
17. Короткин Я. И., Ростовцев Д. М., Сиверс Н. Л. Прочность корабля. Л. : Судостроение, 1974. 432 с.
18. Oshi M. K. On long-term statistics for ocean and costal waves. *Coastal engineering*. 1978. P. 59–75.
19. ShaftDesigner – the shaft calculation software by IMT : веб-сайт. URL : <http://shaftsoftware.com/>
20. Липис В. Б. Определение инерционных сил и моментов, действующих на гребном винте при его неравномерном движении в нестационарном потоке. *Труды ЦНИИМФ*. 1963. № 49. С. 115–129.
21. Batrak, Y. A., Shestopal, V. P., Batrak, R. Y. Propeller hydrodynamic loads in relation to propulsion shaft alignment and vibration calculations. *Proceedings of the Propellers. Shafting Symposium*. 2012. P. 10.1–10.14.

REFERENCES

1. Merkulov, V. A., & Pasumanskyi, E. M. (1984). Raschet prochnosti hrebnikh valov s uchetom yzghybaiushchykh usylyi, obuslovlennikh kachkoi sudov. *Sudostroenye*, 7, 19–22.
2. Valoprovodi sudovie dvyzhytelnykh ustanovok. Montazh. Tekhnicheskyye trebovaniya, pravyla pryemky y metodi kontrolya (1981). OST 5.4368-81. Otrasleyvoi standart – Leningrad: Yzdatelstvo sudostroytelnoi promishlenosti.
3. Chepok, A. O. (2014). Analytycheskoe opredelenye syl ynertsyy, deistvuiushchykh na hruz pry kachke sudna. *Vestnyk AHTU. Seriya: Morskaia tekhnika y tekhnolohiya*, 1, 43–47.
4. Ushkalov, V. F., Serdiuchenko, A. N., & Sherstiuk, A. K. (2006). Uskoreniya, voznykaiushchye pry morskoi transportyrovke raket-nosytelei v usloviakh volneniya y kachky sudna. *Tekhnicheskaya mekhanika*, 2, 20-31.
5. Pravyla klasyfikatsii ta pobudovy suden (2010). Kiev : Rehydr Sudnoplavstva Ukrainy.
6. Pravyla klasyfikatsyy y postroyky morskyykh sudov (2015). Saint Petersburg : Rossyiskiy Morskoy Rehydr sudokhodstva.
7. Rules for the Classification of Steel Ships (2011). Neuilly-sur-Seine : Bureau Veritas.
8. Rules for classification of ships (2015). Det Norske Veritas AS.
9. Rules for Classification and Construction (2013). Hamburg: Germanischer Lloyd SE.
10. Rules for building and classing steel vessels (2009). Houston: Bureau of Shipping.
11. Ursolov, O. I. (2016). Doslidzhennia inertsiiynykh navantazhen, shcho diut na valoprovod ta hrebnii hvynt pid chas povzdovzhnoi khytavytsi: mahisterska robota. *Master's diploma*. Mykolaiv : NUOS.
12. Batrak, Yu. A., Serdiuchenko, A. M., & Ursolov, O. I. (2015). Otsinka navantazhen pidshypnykiv sudnovoho valoprovodu vnaslidok dii inertsiiynykh syl, vyklykanykh khytavytseiu na zustrichnykh nerekulirnykh khvyliakh. *Suchasni tekhnolohii proektuvannia, pobudovy, ekspluatatsii i remontu suden, morskyykh tekhnichnykh zasobiv i inzhenernykh sporud*. Mykolaiv: NUOS, 58–59.
13. Salvesen, N., Tuck, O. E., & Faltinsen, O. (1970). Ship motions and sea loads. *Transactions, Society of Naval Architects and Marine Engineers*, 78, 250–287.
14. Maxsurf Motions. Windows Version 20. User Manual. (2013). Bentley Systems, Inc.
15. Hesselmann, D. E., Dunkel, M., & Ewing, J. A. (1980). Directional spectra observes during JONSWAP 1973. *Journal of Physical Oceanology*, 10, 1264–1284.
16. Borodai, Y. K., & Netsvetaev, Yu. A. (1982). *Morekhodnost sudov*. Leningrad : Sudostroenye.

17. Korotkyn, Ya. Y., & Syvers, N.L. (1974). *Prochnost korablia*. Leningrad : Sudostroenye.
18. Oshi, M. K. (1978). On long-term statistics for ocean and costal waves. *Coastal engineering*, 59–75.
19. ShaftDesigner – the shaft calculation software by IMT. Retrieved from <http://shaftsoftware.com>
20. Lypys, V. B. (1963). Opredelenye ynertsyonnikh syl y momentov, deistvuiushchikh na hrebnom vynte pry eho neravnomernom dvyzhenyy v nestatsyonarnom potoke. *Trudi TsNYMF*, 49, 115–129.
21. Batrak, Y. A., Shestopal, R. Y. & Batrak, R. Y. (2012). Propeller hydrodynamic loads in relation to propulsion shaft alignment and vibration calculations. Proceedings of the Propellers/Shafting Symposium, 10.1–10.14.

Уролов А. І., Некрасов В. А. СТАТИСТИЧНА ОЦІНКА ІНЕРЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ПІДШИПНИКИ ВАЛОПРОВОДУ СУДНА ПРИ ПОВЗДОВЖНІЙ ХИТАВИЦІ НА НЕРЕГУЛЯРНОМУ ХВИЛЮВАННІ

Виконана статистична оцінка прискорень, спричинених позовжньою хитавицею судна, у районі валопроводу для ряду режимів зустрічного нерегулярного хвилювання. Дана оцінка величини екстремальних прискорень з урахуванням довготермінових розподілів режимів хвилювання, а також за рекомендаціями, наведеними у Правилах ряду класифікаційних товариств. Досліджено вплив інерційних сил валопроводу під час хитавиці на навантаження, що діють на підшипники вала. Дана оцінка екстремальним інерційним навантаженням на підшипники валопроводу за увесь строк служби судна. Моделювання хитавиці судна виконувалося у рамках лінійної теорії хитавиці, а згин валопроводу розраховувався методом скінченних елементів. Усі розрахунки виконувалися для трьох суден з різними довжинами, що дозволило зробити висновки про вплив довжини на величину додаткових інерційних навантажень на підшипники валопроводу.

Ключові слова: прискорення під час хитавиці, статистична оцінка, інерційні сили, навантаження на підшипники.

Ursolov A. I., Nekrasov V. A. STATISTICAL ASSESSMENT OF INERTIA LOADS ONTO SHAFT BEARINGS OF THE SHIP DURING LONGITUDINAL SHIP MOTION IN CONFUSED SEA

Statistical assessment of accelerations in the shaft area, caused by longitudinal ship motions, for a number of head confused sea states has been performed. The assessment of extreme acceleration value has been given considering long-term distribution of waves climate and also according to the recommendations, provided by a number of classification societies. The impact of the shaft inertia forces on the bearing loads during ships motions has been researched. The extreme bearing loads assessment for the whole term of the ship operation has been performed. Ship motions were modelled in terms of theory of linear ship motions, and shaft bending was estimated by the finite element method. All the calculations have been performed for three ships with various length, which enabled drawing a conclusion about the influence of length on the value of additional inertia loads onto shaft bearings.

A statistical assessment of significant levels of acceleration at various irregular wave modes, as well as maximum accelerations for the life of the vessel, which can be used to calculate the inertial loads on the shaft when choosing the technological parameters of its alignment, is performed. The assessment was performed as part of the ship's linear pitching and the spectral theory of sea waves.

The recommendations of various classification societies regarding the choice of calculated extreme accelerations vary greatly, however, the recommendations closest to the direct calculation of maximum accelerations are the recommendations of DNV, DCS and RMRS.

If the vessel will be operated in areas of the oceans with intense waves, then when designing the shafting and calculating the alignment, it is necessary to take into account the inertial loads on the bearings caused by rolling. To this end, it is necessary to ensure, as far as possible, the most distant values of the loads on bearings in quiet water from the boundary permissible maximum and minimum values.

In addition to inertial loads, one should also take into account the non-stationary hydrodynamic loads on the propeller during rolling, deformation of the hull of the vessel during waves and elasto-hydrodynamic lubrication in the bearings. Since various factors can act with a different phase of shift relative to the ship's rolling process, this problem should not be solved in a frequency-dependent setting, but a simulation system should be developed in time taking into account all important nonlinearities, and then a statistical analysis of the resulting bearing loads should be statistically analyzed.

.Keywords: accelerations during ship motions, statistical assessment, inertia forces, bearing loads.

© Уролов А. І., Некрасов В. А.

Статтю прийнято
до редакції 24.04.19