

10. *Иванченко А. А.* Методика определения и оценки технического облика судового высокооборотного дизеля / А. А. Иванченко, И. А. Щенников // Двигателестроение. — 2014. — № 4 (258). — С. 10–15.
11. Дизельные и газовые двигатели: каталог. — СПб.: ООО «ЦНИДИ», 2009.
12. *Боровикова И. А.* Оптимизация работы судовой энергетической установки / И. А. Боровикова // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2014. — № 3 (25). — С. 42–44.
13. *Возницкий И. В.* Судовые двигатели внутреннего сгорания: в 2 т. / И. В. Возницкий. — М.: Моркнига, 2008.
14. *Сорокин В. А.* Современные условия эксплуатации судовых дизелей / В. А. Сорокин // Перспективные транспортные средства: сб. науч. тр. — 2002. — С. 196–211.
15. *Ходаков Ю. С.* Оксиды азота и теплоэнергетика. Проблемы и решения / Ю. С. Ходаков. — М.: ООО «ЭСТ-М», 2001.
16. Gas Engines Propulsion // Marine engineers review, IMarES'T, 2003 and Dec / Jan 2005.
17. *Thijssen B.* Dual-Fuel-Electric LNG carriers / B. Thijssen // Proc. of the 28th Annual Event The Motor Ship Propulsion Conference. — Copenhagen, April, 2006.
18. *Семенюк А. В.* Энергетические установки судов для перевозки природного газа / А. В. Семенюк, С. А. Гармаш // Вестник МГУ. — 2010. — № 38. — С. 45–51.
19. *Авдевин Д. Е.* Повышение экологической безопасности дизельных установок судов выбором рациональной технологии нейтрализации оксидов азота в отработавших газах: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.08.05 / Д. Е. Авдевин. — СПб., 2003.
20. *Иванченко А. А.* Проблемы эксплуатации судов с дизельными установками нового поколения и задачи по их совершенствованию / А. А. Иванченко, И. А. Щенников, А. А. Иванченко // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2014. — № 5 (27). — С. 26–33.
21. *Иванченко А. А.* Выбор математической модели для описания характеристики выгорания топлива при доводке судового дизеля с аккумуляторной топливной системой / А. А. Иванченко, В. А. Макуров, И. А. Щенников // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2014. — № 2 (24). — С. 31–37.

УДК 621.431:629

В. В. Мартъянов,
ст. преп.

РАСЧЕТ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ СУДОВОГО ВАЛОПРОВОДА ПРОГУЛОЧНОГО ПАССАЖИРСКОГО ТЕПЛОХОДА «ЭРИДАН» ПР. P19-1

A SHIP SHAFTING TORSIONAL OSCILLATION CALCULATION OF THE PLEASURE PASSENGER SHIP «ERIDANUS» PR.R19-1

Статья посвящена вопросу безопасной работы судового валопровода. С помощью расчета крутильных колебаний производится определение рабочих безрезонансных режимов работы двигателя внутреннего сгорания, входящего в состав валопровода. Актуальность представленной статьи заключается в анализе результатов проведенных математических расчетов, на основании которых можно дать рекомендации о снижении вибрации и увеличении надежности судового валопровода, а также рекомендовать некоторые конструктивные изменения.

В работе проведен расчет основных характеристик свободных крутильных колебаний судового валопровода прогулочного пассажирского теплохода «Эридан» проект P19-1. Рассмотрены конструкции узлов пропульсивного комплекса судна. Описан алгоритм и приведена программа по расчету свободных

крутильных колебаний судового валопровода на персональном компьютере. Заключительная процедура расчета свободных колебаний связана с построением частотной диаграммы. Она позволяет определять резонансные режимы эксплуатации валопровода. С использованием математической модели, и по результатам расчетов определен наиболее опасный участок валопровода. Информация, полученная на этом этапе, служит исходной для последующих расчетов и может быть использована для установления резонансов колебаний.

The article focuses on the safe operation of the ships shafting. Using calculations of torsional vibrations is to define the operating resonatorless modes of the internal combustion engine is part of the shafting. The relevance of this article is contained in studying results of math calculations on the basis of which recommendations of reducing oscillation and increasing the reliability of ship shafting can be made. Some constructive changes also can be recommended.

The calculation of basic characteristics of free torsional oscillation of a ship shafting of the pleasure passenger ship «Eridanus» (design R19-1) is carried out in the research. Construction of units, propulsion system of a ship are studied. The algorithm is described, and a program for computer calculations of free torsional oscillation of a ship shafting is presented. The final procedure for the calculation of free vibrations associated with the construction of a frequency histogram. It allows to determine resonant modes of operation shafting. Using math model and results of calculations was defined the most dangerous plot shafting. Information getting on this stage of research can be considered as a foundation for further calculations and used for setting the resonances of oscillation.

Ключевые слова: судно, валопровод, гребной вал, гребной винт, эксплуатация, механические колебания, вибрация, отказ.

Key words: ship, shafting, propeller shaft, screw, exploitation, oscillazioni meccaniche, vibration, refusal.

Введение

Валопровод — один из важнейших узлов судовой энергетической установки. Условия, в которых находится валопровод при эксплуатации — относительно тяжелые вследствие коррозии при воздействии забортной воды, динамических напряжений, знакопеременных нагрузжений при действии изгибающего момента от веса винта и консольной части вала. Возникающие в валопроводе знакопеременные напряжения в некоторых случаях могут превысить предел усталости материала вала и вызвать его разрушения, а также быть причиной поломки муфт, зубчатых колес редуктора и других связанных с ними деталей. Вибрации двигателей и отдельных конструкций корпуса судна также могут быть следствием крутильных колебаний валопровода [1].

Под действием перечисленных факторов нагрузка на вал оказывается неравномерной из-за изменений частоты вращения, изнашивания дейдвудных подшипников (особенно концевой вблизи винта), искривления оси вала, увеличения амплитуды изгибающих напряжений. Кроме того, во время плавания практически невозможен контроль работы гребного вала. Для этого судно должно быть поднято в док, слип или другие судоподъемные сооружения либо необходимы сложные работы для выполнения контроля на плаву. Последнее сопряжено с большими финансовыми расходами.

Для пассажирских прогулочных судов проблема износа валопроводов и его элементов особенно актуальна. В связи с относительно малой массой и достаточно большой скоростью элементы пассажирских и маломерных судов обладают большей виброактивностью. Они испытывают большие колебания и вибрации в процессе своей работы, а значит, больше подвержены деформации и износу [2] – [5]. Помимо указанного негативного влияния колебаний на конструкции машины они также оказывают вредное воздействие на людей, вызывая вибрационные болезни. Например, при частотах колебаний 5 – 7 Гц наступает резонанс в системе кровообращения, а при частотах 200 Гц — нарушение вестибулярного аппарата. Под действием вибрации происходят изменения в нервной и костно-суставной системах, наблюдается падение мышечной силы и веса, нарушается острота зрения и светоощущения, ослабевает память. Значительное влияние вибрации на организм человека обусловлено его непосредственным контактом с вибрирующими поверхностями [6].

Основная часть

Произведем расчет свободных крутильных колебаний валопровода судна «Эридан» проект Р19-1. Расчет крутильных колебаний предусматривает определение резонансных частот вращения валопровода и напряжений, возникающих в нем от действия этих колебаний. Источником крутильных колебаний служат переменные крутящие моменты, действующие как со стороны двигателя, так и гребного винта [7] – [10].

Расчет крутильных колебаний выполняем по алгоритму, который предусматривает:

- составление расчетной модели валопровода в виде дискретной модели;
- вычисление параметров расчетной модели;
- расчет частот и форм свободных колебаний;
- построение частотной диаграммы и определение резонансных частот вращения валопровода.

Составление расчетной модели и вычисление ее параметров

Данные по гребному винту: гребной винт фиксированного шага. Характеристики: диаметр — 0,7 м; шаговое отношение — 1,1; дисковое отношение — 0,3; число лопастей — 4; момент инерции с учетом присоединенной массы воды — 0,398 кг · м².

Данные по гребному валу представлены на рис. 1.

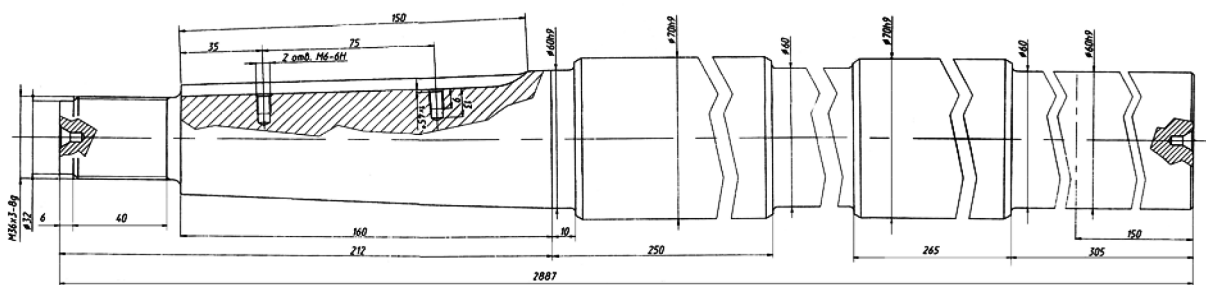


Рис. 1. Эскиз гребного вала

Результаты вычислений представлены в табл. 1.

Таблица 1

Моменты инерции и крутильная податливость гребного вала

Номер участка	L , м	d , м	θ , кг ²	e , $H^{-1} \cdot m^{-1}$
1	0,305	0,06	0,003	$2,981 \cdot 10^{-6}$
2	0,265	0,07	0,0049	$1,398 \cdot 10^{-6}$
3	0,250	0,07	0,0046	$1,319 \cdot 10^{-6}$
4	0,160	0,06	0,0015	$1,564 \cdot 10^{-6}$
5	0,04	0,032	$5,2 \cdot 10^{-5}$	$2,951 \cdot 10^{-6}$
6	0,006	0,032	$4,8 \cdot 10^{-6}$	$7,249 \cdot 10^{-7}$
Σ	—	—	0,0142	$1,093 \cdot 10^{-5}$

Данные по промежуточному валу: промежуточный вал-муфта CV15 «Aquadrivel» стальной, имеет фланцы, изготовленные заодно с ним. Эскиз вала показан на рис. 2. Момент инерции и крутильная податливость промежуточного вала подсчитываются для каждого участка в отдельности по всем известным формулам. Результаты вычислений представлены в табл. 2.

Таблица 2

**Моменты инерции и податливость
промежуточного вала муфта CV15 «Aquadrive1»**

Номер участка	L , м	d , м	θ , кг ²	e , $H^1 \cdot m^{-1}$
1	0,018	0,2	0,022	$0,142 \cdot 10^{-7}$
2	0,04	0,11	0,004	$0,365 \cdot 10^{-7}$
3	0,11	0,07	0,002	$5,804 \cdot 10^{-7}$
4	0,012	0,07	0,0004	$0,432 \cdot 10^{-7}$
5	0,028	0,11	0,003	$1,231 \cdot 10^{-7}$
Σ	—	—	0,03	$6,803 \cdot 10^{-7}$

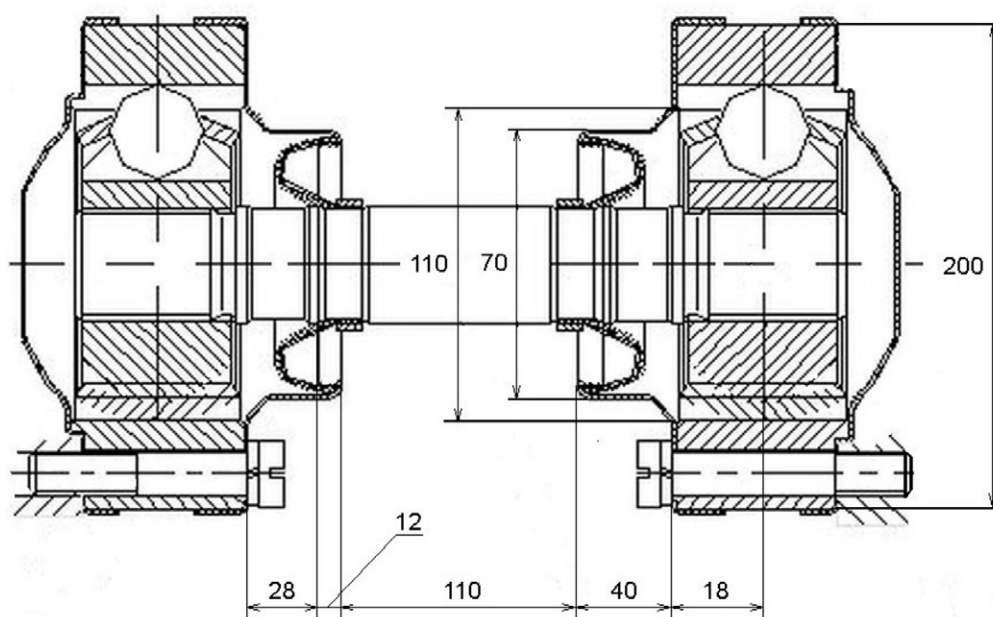


Рис. 2. Промежуточный вал муфта CV «Aquadrive1»

Момент инерции и податливости кормовой части (рис. 3) коленчатого вала представлен в табл. 3.

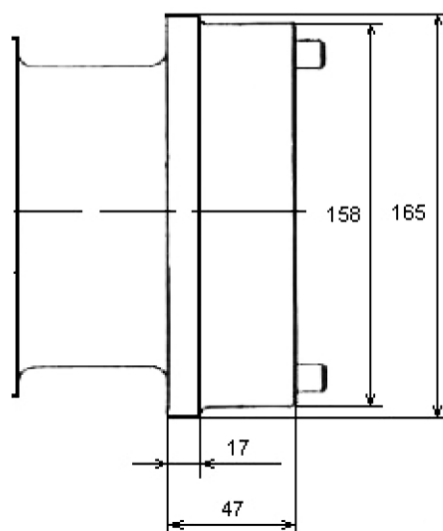


Рис. 3. Кормовой участок коленчатого вала двигателя ЯМЗ-236

Таблица 3

**Момент инерции массы и крутильная податливость
кормового участка коленчатого вала**

Номер участка	L , м	d , м	θ , кг ²	e , $H^{-1} \cdot m^{-1}$
1	0,047	0,158	0,022	$9,52 \cdot 10^{-9}$
2	0,017	0,163	0,009	$3,04 \cdot 10^{-9}$
Σ	—	—	0,031	$1,26 \cdot 10^{-8}$

Составление дискретной модели

Дискретная модель, предназначенная для расчета крутильных колебаний, показана на рис. 4. Она составлена в соответствии с изложенными рекомендациями и представляет собой простую цепную схему, состоящую из восьми масс: массы 1 – 3 идеализируют коленчатый вал дизеля, масса 4 — маховик, масса 5 – 6 — шестерни редуктора, 7 — промежуточный вал муфта CV «Aquadrivel», масса 8 — гребной винт.

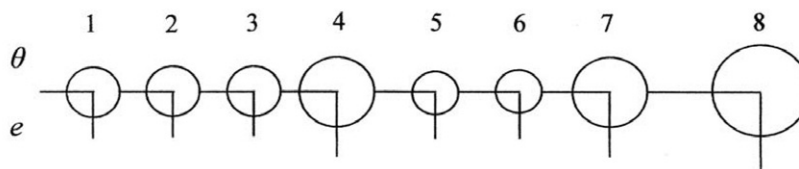


Рис. 4. Дискретная модель валопровода

Параметры дискретной модели, которые служат исходными данными для дальнейших расчетов, приведены в табл. 4. Переход к безразмерным параметрам выполнен с помощью следующих зависимостей:

$$v = \frac{\theta_i}{\theta_0},$$

$$E_{i,i+1} = \frac{e_{i,i+1}}{e_0},$$

где θ_0 и e_0 — постоянные дискретной модели; принимаем $\theta_0 = 0,0545 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ и $e_0 = 3,281 \cdot 10^{-8} \text{ Н}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$.

Таблица 4

Параметры дискретной модели судового валопровода

№ массы	e , $H^{-1} \cdot m^{-1}$	θ , кг $\cdot$ м ²	i	e' , $H^{-1} \cdot m^{-1}$	θ' , кг $\cdot$ м ²	E	ϑ
1	$3,281 \cdot 10^{-8}$	0,0545	1	$3,281 \cdot 10^{-8}$	0,0545	1	1
2	$3,281 \cdot 10^{-8}$	0,0545	1	$3,281 \cdot 10^{-8}$	0,0545	1	1
3	$3,281 \cdot 10^{-8}$	0,0545	1	$3,281 \cdot 10^{-8}$	0,0545	1	1
4	$0,593 \cdot 10^{-7}$	1,347	1	$0,593 \cdot 10^{-7}$	1,347	1,807	24,715
5	$0,925 \cdot 10^{-7}$	0,682	1,125	$1,170 \cdot 10^{-7}$	0,539	1,356	9,889
6	$6,803 \cdot 10^{-7}$	0,0188	1,125	$8,605 \cdot 10^{-7}$	0,014	26,22	0,2568
7	$1,093 \cdot 10^{-5}$	0,0194	1,125	$1,382 \cdot 10^{-5}$	0,015	421,2	0,2752
8		0,58			0,458		8,4036

Расчет свободных колебаний

Расчет свободных колебаний выполняется по разработанной автором программе FREQUENS на языке Turbo Pascal. В основе этой программы лежит алгоритм метода цепных дробей [11]. Исходные данные для расчета берутся непосредственно из рис. 4 и табл. 4.

Расчеты показали, что в исследованном диапазоне 0 – 300 Гц имеется одна одноузловая форма колебаний с частотой $n_e = 67,409$ Гц.

Заключительная процедура расчета свободных колебаний связана с построением частотной диаграммы. Она позволяет определять резонансные режимы эксплуатации валопровода. Частотную диаграмму строят в прямоугольной системе координат. Горизонтальными линиями на диаграмме отмечают частоты свободных колебаний, а лучами в виде пучка прямых — частоты вынуждающих моментов. Точки пересечения лучей с горизонтальными линиями указывают на резонансы частоты вращения.

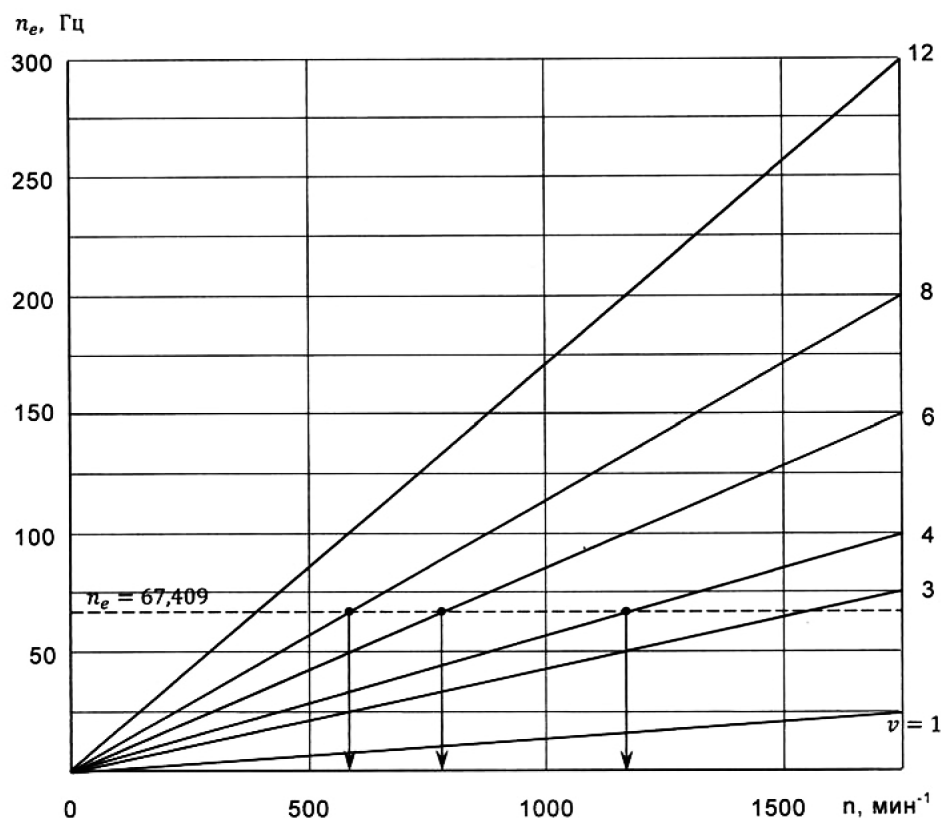


Рис. 5. Резонансные частоты вращения валопровода

Из частотной диаграммы, показанной на рис. 5, следует, что в эксплуатационном режиме частот вращения валопровода пассажирского теплохода «Эридан» проекта P19-1 наблюдаются следующие резонансы крутильных колебаний:

- резонанс четвертого порядка одноузловой формы колебаний (лопостная частота), соответствующий частоте вращения 1167 мин⁻¹;
- резонанс шестого порядка одноузловой формы (моторная частота), соответствующий частоте вращения 775 мин⁻¹;
- резонанс восьмого порядка одноузловой формы (моторная частота), соответствующий частоте вращения 583 мин⁻¹.

Для всех указанных резонансных частот вращения наиболее опасным сечением валопровода будет место, где располагается узел. Таким местом, как следует из рис. 6, является участок валопровода, соединенного с винтом.

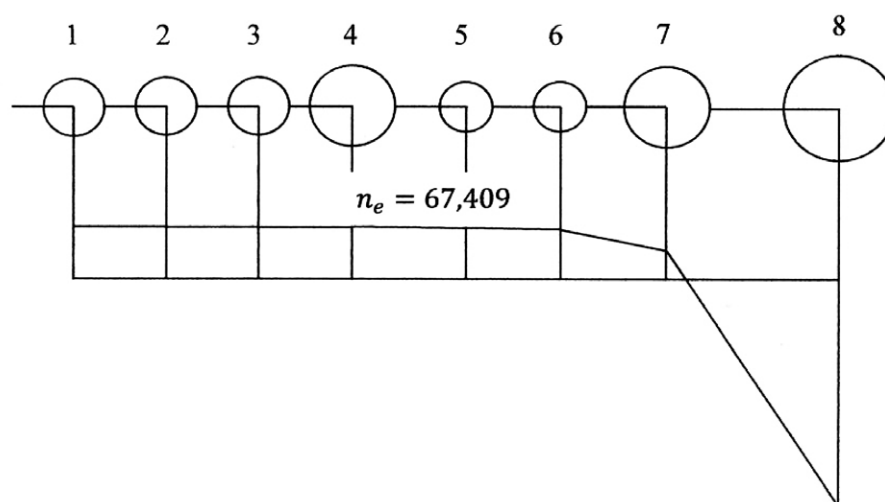


Рис. 6. Одноузловая форма свободных колебаний

Выводы

В заключение следует отметить, что крутильные колебания являются причиной разнообразных аварий. Особенно опасными они становятся в высокооборотных установках, поэтому для таких установок расчет крутильных колебаний является практической необходимостью.

Представленные в данной статье расчеты являются предварительными. После уточнения проектных решений расчеты следует повторить с максимальным приближением к реальности. Дополнительно по результатам моделирования можно произвести расчет валопровода на выносливость и долговечность. Кроме того, необходимо определить нагруженность дейдвудных подшипников и оценить их ресурс. Указанные задачи не относятся к тривиальным, однако на современном уровне машиностроения эти расчеты являются обязательными, для их реализации разработаны соответствующие методики.

Список литературы

1. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко. — М.: Изд-во КомКнига, 2006.
2. Мартянов В. В. Проблемы и пути технического обеспечения безопасности прогулочных пассажирских судов / В. В. Мартянов // Материалы межвузовской науч.-практ. конф. «Водный транспорт России: история и современность». — СПб.: Изд-во СПбГУВК, 2009. — Кн. 3. — С. 80–85.
3. Мартянов В. В. Условия работы и возможные причины вибрации на прогулочных пассажирских судах под действием крутильных колебаний и поперечных колебаний / В. В. Мартянов // Материалы 5-й межвузовской науч.-практ. конф. «Современные тенденции и перспективы развития водного транспорта России». — СПб.: Изд-во ГУМРФ, 2014. — С. 131–135.
4. Narasaiah N. Initiation and growth of micro-cracks under cyclic loading / N. Narasaiah, K. K. Ray // Materials Science and Engineering A. — 2008. — Pp. 48–59.
5. Чура М. Н. Прогнозирование начальной стадии усталостного разрушения судовых гребных валов: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.08.05 / М. Н. Чура. — Новороссийск, 2011.
6. Ломов О. П. Физические факторы обитаемости кораблей и судов / О. П. Ломов, И. М. Ахметзянов, М. О. Соколов. — СПб.: Судостроение, 2014.
7. Мартянов В. В. Расчет характеристик колебаний судового валопровода прогулочного пассажирского теплохода «Волхов-1» (проект «Мойка») / В. В. Мартянов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2013. — № 1 (20). — С. 34–37.

8. Мартянов В. В. Расчет характеристик колебаний судового валопровода прогулочного пассажирского теплохода типа «Фонтанка» (проект Р118) / В. В. Мартянов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2012. — № 1 (XIII). — С. 43а–46.

9. Румб В. К. Прочность судового оборудования. Конструирование и расчеты прочности судовых валопроводов / В. К. Румб. — СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2008.

10. Мартянов В. В. Расчет крутильных колебаний судового валопровода прогулочного пассажирского теплохода «Максимус» // Материалы 6-й межвузовской науч.-практ. конф. «Современные тенденции и перспективы развития водного транспорта России», 14 мая 2015 г. — СПб.: Изд-во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2015. — С. 146-150.

11. Хандов А. М. Программа расчета крутильных колебаний валопровода с четырехтактным двигателем / А. М. Хандов // Труды международного науч.-техн. семинара «Исследования, проектирование и эксплуатация судовых ДВС». — СПб.: Изд-во СПбГУВК, 2006. — С. 252–253.

УДК [621.74.046:621.83]:[669.15-194:669/78]

В. П. Булгаков,
д-р техн. наук, проф.;

С. С. Уксусов,
ст. преп.;

А. А. Цапко,
ст. преп.

ВТУЛКА ШАРНИРА ЧЕРПАКОВОЙ ЦЕПИ ЗЕМСНАРЯДА ИЗ ДВУХСЛОЙНОЙ БОРИРОВАННОЙ СТАЛИ

THE DREDGE CHAIN CHERPAKOVA HINGE PLUG FROM TWO-LAYER BORIROVANNY STEEL

Разработана технология производства отливки основной детали шарнира черпаковой цепи из стали 40ГТЛ с переменным химическим составом по бору от наружной поверхности втулки к внутренней. Термическая обработка повысила твердость поверхностных борированных слоев металла до 540 – 570 НВ, обеспечила максимальное сопротивление абразивному износу. Твердость неборированного металла составила 319 НВ. Значительно возросшая ударная вязкость и пластичность структуры промежуточной зоны исключает возможность хрупкого разрушения и расслоений от динамических нагрузок. В процессе эксплуатации металл втулок из борированных отливок показал высокую ударно-абразивную износостойкость, технологичность при монтаже, что позволяет использовать технологию внутреннего борирования не только для втулок, но и для других деталей шарнира черпаковой цепи, произвести замену высокомарганцевистой стали на углеродистую низколегированную с послойным борированием, повысить долговечность земснаряда.

The production technology of casting of the main detail of the hinge of a cherpakovy chain from steel 40GT with a variable chemical composition on pine forest from an external surface of the plug to the internal is developed. Heat treatment increased hardness superficial the borirovannykh of layers of metal to 540 – 570 HB, provided the maximum resistance to abrasive wear. Hardness not of borirovanny metal made 319 HB. Considerably the increased impact strength and plasticity of structure of an intermediate zone excludes possibility of fragile destruction and stratifications from dynamic loadings. In use metal of plugs from the borirovannykh of castings showed high shock and abrasive wear resistance, technological effectiveness at installation that allows to use technology of internal borating not only for plugs, but also for other details of the hinge of a cherpakovy chain, to make replacement of high-manganic steel on carbonaceous low-alloyed with layer-by-layer borating, to increase durability of the dredge.