

*А. И. Миронов, А. Ю. Кукарина*

## ОБ ОДНОЙ ИЗ ВОЗМОЖНЫХ ПРИЧИН ДИНАМИЧЕСКОЙ НЕУСТОЙЧИВОСТИ ВАЛОПРОВОДОВ СУДОВ

Одной из возможных причин динамической неустойчивости вала, возникающей в процессе эксплуатации валопроводов судов, являются износ дейдвудного подшипника и периодически изменяющиеся под действием поперечных колебаний вала реакции подшипников. Рассматривается кормовой участок гребного вала как имеющий наименьшую собственную частоту. Участок гребного вала моделируется балкой постоянного сечения, опирающейся на смещаемую опору одностороннего действия. Так как в процессе поперечных колебаний балки возможен ее отрыв от опоры, крайняя опора принята защемляющей. В решении учитываются масса вала, а также масса и момент инерции массы гребного винта. При заданных параметрах гребного вала полученное решение позволяет определить собственную частоту колебаний вала, при заданной скорости вращения вала – форму колебаний и суммарные нагрузки на вал от действия статических и динамических нагрузок, а также влияние износа дейдвудного подшипника. Численный эксперимент для валопровода конкретного рыбодобывающего судна показал, что поперечные колебания оказывают существенное влияние на характер вращения вала. Начиная с некоторого значения величины износа подшипника его реакция становится периодически отрицательной, т. е. вал будет периодически отрываться от подшипника, и, как следствие, его вращение будет становиться неустойчивым.

**Ключевые слова:** динамическая неустойчивость, валопровод, поперечные колебания, статическое и динамическое нагружение.

### Введение

Суда представляют собой сложные динамические системы, на которые воздействуют многочисленные малоизученные статические и динамические нагрузки.

Динамические нагрузки наиболее опасны. Известно, что небольшие по величине, но периодически воздействующие нагрузки могут вызвать разрушение конструкций, построенных с большим запасом статической прочности.

Одним из механизмов судна, подвергающихся воздействию весьма сложной системы эксплуатационных нагрузок, является валопровод. Любой отказ в работе валопровода чреват серьезными последствиями, вплоть до гибели судна. Известны случаи, когда из-за сильной вибрации вала судно теряло ход, и его дальнейшее движение без буксира становилось невозможным. Отметим, что сильные вибрации начинались без видимых причин. Вал устойчиво работал достаточно длительный отрезок времени, но в какой-то момент начинались сильные вибрации. Известны случаи, когда сильная вибрация начиналась после «центровки» валопровода при запуске двигателя.

### Постановка задачи

Причины, приводящие к неустойчивой работе валопровода, могут быть следующими:

– вследствие износа подшипников (особенно дейдвудных) в процессе эксплуатации судна изменяется укладка вала и, как следствие, характер колебаний вала (могут возникнуть параметрические колебания);

– при суммировании реакций от весовых нагрузок на вал (статические реакции при «центровке» вала) и реакций, вызванных колебаниями вала, может произойти отрыв вала от подшипника;

– валопровод представляет собой статически неопределимую систему, вследствие износа подшипников происходит перераспределение реакций от весовых нагрузок на вал, и после сложения их с динамическими реакциями происходит отрыв вала от подшипника.

Нами рассматривается задача о влиянии износов подшипников валопровода на их суммарные реакции.

Согласно результатам анализа, переменный гидродинамический момент (ГДМ) наиболее сильно влияет на ближайшие от винта подшипники, дальше его влияние быстро затухает. В связи с этим рассмотрим поперечные колебания гребного вала и примем расчетную схему в виде балки (рис. 1).

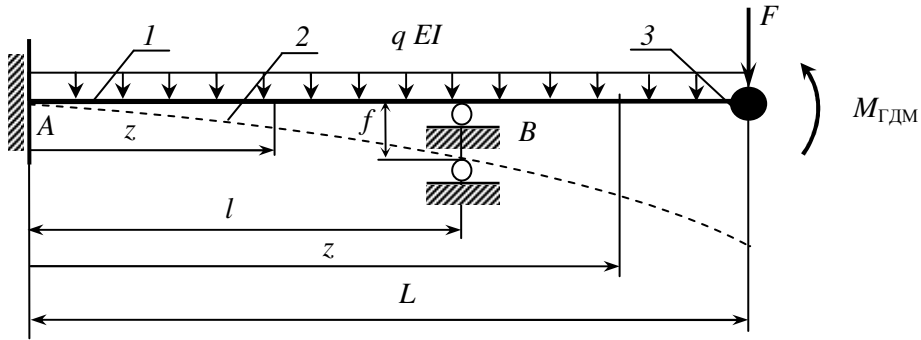


Рис. 1. Расчетная схема кормового участка гребного вала:  
 1 – вал до износа опоры; 2 – вал после износа опоры (пунктирная линия); 3 – гребной винт;  
 $f$  – величина износа опоры;  $M_{ГДМ}$  – переменный ГДМ;  $F$  – вес винта;  
 $q$  – погонный вес гребного вала;  $EI$  – жесткость сечения вала на изгиб;  
 $l, L$  – длины участков вала

Так как на вал действуют статические нагрузки от веса вала и гребного винта и переменный гидродинамический момент  $M_{ГДМ}$ , рассматриваем нагружение вала как сумму статических и динамических нагрузок независимо. При этом, поскольку ГДМ имеет постоянную  $M_m$  и переменную  $M_a \sin \omega t$  составляющие ( $M_{ГДМ} = M_m + M_a \sin \omega t$ ), постоянную составляющую  $M_m$  относим к статическим нагрузкам (рис. 2).

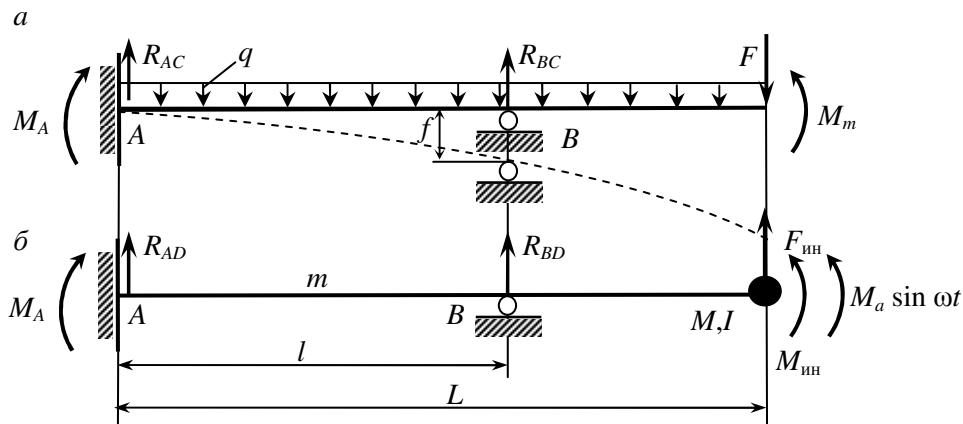


Рис. 2. Расчетные схемы кормового участка гребного вала:  
 а – при действии постоянных нагрузок;  
 б – при действии переменной составляющей гидродинамического момента;  
 $m, M$  – соответственно погонная масса гребного вала и гребного винта;  $I$  – момент инерции винта

В результате получим:

$$\begin{aligned} R_A &= R_{AC} + R_{AD}, \\ R_B &= R_{BC} + R_{BD}, \\ M_A &= M_{AC} + M_{AD}. \end{aligned} \tag{1}$$

#### Математическое решение задачи

Начнем со статического нагружения (рис. 2, а).

Так как система статически неопределимая, то для определения реакций используем универсальное уравнение изогнутой оси балки:

$$- 0 \leq z \leq l:$$

$$y = y_0 + \varphi_0 z + \frac{M_0 z^2}{2EI} + \frac{Q_0 z^3}{6EI} - \frac{qz^4}{24EI}; \quad (2)$$

–  $l \leq z \leq L$ :

$$y = y_0 + \varphi_0 z + \frac{M_0 z^2}{2EI} + \frac{Q_0 z^3}{6EI} + \frac{R_{BC}(z-l)^3}{6EI} - \frac{qz^4}{24EI}. \quad (3)$$

Так как начальные параметры

$$y_0 = 0; \varphi_0 = 0; M_0 = M_{AC}; Q_0 = R_{AC},$$

то выражения (2) и (3) принимают следующий вид:

–  $0 \leq z \leq l$ :

$$y = \frac{M_{AC} z^2}{2EI} + \frac{R_{AC} z^3}{6EI} - \frac{qz^4}{24EI}; \quad (4)$$

–  $l \leq z \leq L$ :

$$y = \frac{M_{AC} z^2}{2EI} + \frac{R_{AC} z^3}{6EI} + \frac{R_{BC}(z-l)^3}{6EI} - \frac{qz^4}{24EI}. \quad (5)$$

Неизвестные реакции  $R_{AC}$ ,  $R_{BC}$ ,  $M_{AC}$ , входящие в выражения (4) и (5), находим из следующих граничных условий:

$$\begin{aligned} z = l \quad y &= -f, \\ z = L \quad M_x &= M_m, \\ z = L \quad Q_y &= F. \end{aligned} \quad (6)$$

С учетом того, что

$$M_x = EI \frac{d^2 y}{dz^2}, \quad Q_y = EI \frac{d^3 y}{dz^3},$$

граничные условия (6) принимают вид

$$\begin{cases} \frac{M_{AC} l^2}{2EI} + \frac{R_{AC} l^3}{6EI} - \frac{ql^4}{24EI} = -f, \\ M_{AC} + R_{AC} L + R_{BC}(L-l) - q \frac{L^2}{2} = M_m, \\ R_{AC} + R_{BC} - qL = F. \end{cases} \quad (7)$$

Из системы уравнений (7) находим значения статических реакций  $R_{AC}$  и  $R_{BC}$ :

$$\begin{aligned} R_{AC} &= \frac{3}{2l} \left[ f_0 + M_m - F(L-l) + q \left( Ll - \frac{L^2}{2} - \frac{l}{12} \right) \right], \\ R_{BC} &= -\frac{3}{2l} \left[ f_0 + M_m - F \left( L - \frac{1}{3}l \right) - q \left( -\frac{1}{3}Ll + \frac{L^2}{2} + \frac{l}{12} \right) \right], \end{aligned} \quad (8)$$

где

$$f_0 = \frac{2EI}{l^2} f.$$

Решение динамической части задачи (рис. 2, б).

Дифференциальное уравнение колебаний балки:

–  $0 \leq z \leq l$ :

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0. \quad (9)$$

Принимаем

$$y = y(z) \sin \omega t. \quad (10)$$

Подставляем (10) в уравнение (9). После интегрирования полученного уравнения для форм колебаний балки находим следующие выражения:

–  $0 \leq z \leq l$ :

$$y = y_0 K_1(\alpha z) + \frac{\Phi_0}{\alpha} K_2(\alpha z) + \frac{M_0}{\alpha^2 EI} K_3(\alpha z) + \frac{Q_0}{\alpha^3 EI} K_4(\alpha z); \quad (11)$$

–  $l \leq z \leq L$ :

$$y = y_0 K_1(\alpha z) + \frac{\Phi_0}{\alpha} K_2(\alpha z) + \frac{M_0}{\alpha^2 EI} K_3(\alpha z) + \frac{Q_0}{\alpha^3 EI} K_4(\alpha z) + \frac{R_{BD}}{\alpha^3 EI} K_4(\alpha(z-l)), \quad (12)$$

где  $y_0, \Phi_0, M_0, Q_0$  – начальные параметры, определяются из граничных условий;  $K_1, K_2, K_3, K_4$  – система фундаментальных функций с единичной матрицей аргументов  $(\alpha z)$  и  $(\alpha(z-l))$  [1, с. 294].

$$\alpha^4 = \frac{m\omega^2}{EI}. \quad (13)$$

Граничные условия:

$$z = 0 \quad y = 0 \text{ и } \varphi = 0, \text{ т. е. } y_0 = 0 \text{ и } \Phi_0 = 0; \quad M_0 = M_{AD}, \quad Q_0 = R_{AD}. \quad (14)$$

$$z = l \quad y = 0. \quad (15)$$

$$z = L \quad Q_y = -F_{ин}; \quad M_x = M_{ин} + M_a \sin \omega t, \quad (16)$$

где  $Q_y$  и  $M_x$  – соответственно поперечная сила и изгибающий момент в сечении на правом конце балки;  $F_{ин}$  и  $M_{ин}$  – соответственно сила инерции и изгибающий момент от момента инерции  $I$  массы гребного винта (рис. 2, б):

$$F_{ин} = -M \frac{\partial^2 y}{\partial t^2},$$

$$M_{ин} = -I \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = -I \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left( \frac{\partial y}{\partial z} \right).$$

Так как

$$M_x = EI \frac{\partial^2 y}{\partial z^2}, \quad Q_y = EI \frac{\partial^3 y}{\partial z^3},$$

граничные условия (16) принимают следующий вид:

–  $z = L$ :

$$EI \frac{\partial^3 y}{\partial z^3} = M \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}, \quad (17)$$

$$EI \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} = -I \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left( \frac{\partial y}{\partial z} \right) + M_a \sin \omega t. \quad (18)$$

Учитывая условия (14), выражения для форм колебаний (11) и (12) следующие:

–  $0 \leq z \leq l$ :

$$y = \frac{M_{AD}}{\alpha^2 EI} K_3(\alpha z) + \frac{R_{AD}}{\alpha^3 EI} K_4(\alpha z); \quad (19)$$

–  $l \leq z \leq L$ :

$$y = \frac{M_{AD}}{\alpha^2 EI} K_3(\alpha z) + \frac{R_{AD}}{\alpha^3 EI} K_4(\alpha z) + \frac{R_{BD}}{\alpha^3 EI} K_4(\alpha(z-l)). \quad (20)$$

Окончательно, используя (19) и (20), после преобразований граничные условия (15), (17) и (18) получаем в следующей форме:

$$\begin{cases} A_{11}M_{AD} + A_{12}R_{AD} = 0, \\ A_{21}M_{AD} + A_{22}R_{AD} + A_{23}R_{BD} = 0, \\ A_{31}M_{AD} + A_{32}R_{AD} + A_{33}R_{BD} = M_A. \end{cases} \quad (21)$$

Коэффициенты  $A_{ij}$  ( $i = 1-3$ ,  $j = 1-3$ ) имеют следующие значения:

$$\begin{aligned} A_{11} &= \frac{\beta_1}{l} K_3(\beta_1); \quad A_{12} = K_4(\beta_1); \quad A_{13} = 0; \\ A_{21} &= \frac{\beta}{L} [K_4(\beta) + \gamma_1 \beta K_3(\beta)]; \quad A_{22} = [K_1(\beta) + \gamma_1 \beta K_4(\beta)]; \\ A_{23} &= [K_1(\beta_2) + \gamma_1 \beta K_4(\beta_2)]; \quad A_{31} = [K_1(\beta) - \gamma_2 \beta^3 K_2(\beta)]; \\ A_{32} &= \frac{\beta}{L} [K_2(\beta) - \gamma_2 \beta^3 K_3(\beta)]; \quad A_{33} = \frac{\beta}{L} [K_2(\beta_2) - \gamma_2 \beta^3 K_3(\beta_2)]; \\ \beta &= \alpha L; \quad \beta_1 = \alpha l; \quad \beta_2 = \alpha(L-l); \quad \gamma_1 = \frac{M}{mL}; \quad \gamma_2 = \frac{I}{mL^3}. \end{aligned}$$

Используя систему уравнений (21), можно решать две задачи.

1. При заданных параметрах гребного вала определять его собственную частоту.

Для этого из условия, что определитель системы уравнений (21)  $\Delta$  равен нулю, т. е.

$$\Delta = \begin{vmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{vmatrix} = 0,$$

находим величину  $\beta$ . Затем из выражения (13) вычисляем собственную частоту гребного вала:

$$\omega = \left( \frac{\beta}{L} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}}.$$

2. При заданной скорости вращения вала  $\omega$  из системы уравнений (21) определяем динамические составляющие реакций  $M_{AD}$ ,  $R_{AD}$  и  $R_{BD}$ .

### Численный эксперимент

Оценку влияния износов подшипника  $f$  на величину параметров «центровки» валопровода произведем путем численного эксперимента.

Рассмотрим кормовой участок гребного вала со следующими параметрами [2, с. 69]:  $L = 6,11$  м;  $l = 4,385$  м;  $F = 73,85$  кН;  $q = 11,05$  кН/м;  $EI = 8,064 \cdot 10^5$  кН·м<sup>2</sup>; лопастная частота  $\omega = 60,81$  1/с,  $M_{ГДМ}^{\max} = -138,2$  кН/м;  $M_{ГДМ}^{\min} = -37,69$  кН/м;  $M_m = -87,94$  кН/м;  $M_a = 50,26$  кН/м.

Момент инерции гребного винта, кг·м<sup>2</sup>, вычислялся по формуле [2, с. 97]:

$$I = 0,02M \cdot D^2 \frac{A}{A_D} \left( \frac{A}{A_D} + 3 \right).$$

Для рассматриваемого валопровода:

- диаметр гребного винта  $D = 3,70$  м;
- дисковое отношение гребного винта  $\frac{A}{A_D} = 0,57$ .

Для динамического расчета использовалась Программа для ЭВМ [3].

В результате вычислений находим:

- собственная частота гребного вала  $\omega_0 = 125$  1/с;
- «отстройка» вала  $\Delta\omega$  от лопастной частоты  $\omega$  составляет [2, с. 98]:

$$\Delta\omega = \left| 1 - \frac{\omega_0}{\omega} \right| = \left| 1 - \frac{125}{60,8} \right| = 1,056 > 0,2.$$

Таким образом, условие «отстройки» вала от резонанса выполняется с большим запасом. Вычисляем реакции.

Динамические составляющие реакций вычисляем по выражениям (21), используя Программу для ЭВМ [3].

В результате находим:

$$M_{AD} \pm 34,3 \text{ кН·м}; R_{AD} = \pm 23,63 \text{ кН·м}; R_{BD} = \pm 31,68 \text{ кН·м}.$$

Статическую составляющую реакции  $R_{BD}$  вычисляем, используя выражение (8):

$$R_{BC} = -2,870 \cdot 10^4 \text{ кН/м } f + 190,4 \text{ кН/м}.$$

Полная реакция на кормовом дейдвудном подшипнике равна (см. выражение (1)):

$$\begin{aligned} R_B = R_{BC} + R_{BD} &= -2,870 \cdot 10^4 \text{ кН/м } f + 190,4 \text{ кН/м} \pm 31,68 \text{ кН/м} = \\ &= -2,870 \cdot 10^4 \text{ кН/м } f \begin{matrix} +158,7 \\ +222,1 \end{matrix} \text{ кН/м}. \end{aligned}$$

На рис. 3 изображена зависимость реакции на кормовом дейдвудном подшипнике от величины его износа и поперечных колебаний вала.

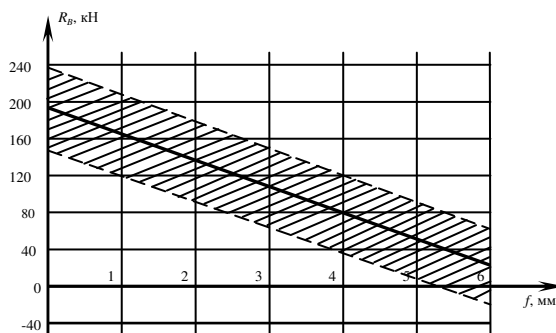


Рис. 3. Изменение реакции на кормовом дейдвудном подшипнике в зависимости от его износа и поперечных колебаний вала – заштрихованная область; значение статической составляющей реакции – сплошная линия

Согласно рис. 3, поперечные колебания вала оказывают на его движение существенное влияние. Начиная с некоторого значения величины износа подшипника  $f$  его суммарная реакция становится периодически отрицательной, тогда как статическая составляющая остается положительной. При одностороннем взаимодействии вала с подшипником это означает, что вал будет периодически отрываться от подшипника, т. е. его вращение становится динамически неустойчивым.

### Выводы

Установлено, что поперечные колебания вала оказывают на его движение существенное влияние. Начиная с некоторого значения величины износа подшипника его суммарная реакция становится периодически отрицательной, тогда как статическая составляющая остается положительной. При одностороннем взаимодействии вала с подшипником это означает, что вал будет периодически отрываться от подшипника, т. е. его вращение становится динамически неустойчивым.

Следует отметить, что численные значения результатов исследования зависят от конкретного валопровода. Однако качественно они соответствуют полученным в [4].

Таким образом, при оценке динамической устойчивости валопровода недостаточно только проверять его на возможность резонанса. При расчете параметров «центровки» необходимо учитывать поперечные колебания вала и их влияние на величину реакций подшипников.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Миронов А. И.* К исследованию поперечных колебаний гребных валов. Ч. 3. Влияние момента инерции винта на собственную частоту и форму колебаний гребного вала / А. И. Миронов // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. 2014. № 3. С. 21–27.
2. *Прочность, устойчивость, колебания: Справочник: в 3 т. / под общ. ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко.* М.: Машиностроение, 1968. Т. 3. 568 с.
3. *Миронов А. И.* Программа расчета поперечных колебаний гребного вала с учетом момента инерции гребного винта / А. И. Миронов, Е. В. Пономарёва, А. Ю. Кукарина. Свид-во об офиц. регистрации № 2015612797; заяв. № 2014664032; зарег. в реестре программ для ЭВМ 26.02.2015.
4. *Комаров В. В.* Валопроводы рыбопромысловых судов. Ч. 1. / В. В. Комаров, А. С. Курылев. Астрахань: Изд-во АГТУ, 1997. 166 с.

Статья поступила в редакцию 06.07.2015,  
в окончательном варианте – 11.07.2015

### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

*Миронов Альфред Иванович* – Россия, 414000, Астрахань; канд. техн. наук, доцент; независимый исследователь; mig@astu.org.

*Кукарина Алла Юрьевна* – Россия, 414056, Астрахань; Астраханский государственный технический университет; старший преподаватель кафедры «Механика и инженерная графика»; alla.kukarina@mail.ru.



*A. I. Mironov, A. Yu. Kukarina*

### ON ONE OF THE POSSIBLE CAUSES OF DYNAMIC INSTABILITY OF SHIP SHAFTING

**Abstract.** One of the possible causes of the dynamic instability of shafting, arising during the operation of ship shaftings, is wear of stern-tube bearing and the reactions of stern-tube bearings periodically changing under the influence of transverse vibrations of the shaft. The aftermost part of the propeller shaft is considered as one that has the lowest natural frequency. The part of the propeller shaft is modeled with a beam of constant cross section, which is based on the biased support of the unilateral action. Since in the process of transverse vibrations of the beam the detach-

ment from the support is possible, an extreme support is accepted as a restrained one. The decision takes into account the mass of the shaft, as well as the mass and the moment of inertia of the propeller mass. At the given parameters of the propeller shaft the obtained decision helps determine the natural frequency of the shaft, at the given speed of rotation – waveform and the total load on the shaft from the effects of static and dynamic loads, as well as the impact of stern-tube bearing wear. The numerical experiment for shafting of the particular fishing ship showed that the transverse vibrations have a significant influence on the character of rotation. Starting with a certain value of the bearing wear, its response from time to time becomes negative, i. e., shaft will periodically break away from the bearing and, as a consequence, its rotation will become unstable.

**Key words:** dynamic instability, shafting, transverse vibrations, static and dynamic loading.

#### REFERENCES

1. Mironov A. I. K issledovaniuu poperechnykh kolebaniy grebnykh valov. Chast' 3. Vliianie momenta inertsii vinta na sobstvennuiu chastotu i formu kolebaniy grebnogo vala [To the study of transverse vibrations of the propeller shafts]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2014, no. 3, pp. 21–27.
2. *Prochnost', ustoychivost', kolebaniia: Spravochnik: v 3 t.* [Strength, stability, vibrations: Reference: in 3 vol.]. Pod obshchei redaktsiei I. A. Birgera, Ia. G. Panovko. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968. Vol. 3. 568 p.
3. Mironov A. I. Ponomareva E. V., Kukarina A. Iu. *Programma rascheta poperechnykh kolebaniy grebnogo vala s uchetom momenta inertsii grebnogo vinta* [Procedure of the calculation of the transverse vibrations of the propeller shaft taking into account the inertia of the propeller screw]. Svidetel'stvo ob ofitsial'noi registratsii № 2015612797; zaiavka № 2014664032; zaregistrovano v reestre programm dlia EVM 26.02.2015.
4. Komarov V. V., Kurylev A. S. *Valoprovody rybnopromyslovykh sudov. Part 1* [Shafting of the fishing vessels]. Astrakhan, AGTU Publ., 1997. 166 p.

The article submitted to the editors 06.07.2015,  
in the final version – 11.07.2015

#### INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Mironov Alfred Ivanovich** – Russia, 41400, Astrakhan; Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor; Independent Researcher; mig@astu.org.

**Kukarina Alla Yurievna** – Russia, 414056, Astrakhan; Astrakhan State Technical University; Candidate of Technical Sciences; Senior Lecturer of the Department "Mechanics and Engineering Graphics"; alla.kukarina@mail.ru.

