

СУДОСТРОЕНИЕ И СУДОРЕМОНТ

DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-5-983-992

ASSESSMENT OF INFLUENCE OF ELASTIC PROPERTIES OF THE FODDER DEADWOOD BEARING ON VALUE OF OWN FREQUENCY AT LINEAR CROSS FLUCTUATIONS OF THE SHIP SHAFT LINE

A. A. Halyavkin¹, A. Ya. Auslender²

¹ — LLC Gazprom dobycha Astrakhan, Astrakhan, Russian Federation

² — Astrakhan state university, Astrakhan, Russian Federation

In work influence of coefficient of rigidity of deadwood bearings on operability of the ship shaft line is investigated. The existing values of coefficient of rigidity used when calculating cross fluctuations and when centering the ship shaft line are analyzed. It is specified that the ship shaft line represents very difficult dynamic system as works at action and emergence of constant, variable, cyclic and casual loadings. His design is various and depend on many factors including arrangements of the main propulsion plant. Influence of coefficient of rigidity on value of own frequency of cross fluctuations of a rowing shaft is investigated. The settlement scheme represents a beam of constant section, and leans on one pivotally - a motionless and elastic support with the concentrated loading on the end. The elastic support in the settlement scheme models the fodder deadwood bearing, the concentrated loading - the rowing screw. In work the statement is taken into account that in the settlement scheme it is enough to consider only his rowing part as this part of the ship shaft line is the most loaded and has the lowest own frequency. A rowing part of the shaft line includes the rowing screw, the console of a rowing shaft, the fodder deadwood bearing and a nasal part of a rowing shaft or a part of an intermediate shaft (depending on a shaft line design). It is specified in work that calculation of cross fluctuations of the ship shaft line is obligatory at his design as the arrangement of support and the rowing screw, length of deadwood bearings, the geometrical sizes of shaft and their connections among themselves of the shaft line is estimated. The purpose of calculation of cross fluctuations - determination of own frequency of the ship shaft line which 20...40% has to exceed the worker (bladed). The importance of coefficient of rigidity on own frequency when calculating cross fluctuations is estimated. The numerical value of coefficient of rigidity of fodder deadwood bearings of some types of vessel is presented. At a research of cross fluctuations was a number of the standard and regulating documents used at design, repair and operation ship the shaft line, his elements and the vessel in general is used.

Keywords: ship shaft line, deadwood bearing, rigidity coefficient, cross fluctuations, wear.

For citation:

Halyavkin, Alexey A., and Anna Ya. Auslender. "Assessment of influence of elastic properties of the fodder deadwood bearing on value of own frequency at linear cross fluctuations of the ship shaft line." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* 10.5 (2018): 983–992. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-5-983-992.

УДК 629.5.035.8

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УПРУГИХ СВОЙСТВ КОРМОВОГО ДЕЙДВУДНОГО ПОДШИПНИКА НА ЗНАЧЕНИЕ СОБСТВЕННОЙ ЧАСТОТЫ ПРИ ЛИНЕЙНЫХ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЯХ СУДОВОГО ВАЛОПРОВОДА

А. А. Халявкин¹, А. Я. Ауслендер²

¹ — ООО «Газпром добыча Астрахань», Астрахань, Российская Федерация

² — ФГБОУ ВО «Астраханский государственный университет»,
Астрахань, Российская Федерация

В работе исследуется влияние коэффициента жесткости дейдвудных подшипников на работоспособность судового валопровода. Анализируются существующие значения коэффициента жесткости, используемые при расчете поперечных колебаний и центровке судового валопровода. Указывается,

что судовой валопровод представляет собой весьма сложную динамическую систему, так как работает под действием и при возникновении постоянных, переменных, циклических и случайных нагрузок. Его конструкция разнообразна и зависит от многих факторов, в том числе расположения главной энергетической установки. Исследуется влияние коэффициента жесткости на значение собственной частоты поперечных колебаний гребного вала. Расчетная схема представляет собой балку постоянного сечения и опирается на одну шарнирно-неподвижную и упругую опору с сосредоточенной нагрузкой на конце. Упругая опора в расчетной схеме моделирует кормовой дейдвудный подшипник, сосредоточенная нагрузка — гребной винт. В работе принято во внимание утверждение о том, что в расчётной схеме достаточно рассмотреть только его гребную часть, так как именно эта часть судового валопровода является наиболее нагруженной и имеет наименьшую собственную частоту. Гребная часть валопровода включает в себя гребной винт, консоль гребного вала, кормовой дейдвудный подшипник и носовую часть гребного вала или часть промежуточного вала (в зависимости от конструкции валопровода). В работе указывается, что расчет поперечных колебаний судового валопровода является обязательным при его проектировании, так как оценивается расположение опор и гребного винта, длина дейдвудных подшипников, геометрические размеры валов и их соединений между собой непосредственно валопровода. Цель расчета поперечных колебаний состоит в определении собственной частоты судового валопровода, которая на 20 ... 40 % должна превышать рабочую (лопастную). Оценивается значимость коэффициента жесткости на собственную частоту при расчете поперечных колебаний. Представлено численное значение коэффициента жесткости кормовых дейдвудных подшипников некоторых типов судов. При исследовании поперечных колебаний был использован ряд нормативных и регламентирующих документов, используемых при проектировании, ремонте и эксплуатации судового валопровода, его элементов и судна в целом.

Ключевые слова: судовой валопровод, дейдвудный подшипник, коэффициент жесткости, поперечные колебания, износ.

Для цитирования:

Халявкин А. А. Оценка влияния упругих свойств кормового дейдвудного подшипника на значение собственной частоты при линейных поперечных колебаниях судового валопровода / А. А. Халявкин, А. Я. Ауслендер // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2018. — Т. 10. — № 5. — С. 983–992. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-5-983-992.

Введение (Introduction)

Обеспечение длительной и надежной работы двигательно-движительной установки судна, является в настоящее время, как правило, одной из самых актуальных задач отечественного судостроения. Это доказывает большое количество опубликованных научных работ, в которых предлагаются новые с механической или технологической точки зрения методы и идеи улучшения эксплуатационных характеристик. Одним их важных элементов двигательно-движительной установки является судовой валопровод.

Согласно ГОСТ 24154-80 [1], судовой валопровод является конструктивным комплексом, кинематически связывающим главный двигатель с движителем и предназначенным для передачи крутящих моментов и осевых нагрузок, возникающих при работе судовой двигательно-движительной установки (далее — движительная установка), составной частью которой он является.

По своим качественным характеристикам подшипники гребных валов подразделяются на подшипники скольжения (втулочного и планочного исполнения) и подшипники качения (с элементами в виде стержней, роликов, шариков и т. д.) с фланцевым и бесфланцевым исполнением; с жестким, самоустанавливающимся или амортизированным вариантом монтажа; с применением таких антифрикционных материалов, как резина, капролон, бакаут, текстолит, баббит и др. [2].

Судовой валопровод (рис. 1) представляет собой весьма сложную динамическую систему, так как работает под действием и при возникновении постоянных, переменных, циклических и случайных нагрузок. Его конструкция разнообразна и зависит от многих факторов, в том числе от расположения главной энергетической установки. Нарушение работоспособности судового валопровода приводит к снижению скорости хода или полной его потере, повышенной вибрации,

ускоренному износу и выхода из строя его элементов. Последующий ремонт в большинстве случаев требует вывода судна из эксплуатации и постановки его в док.

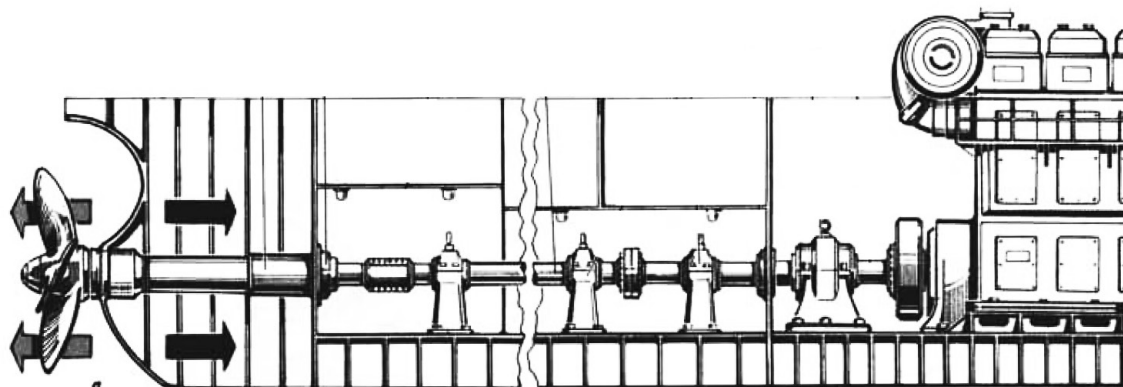


Рис. 1. Общий вид судового валопровода

При расчете поперечных колебаний или центровке судового валопровода стараются учесть упругие и механические свойства дейдвудных подшипников. Для этого в расчетной схеме балку постоянного по длине сечения располагают на упругих опорах [3] или упругом основании [4]–[6] с коэффициентом жесткости Н/м и Н/м². Срок эксплуатации судового валопровода зависит от рабочего состояния дейдвудных подшипников [13], которое характеризуется величиной износа δ самих дейдвудных подшипников.

В работе [6] при исследовании укладки гребных валов на дейдвудных опорах принимались значения коэффициента податливости для баббита $A = 0,2 \cdot 10^{-8}$ м/Н, для капролона — $A = 0,4 \cdot 10^{-8}$ м/Н, для резины — $A = 0,6 \cdot 10^{-8}$ м/Н. Так как коэффициент жесткости связан с коэффициентом податливости уравнением [3]:

$$k = \frac{1}{A}, \quad (1)$$

он будет иметь значения, соответственно: баббит — $k = 5 \cdot 10^8$ Н/м, капролон — $k = 2,5 \cdot 10^8$ Н/м, резина — $k = 1,7 \cdot 10^8$ Н/м.

В работе [6] при статическом расчете судового валопровода на упругом винклеровом основании принималось значение коэффициента жесткости капролона 500 МПа ($0,5 \cdot 10^9$ Н/м²). При исследовании поперечных колебаний судового валопровода также на упругом винклеровом основании в работах [4], [5] коэффициент жесткости капролона принимался равным 1–2 МПа (10^9 – $2 \cdot 10^9$ Н/м²). В указанных ранее работах отсутствует ссылка на источники и способы получения численного значения коэффициента жесткости материала дейдвудных подшипников.

В работах [7], [8] предлагается выражение для определения коэффициента жесткости:

$$k = \frac{\pi E d^2}{4h}, \quad (2)$$

где E — модуль упругости втулок дейдвудных подшипников; d — диаметр гребного вала с облицовочным покрытием; h — толщина стенки втулок дейдвудных подшипников.

В табл. 1 приведены коэффициенты жесткости k кормового дейдвудного подшипника для судов «Гидробиолог» и «Хазар-1». Материал втулок дейдвудных подшипников — капролон.

Таблица 1

Значение коэффициентов жесткости k дейдвудных подшипников

Название судна	E , Па	d_r , мм	Внешний диаметр втулки D , мм	h , мм	k , Н/м
«Гидробиолог»	$3 \cdot 10^9$	150	200	25	$2,19 \cdot 10^9$
«Хазар-1»	$3 \cdot 10^9$	131	170	19,5	$2,04 \cdot 10^9$

Во многих работах стараются учесть износ δ дейдвудных подшипников через коэффициент жесткости k . В связи с этим сформировалось мнение о том, что чем больше износ, тем ниже значение коэффициента жесткости:

$$\begin{aligned}\delta &= \min \rightarrow \max; \\ k &= \max \rightarrow \min.\end{aligned}\quad (3)$$

Безусловно, если рассматривать поперечные колебания судового валопровода, то имеется связь с износом δ втулок дейдвудных подшипников. Как указывается в работах [9], [10], с увеличением износа дейдвудных подшипников, особенно кормового, значение собственной частоты снижается. Безусловно, если рассматривать линейный закон изменения собственной частоты поперечных колебаний от увеличения износа, то форма изменения будет иметь параболический характер.

Расчет поперечных колебаний судового валопровода является обязательным при его проектировании [11], [12]. Оценивается расположение опор и гребного винта, длина дейдвудных подшипников, геометрические размеры валов и их соединений между собой самого валопровода и т. д. Целью расчета поперечных колебаний является определение собственной частоты судового валопровода, которая на 20 ... 40 % должна превышать рабочую (лопастную) [11]. Важно отметить, что поперечные колебания, так же, как и крутильные, подвергаются контролю со стороны Российского морского регистра судоходства при техническом осмотре и ремонте судов.

В многочисленных работах, посвященных расчёту поперечных колебаний валопроводов, отмечается, что в расчётной схеме достаточно рассмотреть только гребную часть валопровода, так как именно она является наиболее нагруженной и имеет наименьшую собственную частоту [11]–[13]. Гребная часть валопровода включает гребной винт, консоль гребного вала, кормовой дейдвудный подшипник и носовую часть гребного вала или часть промежуточного вала (в зависимости от конструкции валопровода).

Существует множество методов определения собственной частоты поперечных колебаний судового валопровода [14], среди которых следует выделить метод Ю. А. Шиманского, а также документы, устанавливающие правила и нормы проектирования валопроводов (например, РД 5.4307-79). Все они рассматривают судовой валопровод как балку ступенчато-постоянного сечения, опирающуюся на так называемые «точечные» (шарнирные) опоры. Поэтому основным недостатком является то, что в этих документах не учитываются упругие свойства дейдвудных подшипников при определении собственной частоты.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Для сравнительного анализа влияния жесткости кормового дейдвудного подшипника на собственную частоту ω валопровода выполним его расчет на поперечные колебания. Расчетная схема представляет собой балку с изгибной жесткостью EJ , опирающуюся на шарнирно-неподвижную и упругую опоры с коэффициентом жесткости k , Н/м, соответственно (рис. 2).

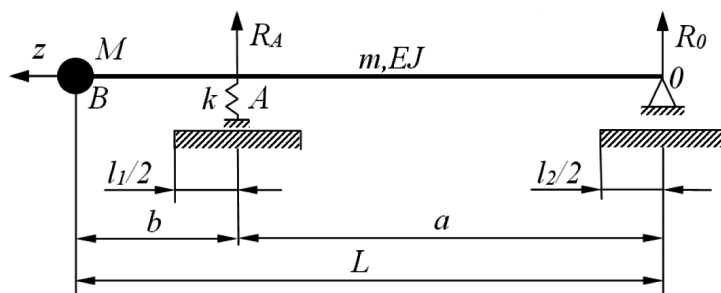


Рис. 2. Расчетная схема балки на упругой опоре:
 M — масса гребного винта; m — погонная масса гребного вала;
 R_0, R_A — реакции опор

Граничные условия для данной расчетной схемы примут вид:

$$y_{z=0} = 0; \frac{d^2 y}{dz^2} \Big|_{z=0} = 0;$$

$$\frac{d^2 y}{dz^2} \Big|_{z=L} = 0; M\omega^2 y_{z=L} = -EJ \frac{d^3 y}{dz^3} \Big|_{z=L} . \quad (4)$$

Дифференциальное уравнение свободных изгибных колебаний такой балки в каждом пролёте имеет вид [15]:

$$EJ \frac{d^4 \xi}{dz^4} + m \frac{d^2 \xi}{dt^2} = 0, \quad (5)$$

где ξ — поперечное смещение сечения балки;

z — координата сечения;

EJ — жесткость сечения при изгибе;

M — погонная масса балки.

Выполним решение уравнения (2):

$$\xi = y(z) \sin(\omega t + \varphi_c), \quad (6)$$

где y — амплитуда колебаний балки; ω — собственная частота; φ_c — сдвиг фаз (будем считать, что $\varphi_c = 0$).

Используя известные функции А. Н. Крылова, представленные в работе [15], находим общее решение уравнения (5):

$$y(z) = y_0 K_1(\alpha z) + \frac{\varphi_0}{\alpha} K_2(\alpha z) + \frac{M_0}{\alpha^2 EJ} K_3(\alpha z) + \frac{Q_0}{\alpha^3 EJ} K_4(\alpha z); \quad (7)$$

$$\alpha = \sqrt[4]{\frac{m\omega^2}{EJ}}, \quad (8)$$

где y_0 , φ_0 , M_0 , Q_0 — соответственно амплитуды прогиба, угла поворота, изгибающего момента и поперечной силы при $z = 0$.

Функции А. Н. Крылова имеют вид:

$$K_1 = \frac{1}{2}(ch(\alpha z) + \cos(\alpha z)); K_2 = \frac{1}{2}(sh(\alpha z) + \sin(\alpha z));$$

$$K_3 = \frac{1}{2}(ch(\alpha z) - \cos(\alpha z)); K_4 = \frac{1}{2}(sh(\alpha z) - \sin(\alpha z)). \quad (9)$$

и связаны между собой производными [4]:

$$\frac{d}{dz} K_1(\alpha z) = \alpha K_4(\alpha z); \frac{d}{dz} K_2(\alpha z) = \alpha K_1(\alpha z);$$

$$\frac{d}{dz} K_3(\alpha z) = \alpha K_2(\alpha z); \frac{d}{dz} K_4(\alpha z) = \alpha K_3(\alpha z); \quad (10)$$

На основании выражения (8) собственная частота будет иметь вид

$$\omega = \sqrt{\frac{\alpha^4 EJ}{m}}. \quad (11)$$

Найдем функцию прогибов для всех пролётов исследуемой балки расчетной схемы с учетом того, что при положительных перемещениях опорных сечений вниз реакция упругих опор направлена вверх и равна

$$R_A = -y_A k. \quad (12)$$

Функция амплитуды прогиба на первом участке ($0 \leq z \leq a$) имеет вид

$$y_I = \frac{f_0}{\alpha} K_2(\alpha z) + \frac{R_0}{\alpha^3 EJ} K_4(\alpha z). \quad (13)$$

При $z = a$ функцию (13) можно записать следующим образом:

$$y_a = \frac{\Phi_0}{\alpha} K_2(\alpha a) + \frac{R_0}{\alpha^3 EJ} K_4(\alpha a) = y_A. \quad (14)$$

Функция амплитуды прогиба на втором участке ($0 \leq z \leq L$) имеет вид

$$y_{II} = \frac{\Phi_0}{\alpha} K_2(\alpha z) + \frac{R_0}{\alpha^3 EJ} K_4(\alpha z) + \frac{R_A}{\alpha^3 EJ} K_4(\alpha(z-a)). \quad (15)$$

При $z = L$ уравнение (15) можно представить в виде

$$y_L = \frac{\Phi_0}{\alpha} K_2(\alpha L) + \frac{R_0}{\alpha^3 EJ} K_4(\alpha L) + \frac{R_A}{\alpha^3 EJ} K_4(\alpha(L-a)). \quad (16)$$

Исходя из функции (12), выражение (16) будет иметь вид

$$y_L = \frac{\Phi_0}{\alpha} K_2(\alpha L) + \frac{R_0}{\alpha^3 EJ} K_4(\alpha L) - \frac{y_A k}{\alpha^3 EJ} K_4(\alpha(z-a)). \quad (17)$$

Исходя из граничных условий, производные уравнения (17) запишем в виде:

$$\begin{cases} y'_L = \Phi_0 K_1(\alpha L) + \frac{R_0}{\alpha^2 EJ} K_3(\alpha L) - \frac{y_A k}{\alpha^2 EJ} K_3(\alpha(z-a)); \\ y''_L = \alpha \Phi_0 K_4(\alpha L) + \frac{R_0}{\alpha EJ} K_2(\alpha L) - \frac{y_A k}{\alpha EJ} K_2(\alpha(z-a)); \\ y'''_L = \alpha^2 \Phi_0 K_3(\alpha L) + \frac{R_0}{EJ} K_1(\alpha L) - \frac{y_A k}{EJ} K_1(\alpha(z-a)). \end{cases} \quad (18)$$

Запишем граничные условия (4) на левом конце расчетной схемы (в точке B):

$$\begin{cases} \frac{\Phi_0}{\alpha} K_2(\alpha a) + \frac{R_0}{\alpha^3 EJ} K_4(\alpha a) - y_A = 0; \\ M \omega^2 \left[\frac{\Phi_0}{\alpha} K_2(\alpha L) + \frac{R_0}{\alpha^3 EJ} K_4(\alpha L) - \frac{y_A k}{\alpha^3 EJ} K_4(\alpha(z-a)) \right] + \\ + \left[\alpha^2 \Phi_0 K_3(\alpha L) + \frac{R_0}{EJ} K_1(\alpha L) - \frac{y_A k}{EJ} K_1(\alpha(z-a)) \right] EJ = 0; \\ EJ \alpha \Phi_0 K_4(\alpha L) + \frac{R_0}{\alpha} K_2(\alpha L) - \frac{y_A k}{\alpha} K_2(\alpha(z-a)) = 0. \end{cases} \quad (19)$$

Согласно выражению (19), система уравнений примет вид:

$$\begin{cases} \frac{\Phi_0}{\alpha} K_2(\alpha a) + \frac{R_0}{\alpha^3 EJ} K_4(\alpha a) - y_A = 0; \\ \Phi_0 \left(\frac{\alpha^3 EJ M K_2(\alpha L)}{m} + \alpha^2 EJ K_3(\alpha L) \right) + R_0 \left(\frac{M}{m} \alpha K_4(\alpha L) + K_1(\alpha L) \right) - y_A \times \\ \times \left(k K_1(\alpha b) + k \frac{M}{m} \alpha K_4(\alpha b) \right) = 0; \\ \Phi_0 EJ \alpha K_4(\alpha L) + R_0 \frac{K_2(\alpha L)}{\alpha} - y_A \frac{k}{\alpha} K_2(\alpha b) = 0. \end{cases} \quad (20)$$

Условие существования ненулевого решения, как отмечалось ранее, для системы однородных уравнений (20) состоит в равенстве нулю её определителя:

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

где A_{ij} — коэффициенты при неизвестных значениях системы уравнений (20).

Далее вычисляется значение величины α , входящей в функции А. Н. Крылова, при которой определитель систем равен нулю. Для этого строится график зависимости определителя Δ от значения α .

После определения α по уравнению (11) определяем угловую частоту балки:

$$p = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{EJ\alpha^4}{m}}, \quad (22)$$

где ω — циклическая частота, рад/с, связанная с обычной круговой частотой p , c^{-1} , зависимостью $\omega = 2\pi p$.

Определитель $\Delta_{\text{шО}}$ системы уравнений при поперечных колебаниях балки на шарнирных опорах примет вид

$$\Delta_{\text{шО}} = \begin{vmatrix} \frac{K_2(\alpha a)}{\alpha} & \frac{K_4(\alpha a)}{\alpha^3 EJ} & 0 \\ \frac{M\alpha^3 EJK_2(\alpha L)}{m} + EJK_3(\alpha L)\alpha^2 & \frac{M\alpha K_4(\alpha L)}{m} + K_1(\alpha L) & \frac{M\alpha K_4(\alpha L)}{m} + K_1(\alpha b) \\ EJK_4(\alpha L)\alpha & \frac{K_2(\alpha L)}{\alpha} & \frac{K_2(\alpha b)}{\alpha} \end{vmatrix} = 0. \quad (23)$$

Для сравнительного анализа также рассмотрим поперечные колебания балки на двух шарнирных опорах. Общий вид расчетной схемы представлен на рис. 3.

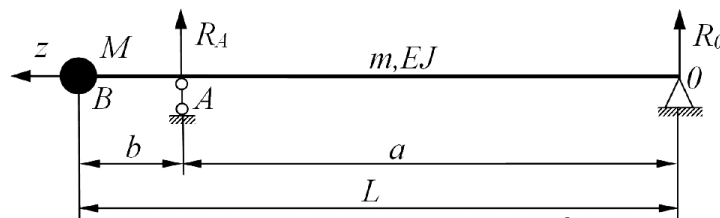


Рис. 3. Расчетная схема балки на шарнирных опорах

Определитель $\Delta_{\text{шО}}$ системы уравнений при поперечных колебаниях балки на одной шарнирной и одной упругой опорах будет иметь следующий вид:

$$\Delta_{\text{шО}} = \begin{vmatrix} \frac{K_2(\alpha a)}{\alpha} & \frac{K_4(\alpha a)}{\alpha^3 EJ} & -1 \\ \frac{M\alpha^3 EJK_2(\alpha L)}{m} + EJK_3(\alpha L)\alpha^2 & \frac{M\alpha K_4(\alpha L)}{m} + K_1(\alpha L) & -k \left(\frac{M\alpha K_4(\alpha L)}{m} + K_1(\alpha b) \right) \\ EJK_4(\alpha L)\alpha & \frac{K_2(\alpha L)}{\alpha} & -\frac{kK_2(\alpha b)}{\alpha} \end{vmatrix} = 0. \quad (24)$$

Результаты (Results)

В табл. 2 указаны численные значения параметров судов согласно расчетной схеме (см. рис. 2) и значения собственной круговой частоты поперечных колебаний балки, которая опирается только на две шарнирные опоры.

Таблица 2

**Численное значение параметров судового валопровода
и собственной круговой частоты реальных судов**

Название судна	l_1 , мм	l_2 , мм	a , мм	b , мм	$d_{гр}$, мм	m , кг/м	M , кг	α , 1/м	p_1 , 1/с
«Гидробиолог»	500	500	2200	175	125	96,3	154	1382422	49,65
«Хазар-1»	520	220	2000	250	108	71,9	97	1,482537	49,34

В табл. 3 приведены численные значения собственной частоты при поперечных колебаниях валопроводов исследуемых судов с учетом изменения коэффициента жесткости упругой опоры расчетной схемы (см. рис. 1) в диапазоне $1 \cdot 10^6 \dots 5 \cdot 10^{10}$ Н/м.

Таблица 3

**Значения собственной частоты при поперечных колебаниях валопроводов судов
при различных коэффициентах жесткости**

№ п/п.	k , Н/м	«Гидробиолог»			«Хазар-1»		
		α , 1/м	p_1 , 1/с	p_2/p_1	α , 1/м	p_1 , 1/с	p_2/p_1
1	$1 \cdot 10^6$	0,61115	9,7	5,119	0,71557	11,5	4,29
2	$5 \cdot 10^6$	0,911908	21,61	2,298	1,06483	25,45	1,939
3	$1 \cdot 10^7$	1,08106	30,37	1,635	1,2583	35,54	1,388
4	$5 \cdot 10^7$	1,37659	49,24	1,008	1,48165	49,28	1
5	$1 \cdot 10^8$	1,38052	49,52	1,003	1,4822	49,32	1
6	$5 \cdot 10^8$	1,38228	49,6	1,001	1,4824	49,33	1
7	$1 \cdot 10^9$	1,3824	49,65	1	1,4825	49,34	1
8	$5 \cdot 10^9$	1,3824	49,65	1	1,48253	49,34	1
9	$1 \cdot 10^{10}$	1,3824	49,65	1	1,48256	49,34	1
10	$5 \cdot 10^{10}$	1,3824	49,65	1	1,48256	49,34	1

В соответствии с приведенными в табл. 3 значениями был построен график зависимости собственной частоты от коэффициента жесткости судна «Хазар-1» — рис. 4, откуда видно, что втулки дейдвудных подшипников исследуемых судов обладают достаточной жесткостью и сопротивляемостью действию на них внешних нагрузок.

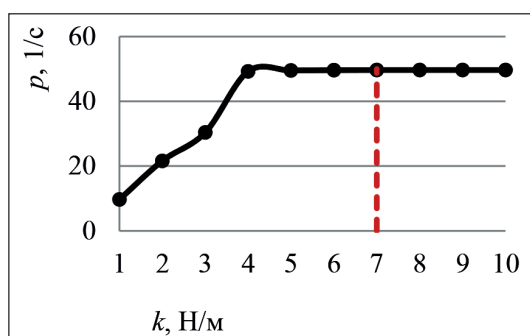


Рис. 4. График зависимости собственной частоты ω от коэффициента жесткости k

При коэффициенте жесткости $k = 1 \times 10^9$ Н/м упругой опоры собственная частота судового валопровода соответствует частоте поперечных колебаний на шарнирных опорах. Поэтому в большинстве случаев при расчете поперечных колебаний расчетная схема может представлять собой балку, которая опирается на шарнирные опоры. Полученные значения коэффициента жесткости втулок дейдвудных подшипников не оказывают особого влияния на численное значение собственной частоты линейных поперечных колебаний судового валопровода.

Заключение (Conclusion)

Проведенное в работе исследование линейных поперечных колебаний судового валопровода показало, что упругие свойства дейдвудных подшипников не отражают всей картины изменения собственной частоты. Рассматривать только упругие и механические свойства дейдвудного подшипника недостаточно. В расчетах необходимо учитывать отрыв валопровода от дейдвудного подшипника, характеризующий изменение жесткости вала с дейдвудным подшипником при поперечных колебаниях. Данный процесс усиливается при увеличении износа дейдвудных подшипников и действии внешних нагрузок, а также приводит к понижению собственной частоты и возникновению явления резонанса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 24154-80. Валопроводы судовые. Термины и определения. — Введ. с 01.07.80. — М.: Изд-во стандартов, 1980. — 4 с.
2. ОСТ 5.4474.0-91. Подшипники гребных валов судовых валопроводов. Общие технические условия. — Введ. 01.07.1992. — СПб.: Изд-во ЦНИИ «Лот», 1992. — 196 с.
3. Комаров В. В. Состояние укладки гребных валов на дейдвудных опорах / В. В. Комаров // Вестник Астраханского государственного технического университета. — 2006. — № 2 (31). — С. 259–267.
4. Миронов А. И. Метод оценки собственных частот валопровода судов / А. И. Миронов, Л. М. Денисова // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2000. — С. 44–49.
5. Миронов А. И. Влияние дейдвудных подшипников на колебания валопроводов судов / А. И. Миронов, Л. М. Денисова // Вестник Астраханского государственного технического университета. — 2004. — № 1 (20). — С. 125–130.
6. Рубин М. Б. Подшипники в судовой технике: справ. / М. Б. Рубин, В. Е. Бахарева. — Л.: Судостроение, 1987. — 344 с.
7. Мамонтов В. А. Оценка влияния жесткости материала кормового дейдвудного подшипника на работоспособность судового валопровода / В. А. Мамонтов, А. А. Халыавкин, Г. А. Кушнер, И. О. Разов // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2017. — № 4. — С. 80–87.
8. Halyavkin A. Determination of stiffness coefficient of stern shaft bearing / A. Halyavkin, I. Razov, V. Mamontov, G. Kushner // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. — IOP Publishing, 2017. — Vol. 90. — Is. 1. — Pp. 012078. DOI: 10.1088/1755-1315/90/1/012078.
9. Яценко В. С. Эксплуатация судовых валопроводов / В. С. Яценко. — М.: Транспорт, 1968. — 171 с.
10. Grebe E. Experimental research about friction and wear of antifricition materials for port's/coastal and maritime machinery or equipment and analysis of parametric oscillations of ships shafting with new composite stern-tube bearings / E. Grebe, D. V. Loshadkin, G. A. Kushner, A. A. Haljavkin, A. A. Dudanov // Proceedings of 19th International Marine Industries Conference (MIC 2017). — Kish Island, Iran, 2017.
11. Румб В. К. Основы проектирования и расчета судового валопровода: учеб. пособие / В. К. Румб. — СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 1996. — 106 с.
12. Абрамович Б. Г. Уточнение метода расчёта изгибных колебаний судовых валопроводов / Б. Г. Абрамович, В. А. Меркулов // Судостроение. — 1977. — № 1. — С. 35–39.
13. Jia X. Analysis of the flexural vibration of ship's tail shaft by transfer matrix method / X. Jia, S. Fan // Journal of Marine Science and Application. — 2008. — Vol. 7. — Is. 3. — Pp. 179–183. DOI: 10.1007/s11804-008-8016-6.
14. Šestan A. A study into resonant phenomena in the catamaran ferry propulsion system / A. Šestan, N. Vladimir, N. Vulić, B. Ljubenkovic // Transactions of FAMENA. — 2012. — Vol. 36. — Is. 1. — Pp. 35–44.
15. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний / В. Л. Бидерман. — М.: Высш. школа, 1980. — 408 с.

REFERENCES

1. Russian Federation. State Standard GOST 24154-80. Valoprovody sudovye. Terminy i opredeleniya. M.: Izd-vo standartov, 1980.

2. Russian Federation. Industry standard OST 5.4474.0-91. Podshipniki grebnykh valov sudovykh valoprovodov. Obshchie tekhnicheskie usloviya. Spb.: Izd-vo TsNII «Lot», 1992.
3. Komarov, V. V. “The condition of propeller shafts placing on stern-tube supports.” *Vestnik of Astrakhan state technical university* 2(31) (2006): 259–267.
4. Mironov, A. I., and L. M. Denisova. “Metod otsenki sobstvennykh chastot valoprovoda sudov.” *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya* X (2000): 44–49.
5. Mironov, A. I., and L. M. Denisova. “Vliyanie deidvudnykh podshipnikov na kolebaniya valoprovodov sudov.” *Vestnik of Astrakhan state technical university* 1(20) (2004): 125–130.
6. Rubin, M. B., and V. E. Bakhareva. *Podshipniki v sudovoi tekhnike: Spravochnik*. L.: Sudostroenie, 1987.
7. Mamontov, Victor Andreevich, Alexey Aleksandrovich Haljavkin, Guriy Alekseevich Kushner, and Igor Olegovich Razov. “Assessment of impact of stern bearing material rigidness onto operability of the ship shaft line.” *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies* 4 (2017): 80–87. DOI: 10.24143/2073-1574-2017-4-80-87
8. Halyavkin, Aleksey, I. Razov, V. Mamontov, and G. Kushner. “Determination of stiffness coefficient of stern shaft bearing.” *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. Vol. 90. No. 1. IOP Publishing, 2017. 012078. DOI: 10.1088/1755-1315/90/1/012078
9. Yatsenko, V. S. *Ekspluatatsiya sudovykh valoprovodov*. M.: Transport, 1968.
10. Grebe, E., D. V. Loshadkin, G. A. Kushner, A. A. Haljavkin, and A. A. Dudanov. “Experimental research about friction and wear of antifricition materials for port’s/coastal and maritime machinery or equipment and analysis of parametric oscillations of ships shafting with new composite stern-tube bearings.” *Proceedings of 19th International Marine Industries Conference (MIC 2017)*. Kish Island, Iran, 2017.
11. Rumb, V. K. *Osnovy proektirovaniya i rascheta sudovogo valoprovoda: ucheb.posobie*. SPb.: Izd.tsentr SPbGMTU, 1996.
12. Abramovich, B. G., and V. A. Merkulov. “Utochnenie metoda rascheta izgibnykh kolebanii sudovykh valoprovodov.” *Sudostroenie* 1 (1977): 35–39.
13. Jia, Xiao-jun, and Shi-dong Fan. “Analysis of the flexural vibration of ship’s tail shaft by transfer matrix method.” *Journal of marine science and application* 7.3 (2008): 179–183. DOI: 10.1007/s11804-008-8016-6
14. Šestan, Ante, Nikola Vladimir, Nenad Vulić, and Boris Ljubenkovic. “A study into resonant phenomena in the catamaran ferry propulsion system.” *Transactions of FAMENA* 36.1 (2012): 35–44.
15. Biderman, V. L. *Teoriya mekhanicheskikh kolebanii*. M.: Vysshaya shkola, 1980.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Халыякин Алексей Александрович —
кандидат технических наук,
ведущий инженер-технолог
ООО «Газпром добыча Астрахань»
414000, Российская Федерация, Астрахань,
ул. Ленина, 30
e-mail: sopromat112@mail.ru
Ауслендер Анна Яковлевна — ассистент
ФГБОУ ВО «Астраханский государственный
университет»
414056, Российская Федерация, Астрахань,
ул. Татищева, 20а
e-mail: auslender.anna@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Halyavkin, Alexey A. —
PhD,
Leading process engineer
LLC Gazprom dobycha Astrakhan
30 Lenina Str., Astrakhan, 414000,
Russian Federation
e-mail: sopromat112@mail.ru
Auslender, Anna Ya. — assistant
Astrakhan State University
20a Tatishcheva Str., Astrakhan, 414056,
Russian Federation
e-mail: auslender.anna@mail.ru

Статья поступила в редакцию 4 сентября 2018 г.
Received: September 4, 2018.