

ВЛИЯНИЕ МАТЕРИАЛА ПОДШИПНИКА И ЗАЗОРА В ДЕЙДУДНОМ УСТРОЙСТВЕ НА ПАРАМЕТРЫ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ МОДЕЛИ ВАЛОПРОВОДА СУДНА

Г. А. Кушнер, В. А. Мамонтов

*Астраханский государственный технический университет,
Астрахань, Российская Федерация*

Опыт эксплуатации валопроводов крупнотоннажных судов повышенной мощности иллюстрирует ряд новых технических проблем: увеличение количества аварий, причиной которых являются повреждения дейдвудных устройств. Существенное количество аварийных случаев, связанных с поломками гребных валов вследствие превышения предела циклической прочности их материала, позволяет говорить о необходимости дальнейшего изучения колебаний системы валопровода. Создание экспериментальной установки на базе лаборатории судового валопровода ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет» обеспечило получение опытных данных при контролируемых условиях испытаний. Рассмотрены конструкция и принцип работы экспериментальной установки, имитирующей колебания модели вращающегося валопровода с применением различных материалов валов и подшипников. Установка является моделью системы валопровода судна, система валов которой приводится в движение асинхронным электродвигателем. Скорость вращения системы валов может регулироваться при помощи частотного преобразователя. Измерение и регистрация колебаний осуществляется при помощи программно-аппаратного комплекса методом динамического тензометрирования. Приведены результаты экспериментального исследования параметров поперечных колебаний модели валопровода судна для различного материала модели дейдвудного подшипника и зазора в дейдвудном устройстве. Полученные зависимости представлены интерполяционным многочленом Лагранжа и функциями отклика в виде полинома второго порядка. Проверка соответствия регрессионной модели изменчивости данных проведена по множественному коэффициенту детерминации. Материал подшипника и зазор в дейдвудном устройстве оказывают значительное влияние на частоту начала неустойчивого состояния вала установки. Результаты исследования могут быть найдены применение для расчёта поперечных колебаний судовых валопроводов.

Ключевые слова: судовый валопровод, экспериментальная установка, поперечные колебания, дейдвудный подшипник, материал подшипника.

Для цитирования: Кушнер Г. А., Мамонтов В. А. Влияние материала подшипника и зазора в дейдвудном устройстве на параметры поперечных колебаний модели валопровода судна // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2019. № 4. С. 107–113. DOI: 10.24143/2073-1574-2019-4-107-113.

Введение

Создание современных крупнотоннажных судов связано с внедрением двигателей мощностью от 50 000 кВт и повышением частоты вращения системы валопровода. При передаче такой мощности система судового валопровода подвергается значительным нагрузкам. Опыт эксплуатации значительного количества крупнотоннажных судов повышенной мощности свидетельствует о возникновении целого ряда новых технических проблем, таких как увеличение количества аварий, причиной которых являются повреждения дейдвудных устройств. Существенное количество аварийных случаев, связанных с поломками гребных валов вследствие превышения предела циклической прочности их материала, позволяет говорить о необходимости дальнейшего изучения колебаний системы валопровода [1].

Исследование явлений, возникающих при работе судового валопровода, является сложным и трудоемким процессом, напрямую зависящим как от конструктивных особенностей каждого проекта судна, так и от случайных факторов, влияющих на его напряженно-деформированное состояние [2]. Создание экспериментальной установки позволило существенно облегчить получение опытных данных при контролируемых условиях испытаний.

Конструкция и принцип работы экспериментальной установки

Для исследования влияния материала и зазора дейдвудного подшипника на параметры колебаний системы валопровода судна спроектирована и изготовлена экспериментальная установка, получен патент на полезную модель [3]. Конструкция экспериментальной установки позволяет имитировать колебания модели вращающегося валопровода с применением различных материалов валов и подшипников (рис. 1).

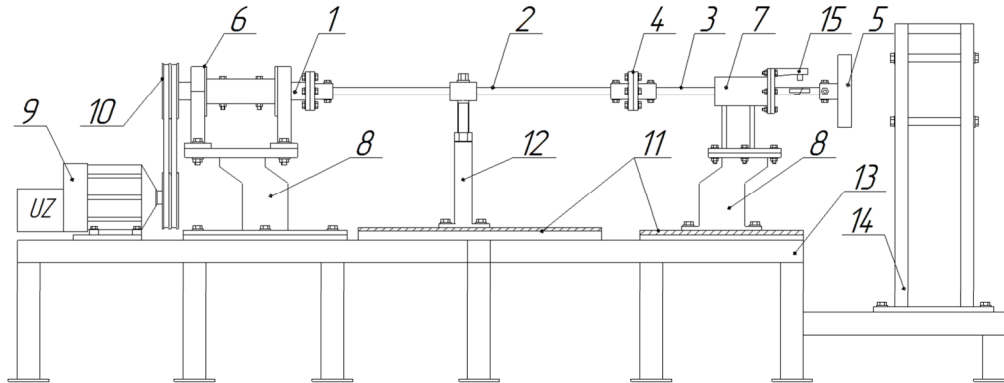


Рис. 1. Конструкция экспериментальной установки:

- 1, 2, 3 – система валов; 4 – фланцевое соединение; 5 – нагрузочный диск;
 6 – система подшипников качения; 7 – подшипник скольжения; 8 – опоры; 9 – асинхронный двигатель;
 10 – клиноременная передача; 11 – направляющие опор; 12 – промежуточная опора; 13 – рама;
 14 – подвижная фиксируемая опора; 15 – тензометрический измерительный комплекс

Применение в конструкции установки регулируемых по пространственному положению опорных подшипников позволяет обеспечить допустимые параметры центровки. Экспериментальная установка построена на базе лаборатории судового валопровода Института морских технологий, энергетики и транспорта ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет» и используется для выполнения исследований продольных, поперечных и крутильных колебаний и соответствующих им явлений в системах валопровода судов.

Принцип работы экспериментальной установки заключается в следующем. Двигатель приводит в движение систему валов установки через клиноременную передачу. Скорость вращения системы валов может регулироваться при помощи частотного преобразователя. Измерение и регистрация колебаний осуществляется при помощи программно-аппаратного комплекса «Astech Electronics – CF1B».

Согласно ГОСТ ИСО 7919-1-2002 методы регистрации колебаний на невращающихся частях машин недостаточны для обеспечения точности и достоверности получаемых данных о колебаниях вала установки. Поэтому на экспериментальной установке измерение колебаний производится непосредственно на вале методом динамического тензометрирования, позволяющим производить регистрацию быстроизменяющихся нагрузок [4]. В представленной измерительной схеме (рис. 2) использованы компенсационные фольговые тензорезисторы.

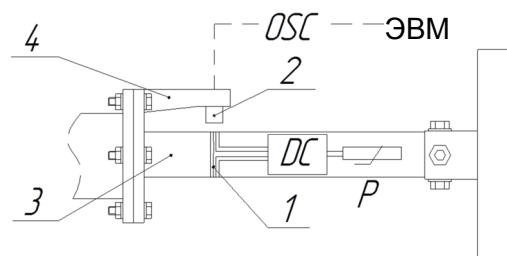


Рис. 2. Схема измерительного комплекса: *P* – тензорезисторы; *DC* – блок питания; *OSC* – преобразователь и осциллоскоп; ЭВМ – персональный компьютер; 1 – одновитковая антенна; 2 – магнитная головка; 3 – вал установки; 4 – кронштейн

Тензометрирование осуществляется согласно ГОСТ 16263-70, ГОСТ 21616-91, ГОСТ Р 52728-2007.

Применяемый измерительный комплекс позволяет представить экспериментальные данные в виде графиков зависимости регистрируемого напряжения сигнала мостовой схемы (рис. 3) от частоты вращения вала.

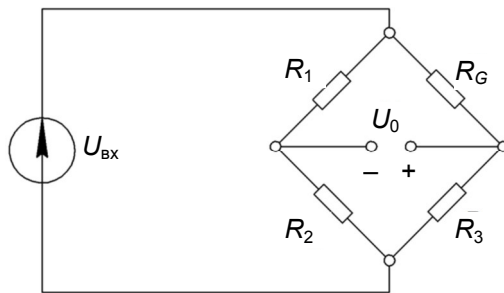


Рис. 3. Мостовая схема включения тензорезисторов:

R_i – рабочие сопротивления; R_G – сопротивление тензорезистора в ненапряженном состоянии;
 $U_{вх}$ – напряжение питания; U_0 – регистрируемое выходное напряжение

Зависимости амплитуды колебаний вала установки от частоты вращения можно построить после расчёта величины напряжений.

Выходное напряжение измерительного моста рассчитано согласно формуле

$$U_0 = \left[\frac{R_3}{R_3 + R_G} - \frac{R_2}{R_1 + R_2} \right] U_{вх},$$

тогда при условии баланса моста

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_G}{R_3}$$

регистрируемое выходное напряжение $U_0 = 0$. Напряжение на выходе появляется вследствие изменения сопротивления тензодатчика и разбалансировки моста. При проведении испытаний использовано оборудование с возможностью программной балансировки моста. Относительное удлинение тензодатчика ε рассчитано с учётом напряжения на выходе моста:

$$\varepsilon = -\frac{4U_0}{GF(2U_0 - U_{вх})},$$

где GF – чувствительность тензорезистора.

Расчёт силы F и напряжения σ на поверхности вала при известной величине относительного удлинения тензодатчика произведён согласно закону Гука. Механическое напряжение при упругой деформации пропорционально относительной деформации тензодатчика:

$$\sigma = K\varepsilon; \quad F = S\sigma = SK\varepsilon,$$

где K – модуль упругости материала вала; S – площадь поперечного сечения.

Для предотвращения интерференции крутильных и продольных колебаний при измерении и регистрации поперечных колебаний в состав экспериментальной установки входит тензостанция «Hantek DSO-6022BE». Тензорезисторы расположены на упругой пластине (рис. 4), изготовленной из пружинной стали.

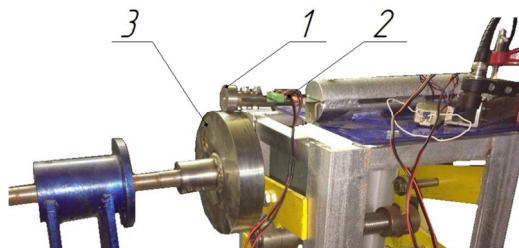


Рис. 4. Расположение компонентов дублирующей системы: 1 – ролик; 2 – тензорезисторы на упругой пластине; 3 – нагрузочный диск установки

Пластина соединена с роликом, обеспечивающим контакт с нагрузочным диском, другой конец пластины неподвижно закреплен на корпусе установки.

Методика и результаты испытаний

Для проведения исследований на экспериментальной установке образцы подшипников скольжения (рис. 5), изготовленные согласно натурной параболической форме изношенных дейдвудных втулок [5], устанавливались в корпус подшипника.

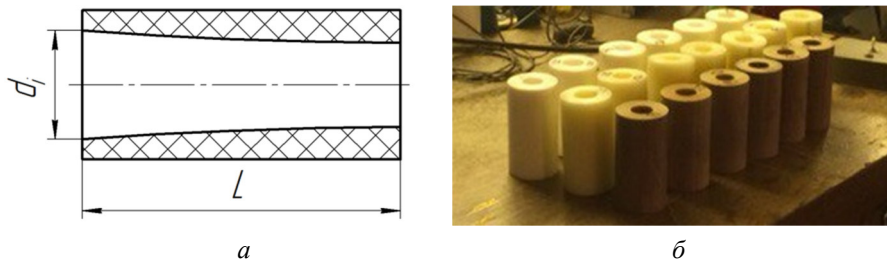


Рис. 5. Модели дейдвудного подшипника: *a* – схема модели; *б* – фотоснимок моделей

Подшипники, изготовленные из капролона, фторопласта и текстолита, имели следующие размеры диаметра кормовой оконечности втулки: $d_i = 19; 19,5; 20; 20,5; 21$ мм.

Частота вращения модели валопровода изменялась с течением времени t при помощи преобразователя частоты переменного тока. Построены тензограммы зависимости амплитуды колебаний a от частоты вращения модели валопровода ω .

Эксперимент по выявлению областей динамической неустойчивости вращения вала, характеризующихся резким возрастанием амплитуды колебаний a , проводился при каждом режиме более 20 раз. На рис. 6 представлен фрагмент полученных экспериментальных данных для моделей подшипников из капролона.

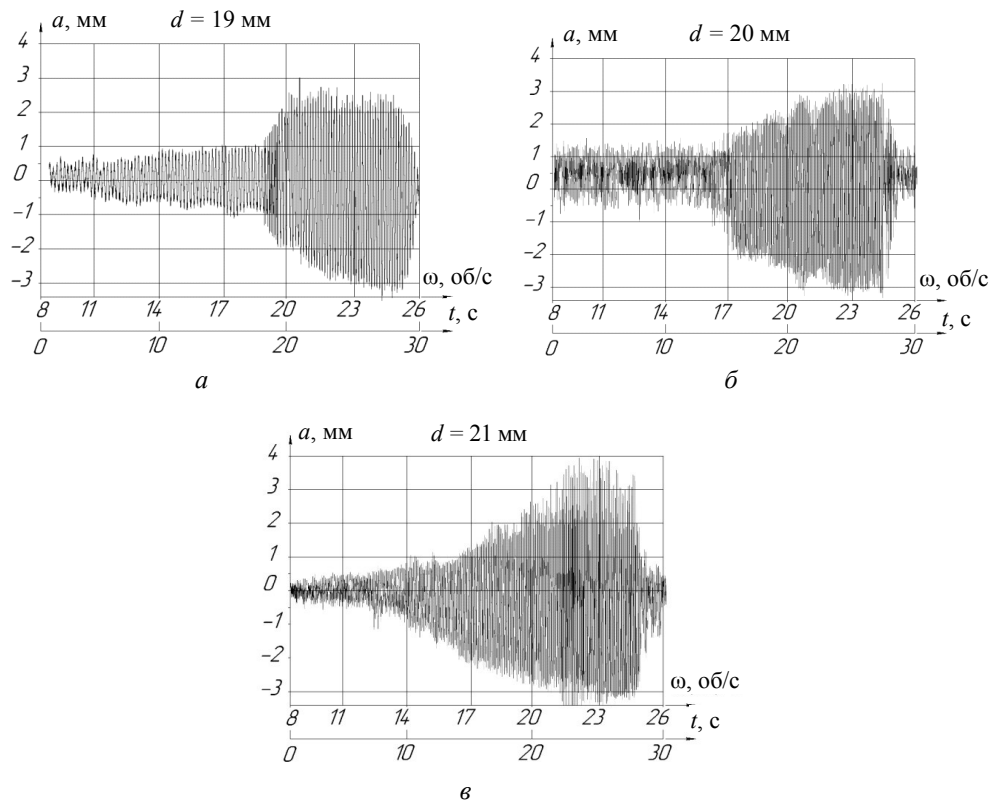


Рис. 6. Тензограммы поперечных колебаний вала установки при различных зазорах в капролоновом подшипнике: *a* – при зазоре 1 мм; *б* – при зазоре 2 мм; *в* – при зазоре 3 мм

Статистическая обработка полученных данных при доверительной вероятности $\alpha = 0,95$ позволила представить результаты эксперимента в виде графиков зависимости частоты начала области динамически неустойчивого состояния p_1 от зазора в подшипнике Δ (рис. 7).

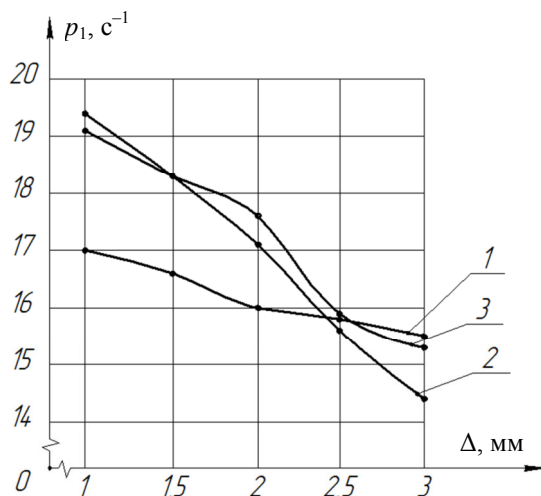


Рис. 7. Влияние величины зазора в подшипнике на частоту начала неустойчивого состояния вала установки при материале подшипника: 1 – фторопласт (y_{Φ}); 2 – капролон ($y_{\text{К}}$); 3 – текстолит (y_{T})

Полученные зависимости представлены в виде интерполяционного многочлена Лагранжа:

$$y_{\Phi} = -0,733x^4 + 5,933x^3 - 17,016x^2 + 19,516x + 9,299;$$

$$y_{\text{К}} = 0,533x^4 - 4,001x^3 + 10,467x^2 - 13,701x + 26,101;$$

$$y_{\text{T}} = 2,133x^4 - 16,399x^3 + 44,667x^2 - 52,699x + 41,401.$$

Получение функций отклика также возможно в виде полинома

$$y_i = a_i x_i^2 + a_j x_i + b_i,$$

где a_{ij} – коэффициенты уравнения; b_i – свободный член; y_i – частота начала области неустойчивости p_1 , c^{-1} ; x_i – зазор подшипника Δ , мм.

Получены уравнения для трёх функций отклика, по одному для каждого материала образцов:

$$y_{\Phi} = 0,171x^2 - 1,445x + 18,30;$$

$$y_{\text{К}} = -0,171x^2 - 1,314x + 20,64;$$

$$y_{\text{T}} = -0,142x^2 - 1,968x + 21,54.$$

Проверка соответствия регрессионной модели изменчивости данных проведена по множественному коэффициенту детерминации. Значение коэффициента детерминации для трёх функций отклика: $R_{y_{\Phi}}^2 = 0,987$; $R_{y_{\text{T}}}^2 = 0,998$; $R_{y_{\text{К}}}^2 = 0,976$.

Заключение

Снижение модуля упругости материала подшипника $E_{\text{п}}$, H/m^2 , на два порядка (для капролона – $3 \cdot 10^9$, фторопласта – $7 \cdot 10^8$, текстолита – $1 \cdot 10^{10}$) приводит к снижению частоты начала неустойчивого состояния вала установки на 12 % – при $\Delta = 1$ мм, на 9 % – при $\Delta = 2$ мм, на 7 % – при $\Delta = 3$ мм. Увеличение зазора на 2 мм также привело к снижению частоты начала неустойчивости: для подшипника из фторопласта – на 9 %, из капролона – на 26 %, из текстолита – на 20 %. Полученные в результате эксперимента данные позволили исследовать закономерность возникновения поперечных колебаний модели валопровода судна. Материал подшипника

и зазор в дейдвудном устройстве оказывают существенное влияние на частоту начала неустойчивого состояния вала установки. Данные исследования могут быть использованы при расчёте поперечных колебаний судовых валопроводов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чура М. Н., Файвисович А. В. Эксплуатационные повреждения гребных валов // Транспортное дело России. 2011. № 11. С. 110–112.
2. Комаров В. В. Нагружение опор валопровода с подшипниками качения при центровке главных судовых установок // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. 2009. № 1. С. 203–208.
3. Пат. 156856 Рос. Федерация, МПК G01H 1/10 (2006.01), B63H 23/00 (2006.01). Установка для исследования продольных, поперечных и крутильных колебаний системы валопровода судов / Кушнер Г. А., Халявкин А. А., Мамонтов В. А. № 2015117052/28; заявл. 05.05.2015; опубл. 20.11.2015, Бюл. № 32.
4. Мамонтов В. А., Глухов А. Н., Горбачев М. М., Кушнер Г. А. Экспериментальное исследование поперечных и крутильных колебаний валопроводов буксира типа ОТ-2400 // Науч.-техн. сб. Рос. мор. регистра судоходства. 2017. № 46/47. С. 86–88.
5. Мамонтов В. А., Миронов А. И., Кужахметов Ч. А., Халявкин А. А. Анализ износов капролоновых втулок дейдвудных подшипников гребного вала // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. 2012. № 1. С. 30–35.

Статья поступила в редакцию 06.09.2019

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Кушнер Гурий Алексеевич – Россия, 414056, Астрахань; Астраханский государственный технический университет; канд. техн. наук; доцент кафедры судостроения и энергетических комплексов морской техники; guriy.kushner@mail.ru.

Мамонтов Виктор Андреевич – Россия, 414056, Астрахань; Астраханский государственный технический университет; д-р техн. наук, доцент; профессор кафедры судостроения и энергетических комплексов морской техники; soproimat112@mail.ru.



INFLUENCE OF BEARING MATERIAL AND CLEARANCE IN A STERN DEVICE ON TRANSVERSE VIBRATIONS PARAMETERS OF A SHIP SHAFT MODEL

G. A. Kushner, V. A. Mamontov

*Astrakhan State Technical University,
Astrakhan, Russian Federation*

Abstract. The operating experience of the large-capacity vessels shafting illustrates a number of new technical problems, such as an increase in the number of accidents caused by damage to stern devices. A significant number of accidents associated with breakdowns of the propeller shafts due to exceeding the cyclic strength of their material, suggests the need for further study of the vibrations of the shafting system. The creation of an experimental installation on the basis of the laboratory of the ship shaft line of Astrakhan State Technical University provided experimental data under controlled test conditions. The design and operation principle of the experimental setup, which simulates the oscillations of a rotating shaft line model using various materials of shafts and bearings have been studied. The installation is a model of a ship shaft system, the shaft system of which is driven by an asynchronous electric motor. The speed of the shaft system can be adjusted using a frequency converter. Measurement and registration of vibrations is carried out using a hardware-software complex by the method of dynamic strain gauging. There have been shown the results of an experimental study of the parameters of transverse vibrations of a ship shaft model

for various material of a stern bearing model and clearance in a stern device. The obtained dependences are represented by the Lagrange interpolation polynomial and response functions in the form of a second-order polynomial. Verification of the compliance of the regression model of data variability was carried out using a multiple coefficient of determination. Bearing material and clearance in a stern device have a significant effect on the frequency of the onset of an unstable state of the installation shaft. The research results can be used in the calculation of transverse vibrations of ship shaft lines.

Key words: ship shafting, testing unit, transverse vibrations, stern bearing, stern bearing material.

For citation: Kushner G. A., Mamontov V. A. Influence of bearing material and clearance in a stern device on transverse vibrations parameters of a ship shaft model. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2019;4:107-113. (In Russ.) DOI: 10.24143/2073-1574-2019-4-107-113.

REFERENCES

1. Chura M. N., Fajvisovich A. V. Ekspluatatsionnye povrezhdeniya grebnykh valov [Propeller shaft operational damage]. *Transportnoe delo Rossii*, 2011, no. 11, pp. 110-112.
2. Komarov V. V. Nagruzhenie opor valoprovoda s podshipnikami kacheniya pri centrovke glavnykh sudovykh ustanovok [Loading of shafting supports with rolling bearings when centering main ship units]. *Vestnik Astrahanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2009, no. 1, pp. 203-208.
3. Kushner G. A., Halyavkin A. A., Mamontov V. A. *Ustanovka dlya issledovaniya prodol'nykh, poperechnykh i krutil'nykh kolebaniy sistemy valoprovoda sudov* [Test unit for studying longitudinal, transverse and torsional vibrations of ship shaft system]. Patent RF, no. 156856, 20.11.2015.
4. Mamontov V. A., Gluhov A. N., Gorbachev M. M., Kushner G. A. Eksperimental'noe issledovanie poperechnykh i krutil'nykh kolebaniy valoprovodov buksira tipa OT-2400 [Experimental study of transverse and torsional vibrations of shaft of tugboat type OT-2400]. *Nauchno-tekhnicheskij sbornik Rossijskogo morskogo registra sudohodstva*, 2017, no. 46/47, pp. 86-88.
5. Mamontov V. A., Mironov A. I., Kuzhahmetov Ch. A., Halyavkin A. A. Analiz iznosov kaprolonovykh vtulok dejdvudnykh podshipnikov grebnogo vala [Wear analysis of caprolon bushings for stern shaft propeller bearings]. *Vestnik Astrahanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2012, no. 1, pp. 30-35.

The article submitted to the editors 06.09.2019

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Kushner Guriy Alekseevich – Russia, 414056, Astrakhan; Astrakhan State Technical University; Candidate of Technical Sciences; Assistant Professor of the Department of Shipbuilding and Marine Power Complexes; guriy.kushner@mail.ru.

Mamontov Victor Andreevich – Russia, 414056, Astrakhan; Astrakhan State Technical University; Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor; Professor of the Department of Shipbuilding and Marine Power Complexes; sopromat12@mail.ru.

