

УДК 629.1

DOI: 10.37890/jwt.vi87.707

## **Влияние граничных условий на значение собственной частоты поперечных колебаний судового валопровода**

**А.А. Халявкин<sup>1</sup>,**

**А.В. Ивановская<sup>2</sup>**

ORCID: 0000-0002-3548-9083

**В.Ю. Васин<sup>2</sup>**

**Д.А. Головань<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>*Каспийский институт морского и речного транспорта имени генерал-адмирала Ф.М. Апраксина – филиал ФГБОУ ВО «ВГУВТ», г. Астрахань, Россия*

<sup>2</sup>*Керченский государственный морской технологический университет, г. Керчь, Россия*

**Аннотация.** В работе исследуется влияние податливости дейдвудных подшипников на работоспособность всего судового валопровода. Анализируются существующие значения коэффициента жесткости, используемые для упругих упор в расчетных схемах при расчете поперечных колебаний и центровке судового валопровода. Упругие опоры моделирует кормовой дейдвудный подшипник и всю валовую линию валопровода. Отмечается, что антифрикционные материалы, используемые для дейдвудных подшипников, могут быть металлическими и неметаллическими. Указывается, что судовым валопровод представляет собой сложную динамическую систему и явление резонанса при поперечных колебаниях возникает, когда частота внешнего возбуждения приближается к собственной частоте колебаний самого валопровода. Отмечается, что такое явление характеризуется значительными увеличением амплитуд колебаний и неустойчивому состоянию всей валовой системы. Это приводит к серьезным повреждениям и авариям всех элементов и узлов всего пропульсивного комплекса судна. Полученные результаты в данной работе в виде графиков изменения собственной частоты исследуемой однопролетной балки относительно принятых упругих граничных условий, характеризующих всю валовую линию валопровода, носит нелинейный характер.

**Ключевые слова:** судовым валопровод, дейдвудный подшипник, коэффициент жесткости, поперечные колебания, резонанс

## **Influence of boundary conditions on the value of the natural frequency of transverse vibrations of the ship's shaft line**

**Alexey A. Khalyavkin<sup>1</sup>**

**Aleksandra V. Ivanovskaya<sup>2</sup>**

ORCID: 0000-0002-3548-9083

**Vladislav Y. Vasin<sup>2</sup>**

**Danil A. Golovan<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>*Caspian Institute of Sea and River Transport named after General Admiral F.M. Apraksin – the affiliation of Volga State University of Water Transport, Astrakhan, Russia*

<sup>2</sup>*Kerch State Maritime Technological University, Kerch, Russia*

**Abstract.** The paper studies the effect of the flexibility of the shaft bearings on the performance of the entire ship's shaft line. It analyzes the existing values of the stiffness coefficient used for elastic stops in the calculation schemes for calculating lateral vibrations and centering the ship's shaft line. The elastic supports model the stern shaft bearing and the entire shaft line. It is noted that the antifricition materials used for shaft bearings can be metallic or non-metallic. It is pointed out that the ship's shaft line is a complex dynamic

system, and the phenomenon of resonance during lateral vibrations occurs when the frequency of external excitation approaches the natural frequency of vibration of the shaft line itself. It is noted that this phenomenon is characterized by significant increases in the amplitudes of vibrations and an unstable state of the entire shaft system. This leads to serious damage and accidents of all elements and nodes of the entire propulsion complex of the vessel. The results obtained in this work in the form of graphs of the change in the natural frequency of the studied single-span beam relative to the adopted elastic boundary conditions, which characterize the entire shaft line of the shaft line, are nonlinear.

**Keywords:** ship shaft line, shaft bearing, stiffness coefficient, lateral vibrations, resonance

### Введение

Судовой валопровод является единой валовой линией между главным двигателем и гребным винтом, который опирается на дейдвудные и промежуточные подшипники. Количество опорных подшипников зависит от длины самого валопровода и их расположения относительно друг друга. Валовая линия – это система валов (гребной, промежуточный, опорный), которые соединены между собой (фланцевое соединение, муфтовое соединение и пр.) и располагаются на одной оси. До четырех валовых линий может иметь судно (рис. 1).



Рис. 1. Ремонт судна с четырьмя валовыми линиями

Геометрические размеры всех валов зависят от условий эксплуатации, передаваемой мощности и частоты вращения от главного двигателя к гребному винту, а также от выбора антифрикционного материала дейдвудных подшипников. Так диаметр гребного вала с учетом облицовочной втулки, которая располагается в зоне контакта с подшипником может достигать до 800 мм. Для изготовления облицовочных втулок используется бронза или нержавеющая сталь [5]. В качестве антифрикционных материалов для дейдвудных подшипников в настоящее время используют баббит, бакаут, капролон, резина, zedex ZX-100K.

При действии знакопеременных нагрузок со стороны гребного винта появляются поперечные колебания всего валопровода [5,12]. Явление резонанса при поперечных колебаниях судовой валопровода возникает, когда частота внешнего возбуждения приближается к собственной частоте колебаний самого валопровода. Это явление характеризуется значительным увеличением амплитуд колебаний и неустойчивым

состоянием всей системы, что может приводить к серьезным повреждениям и авариям элементов и узлов пропульсивного комплекса судна.

Как правило, конструкция валопровода (как динамическая система) имеет свою собственную частоту поперечных колебаний, зависящую от конструктивных особенностей, геометрических размеров, материала и способа закрепления как самого валопровода, так и его вспомогательных элементов. Поэтому в процессе проектирования производят динамический расчет с целью определения численного значения собственной частоты и выполнения главного условия – полученная собственная частота должна на 20 % превышать частоты внешнего возбуждения [6,7].

Расчетная схема, используемая при расчете поперечных колебания валопровода, представляет собой балку, которая состоит из консольной части и одного пролета. То есть заданная расчетная схема рассматривает только кормовую часть. Существующие методы расчета используют для моделирования опорных подшипников: две шарнирные опоры; одна шарнирно-подвижная опора и защемленная опора, которая располагается на конце самой балки. К таким методам относится метод Бернулли [4]. Безусловно, каждый опорный подшипник имеет свои упругие (податливые) свойства, поэтому моделировать его в расчетной схеме шарнирной опорой является грубым приближением.

В шарнирно-подвижной опоре, перемещение точки в вертикальном направлении равно нулю и возникает одна вертикальная реакция опоры. Такая опора лишает опорное сечение одной степени свободы, то есть препятствует смещению в направлении опорной плоскости.

В шарнирно-неподвижной опоре перемещение в плоскости должны быть равными нулю, поэтому возникают две реакции (вертикальная и горизонтальная). Здесь также допускается поворот опорного сечения, но не допускает поступательного перемещения в самой опоре.

В связи с общим свойством, связанного в свободном повороте балки в точке опоры, указанные выше шарнирные опоры в расчетных схемах судового валопровода могут моделировать дейдвудные, промежуточные и упорные подшипники.

В заделке (защемленная опора) возникают три реакции: вертикальная и горизонтальная реакция, опорный (реактивный) момент  $M_B$ . В данном виде опорного устройства невозможны перемещения балки. Поэтому прогиб и угол поворота равен нулю.

Каждая принятая опора при расчете поперечных колебаний характеризуется своими граничными условиями. От правильного выбора граничных условий зависит точность результатов моделирования и надежность рассчитанного судового валопровода.

### **Исследование поперечных колебаний балки**

В качестве оценки влияния граничных условий на значение собственной частоты поперечных колебаний с распределенными параметрами рассмотрим расчетную схему однопролетной балки (общей длиной  $L$ ) с упругой опорой с коэффициентами жесткости  $k_1$ , расположенной на левом конце, и опоры на другом конце в виде: защемленная опора (рис. 2 а); шарнирно-неподвижная опора (рис. 2 б); упругая опора в отношении поперечных смещений и поворотов опор с коэффициентами жесткости  $k_2$  и  $k_3$  соответственно (рис. 2 в).

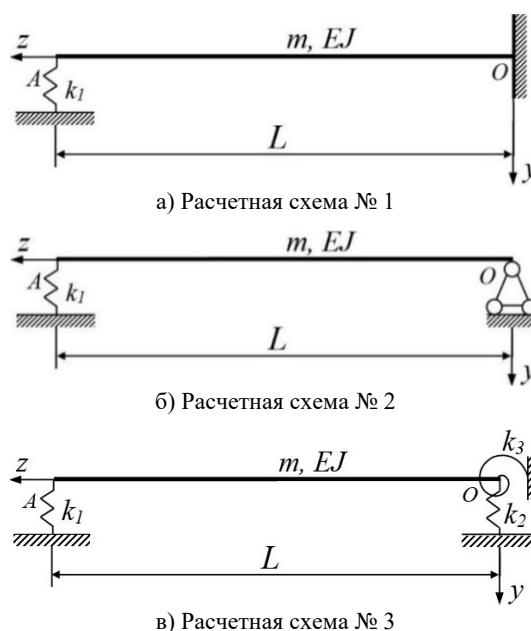


Рис. 2. Расчетные схемы балки

$m$  – погонная масса балки;  $EJ$  – изгибная жесткость.

Как правило, однопролетная балка представляет собой одну из самых распространенных типов несущих конструкций. По сути, это стержень, который опирается на две точки (опоры). Такая балка испытывает изгибающие моменты и поперечные силы, и её конструкция рассчитывается таким образом, чтобы выдерживать заданные нагрузки. В рамках расчетов поперечных колебаний балки судового валопровода имеется ряд методов [4,6,7,11], где расчетная схема сводится именно к однопролетной балке на шарнирных опорах. Коэффициент жесткости упругой опоры представляет собой число, которое показывает, насколько «сильно» опора сопротивляется деформации от действия внешних нагрузок. Коэффициент жесткости измеряется в единицах силы на единицу деформации (Н/м). Чем выше значение коэффициента жесткости, тем меньше деформируется опора под действием заданной силы, то есть она более жёсткая. И наоборот, низкий коэффициент означает, что опора более податливая и легко поддаётся сжатию. Коэффициент жесткости также может характеризовать рабочее состояние опоры [3,7,10]: износ подшипника, не полный контакт с валом,

Для расчета поперечных колебаний балки с распределенными параметрами используется дифференциальное уравнение 4-го порядка. С помощью функций А.Н. Крылова общее решение дифференциального уравнения форм собственных поперечных колебаний (20) будет иметь вид [1,9]:

$$y(z) = y_0 K_1(\alpha z) + \frac{\varphi_0}{\alpha} K_2(\alpha z) + \frac{M_0}{\alpha^2 EJ} K_3(\alpha z) + \frac{Q_0}{\alpha^3 EJ} K_4(\alpha z), \quad (1)$$

где:  $K_1(\alpha z), K_2(\alpha z), K_3(\alpha z), K_4(\alpha z)$ - функции Крылова А.Н.,

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

Уравнение (1) определяет форму изгибных колебаний балки по всей её длине. Используя метод начальных параметров [10] для расчета поперечных колебаний

балки произвольным постоянным уравнения придается конкретный геометрический и механический смысл:  $y_0$  и  $\varphi_0$  – это геометрические параметры;  $M_0$  и  $Q_0$  – механические параметры.

При расчете поперечных колебаний балки необходимо составить четыре условия, по два на каждом конце балки. Эти условия зависят от граничных условий балки. Все четыре условия дадут четыре однородных алгебраических уравнения (так как они не будут содержать свободных членов).

Поэтому для существования нетривиального (нулевого) решения этих уравнений, определитель системы должен быть равен нулю ( $\Delta=0$ ). Частотное уравнение (определитель системы  $\Delta$ ) поперечных колебаний балки описывает связь частоты собственных колебаний системы с её геометрическими и физическими параметрами. Оно является ключевым элементом для анализа динамического поведения исследуемой системы и помогает предсказывать их устойчивость и возникновение резонансного состояния.

Раскрытие определителя системы дает трансцендентное уравнение относительно параметра  $\alpha$ , называемое частотным уравнением, корнями которого является бесчисленное множество значений  $\alpha_n$  ( $n=1,2,3,\dots$ ). Каждому корню  $\alpha_n$  будет соответствовать своя собственная частота (2):

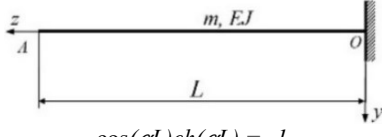
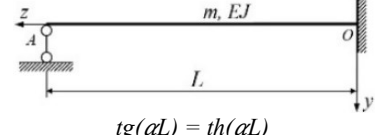
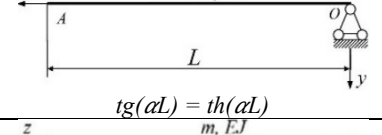
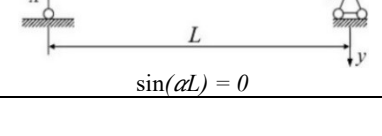
$$\omega = \alpha_n^2 \sqrt{\frac{EJ}{m}} \tag{3}$$

Важно отметить, что для многопролётной балки получить частотное уравнение в аналитической форме практически невозможно из-за сложности зависимостей элементов уравнения от особенностей пролётов и опор. Поэтому для решения такого рода задач используют численный метод.

При определенном значении коэффициента жесткости упругой опоры ( $k_{min} = 0$  и  $k_{max} = \infty$ ), получаем стандартные эквивалентные расчетные схемы выражения частотных уравнений и значение  $\alpha$  даны в справочниках [1,2,8,11].

Таблица 1

Эквивалентные расчетные схемы

Исследуемая расчетная схема	Значение $k, H/m$	Эквивалентная расчетная схема Частотное уравнение	Значение $\alpha$ при $L=1 м$
Рис. 2 а	0	 $\cos(\alpha L)ch(\alpha L) = -1$	$\alpha^1 = 1,875;$ $\alpha^2 = 4,694; \dots;$ $\alpha^i = \frac{\pi}{4}(4i + 1)$
	$\infty$	 $tg(\alpha L) = th(\alpha L)$	$\alpha^1 = 3,927;$ $\alpha^2 = 7,069; \dots;$ $\alpha^i = \frac{\pi}{2}(2i - 1)$
Рис. 2 б	0	 $tg(\alpha L) = th(\alpha L)$	$\alpha^1 = 0;$ $\alpha^2 = 3,927; \dots;$ $\alpha^i = \frac{\pi}{4}(4i - 3)$
	$\infty$	 $\sin(\alpha L) = 0$	$\alpha^1 = 3,142;$ $\alpha^2 = 6,283; \dots;$ $\alpha^i = i\pi$

Составим частотное уравнение каждой расчетной схемы исследуемой однопролетной балки (рис. 2). Следует отметить, что при расчете поперечных колебаний судового валопровода достаточно найти первую наименьшую собственную частоту  $\omega_1$ .

Рассмотрим расчетную схему № 1 (рис. 2 а). Граничные условия на концах балки принимают вид [2]:

$$\begin{cases} y_{z=0} = 0; y'_{z=0} = 0 \\ y''_{z=L} = 0; EJy'''_{z=L} = -k_1y \end{cases} \quad (4)$$

Уравнение (1) для данной расчетной схемы исходя (4) примет вид:

$$y(z) = \frac{M_0}{\alpha^2 EJ} \cdot K_3(\alpha z) + \frac{Q_0}{\alpha^3 EJ} \cdot K_4(\alpha z) \quad (5)$$

Производные (5) относительно  $z$  примут следующие выражения:

$$\begin{cases} y'(z) = \frac{M_0}{\alpha EJ} \cdot K_2(\alpha z) + \frac{Q_0}{\alpha^2 EJ} \cdot K_3(\alpha z) \\ y''(z) = \frac{M_0}{EJ} \cdot K_1(\alpha z) + \frac{Q_0}{\alpha EJ} \cdot K_2(\alpha z) \\ y'''(z) = \frac{\alpha M_0}{EJ} \cdot K_4(\alpha z) + \frac{Q_0}{EJ} \cdot K_1(\alpha z) \end{cases} \quad (6)$$

На основании (4) и (6) система уравнений исследуемой однопролетной балки представим как:

$$\begin{cases} \frac{M_0}{EJ} \cdot K_1(\alpha z) + \frac{Q_0}{\alpha EJ} \cdot K_2(\alpha z) = 0 \\ \alpha M_0 \cdot K_4(\alpha z) + Q_0 \cdot K_1(\alpha z) = -k_1 \left( \frac{M_0}{\alpha^2 EJ} \cdot K_3(\alpha z) + \frac{Q_0}{\alpha^3 EJ} \cdot K_4(\alpha z) \right) \end{cases} \quad (7)$$

Полученную систему уравнений (7) преобразуем в однородную:

$$\begin{cases} \frac{M_0}{EJ} \cdot K_1(\alpha L) + \frac{Q_0}{\alpha EJ} \cdot K_2(\alpha L) = 0 \\ M_0 \left( \alpha K_4(\alpha L) + k_1 \frac{K_3(\alpha L)}{\alpha^2 EJ} \right) + Q_0 \left( K_1(\alpha L) + k_1 \frac{K_4(\alpha L)}{\alpha^3 EJ} \right) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

Частотное уравнение расчетной схемы № 1 будет иметь следующее выражение:

$$\Delta_1 = \frac{K_1(\alpha L)}{EJ} \left( K_1(\alpha L) + k_1 \frac{K_4(\alpha L)}{\alpha^3 EJ} \right) - \frac{K_2(\alpha L)}{EJ} \left( K_4(\alpha L) + k_1 \frac{K_3(\alpha L)}{\alpha^3 EJ} \right) = 0 \quad (9)$$

Преобразуем полученное выражение (9):

$$\Delta_1 = K_1(\alpha L) \left( K_1(\alpha L) + k_1 \frac{K_4(\alpha L)}{\alpha^3 EJ} \right) - K_2(\alpha L) \left( K_4(\alpha L) + k_1 \frac{K_3(\alpha L)}{\alpha^3 EJ} \right) = 0 \quad (10)$$

Рассмотрим расчетную схему № 2 (рис. 2 б). Граничные условия принимают вид:

$$\begin{cases} y_{z=0} = 0; y''_{z=0} = 0 \\ y''_{z=L} = 0; EJy'''_{z=L} = -k_1y \end{cases} \quad (11)$$

Уравнение (1) для данной расчетной схемы исходя (11) примет вид:

$$y(z) = \frac{\phi_0}{\alpha} \cdot K_2(\alpha z) + \frac{Q_0}{\alpha^3 EI} \cdot K_4(\alpha z) \quad (12)$$

Производные (12) относительно  $z$  примут следующие выражения:

$$\begin{cases} y(z) = \frac{\phi_0}{\alpha} \cdot K_2(\alpha z) + \frac{Q_0}{\alpha^3 EI} \cdot K_4(\alpha z) \\ y'(z) = \phi_0 \cdot K_1(\alpha z) + \frac{Q_0}{\alpha^2 EI} \cdot K_3(\alpha z) \\ y''(z) = \alpha \phi_0 \cdot K_4(\alpha z) + \frac{Q_0}{\alpha EI} \cdot K_2(\alpha z) \\ y'''(z) = \alpha^2 \phi_0 \cdot K_3(\alpha z) + \frac{Q_0}{EI} \cdot K_1(\alpha z) \end{cases} \quad (13)$$

На основании (11) и (13) система однородных уравнений исследуемой однопролетной балки представим как:

$$\begin{cases} \alpha \phi_0 \cdot K_4(\alpha z) + \frac{Q_0}{\alpha EI} \cdot K_2(\alpha z) = 0 \\ \phi_0 \left( \alpha^2 \cdot EI \cdot K_3(\alpha z) - k_1 \frac{K_2(\alpha z)}{\alpha} \right) + Q_0 \left( K_1(\alpha z) - k_1 \frac{K_4(\alpha z)}{\alpha^3 EI} \right) = 0 \end{cases} \quad (14)$$

Коэффициент жесткости упругой опоры в расчетной схеме существенно влияет на значение собственной частоты (3). На основании проводимых расчетов в работе [2] изменение собственной частоты при уменьшении собственной частоты носит нелинейный характер.

Частотное уравнение балки уже расчетной схемы № 2 примет следующий вид:

$$\Delta_2 = K_4(\alpha L) \cdot \left( \alpha K_1(\alpha L) - k_1 \frac{K_4(\alpha L)}{\alpha^2 EI} \right) - K_2(\alpha L) \cdot \left( \alpha K_3(\alpha L) - k_1 \frac{K_2(\alpha L)}{\alpha^2 EI} \right) = 0 \quad (15)$$

Рассмотрим заключительную расчетную схему № 3 (рис. 2 в). Граничные условия расчетной схемы балки с учетом упругих свойств принимают вид:

$$\begin{cases} k_2 y_{z=0} = EJy'''_{z=0}; k_3 y'_{z=0} = -EJy''_{z=0} \\ y''_{z=L} = 0; EJy'''_{z=L} = -k_1 y \end{cases} \quad (16)$$

Принимая во внимание вышеприведенный алгоритм расчета однопролетной балки, частотное уравнение для данной расчетной схемы имеет вид:

$$\Delta_3 = \left( \alpha^2 K_3(\alpha L) + \frac{k_2 K_2(\alpha L)}{\alpha EJ} \right) \left( EJ \alpha^2 K_3(\alpha L) + \alpha k_3 K_4(\alpha L) - \frac{k_1 K_2(\alpha L)}{\alpha} - \frac{k_1 k_2 K_3(\alpha L)}{\alpha^2 EJ} \right) - \left( \alpha K_4(\alpha L) + \frac{k_3 K_1(\alpha L)}{EJ} \right) \left( EJ \alpha^3 K_2(\alpha L) + k_2 K_1(\alpha L) - k_1 K_1(\alpha L) - \frac{k_1 k_2 K_4(\alpha L)}{\alpha^3 EJ} \right) \quad (17)$$

Полученное частотное уравнение зависит не только от параметров и материала балки (рис. 2 в), но и от упругих свойств принятых в расчетной схеме опор.

### Динамический расчет гребного вала

В качестве примера рассмотрим балку (рис. 2, в) общей длиной  $L = 1,0$  м и диаметром  $d = 0,15$  м. Значение коэффициента жесткости  $k_1$  упругой опоры, расположенной на левом конце (т. А), на первоначальном исследовании принимаем равной  $1 \cdot 10^{11}$  Н/м. Рассмотрим отношение коэффициентов жесткости упругой опоры правом конце (в т. О) при поперечном смещении и поворота:  $k_2 = k_3$ ;  $k_2 = 10 \cdot k_3$ ;  $k_2 = 100 \cdot k_3$ . Коэффициенты жесткости опоры в точке О зависят от антифрикционного материала носового дейдвудного подшипника или общей жесткости промежуточного подшипника, а также участка валопровода после кормовой части (длина пролет, диаметр вала и пр.). То есть характеристики упругого крепления в горизонтальной и вертикальной плоскостях различны, что соответствует условиям работы судового валопровода.

Так в работе [4] при исследовании укладки гребных валов на дейдвудных опорах в статических расчетах принимались значения коэффициента податливости антифрикционных материалов: 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. Коэффициент жёсткости связан с коэффициентом податливости уравнением:

$$k = \frac{1}{A}, \quad (18)$$

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 [3] при моделировании резино-эбонитовых планок дейдвудного подшипника в виде упругих опор в расчетной схеме принималось значение коэффициента жесткости  $k = 230$  МН/м ( $2,30 \cdot 10^8$  Н/м). С уменьшением значения коэффициента жесткости до  $k = 130$  МН/м ( $1,30 \cdot 10^8$  Н/м) упругое основание моделируют материалом втулок дейдвудных подшипников, изготовленных из чистой резины.

При определении коэффициента жесткости дейдвудного подшипника промышленного судна проекта № 1375 в работе [10] были получены следующие значения: бакаут –  $k = 3,14 \cdot 10^9$  Н/м, капролон –  $k = 3,77 \cdot 10^9$  Н/м, резина –  $k = 1,13 \cdot 10^8$  Н/м.

На рисунке 3 представлен график изменение собственной частоты  $\omega$  балки относительного коэффициента жесткости упругой опоры в точке О.

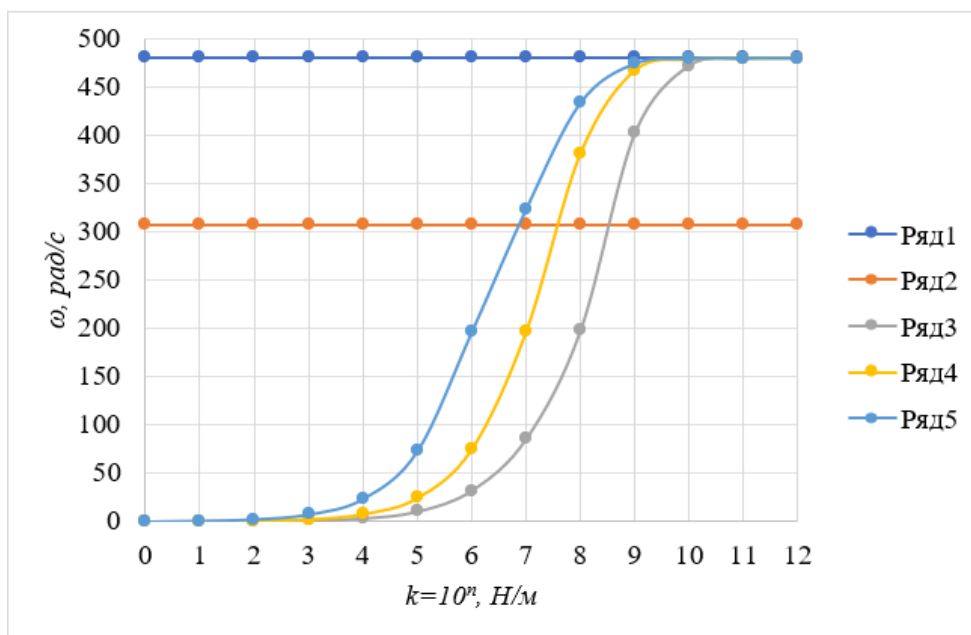


Рис. 3. График изменения собственной частоты  $\omega$  относительно коэффициента жесткости  $k_2$   
 Ряд 1 – рисунок 2 а; Ряд 2 – рисунок 2 б; Ряд 3– рисунок 2 в,  $k_3 = k_2$ ;  
 Ряд 4 – рисунок 2 в,  $k_3 = 10 \cdot k_2$ ; Ряд 5 – рисунок 2 в,  $k_3 = 100 \cdot k_2$ .

Как видно из графика при повышенных значениях коэффициента жесткости  $k_2$  и  $k_3 (>1 \cdot 10^{10} \text{ Н/м})$  значение собственной частоты стремится к собственной частоте балки при заземленной опоре. При уменьшении коэффициента жесткости значение собственной частоты балки стремится к частоте, когда в расчетной схеме балки на правом конце расположена шарнирная опора. Поэтом при значении коэффициента жесткости более  $k = 1 \cdot 10^8 \text{ Н/м}$ , на основании данных в работах [3,4,10], при расчете балки достаточно использовать шарнирно-неподвижную опору, что позволит упростить алгоритм расчета, не понижая точность полученных результатов расчетов.

### Заключение

В данной работе дана сравнительная оценка влияния податливости кормового дейдвудного подшипника на динамическую устойчивость всего судового валопровода при расчете поперечных колебаний. Упругие свойства существенно влияют на собственную частоту балки. График изменения собственной частоты относительно принятых граничных условий балки, характеризующих всю валовую линию валопровода, носит нелинейный характер.

Полученные результаты исследования влияния граничных условий на значение собственной частоты в работе будут использованы при проектировании и модернизации содового валопровода и его вспомогательных механизмов и узлов. Особенно при проведении динамических расчетов, в которые входят расчеты на поперечные, крутильные и продольные колебания.

### Список литературы

1. Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
2. Вибрации в технике: Справочник: В 6-ти т. Т. 1: Колебания линейных систем / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред., гл. ред.) [и др.]. -Москва: Машиностроение, - 1978. - 352 с.

3. Кельзон А.С. Оптимизация укладки судовых валопроводов / А.С. Кельзон, Н.В. Январев, В.Г. Мурамович // Судостроение, № 5 1993 г. – С. 15-16.
4. Комаров В.В. Состояние укладки гребных валов на дейдвудных опорах // Вестник АГТУ, серия «Морская техника и технология». - 2006. - №2 (31)- С. 259-267.
5. Матвеев Ю.А. Особенности напрессовки облицовок гребных валов / Ю.И. Матвеев, В.А. Орехво, М.Ю. Храмов, А.В. Орехво // Вестн. Волж. гос. акад. вод. трансп. – 2019. – № (60). – С. 232-237.
6. Минасян М.А. Колебания валопроводов судовых дизельных установок: Учеб. пособие/ М.А. Минасян. - СПб.: Изд.центр СПбГМТУ, 2006. – 109 с.
7. Миронов А.И. Влияние дейдвудных подшипников на колебания валопроводов судов / А.И. Миронов, Л.М. Денисова // Вестник ГТУ. - 2004. - № 1 (20) – С. 125-130.
8. Биргер, И.А. Прочность. Устойчивость. Колебания. Справочник. В 3-х тт. Том 3 / И.А. Биргер, Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – 567 с.
9. Хазанов, Х.С. Современные методы исследования колебаний механических систем: Учебное пособие, издание второе / Х.С. Хазанов. – Самара: Самарский аэрокосмический университет, 1995. – 78 с.
10. Халявкин А.А. Влияние материала дейдвудных подшипников на частоту поперечных колебаний судового валопровода / А. А. Халявкин, Д. В. Лошадкин, А. Я. Ауслендер, В. А. Мамонтов, Д. О. Шацков // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2018. № 4. С. 24–30. DOI: 10.24143/2073-1574-2018-4-24-30.
11. Халявкин, А.А. Определение собственной частоты поперечных колебаний балки с распределенными параметрами: учебно-методическое пособие / А.А. Халявкин, В.А. Мамонтов, Д.О. Шацков, В.А. Гордон, Саламех Али, А.Я. Ауслендер – Астрахань: Издатель: Сорокин Роман Васильевич, 2023. – 48 с.
12. Халявкин, А.А. Влияние действия случайных нагрузок на срок службы резинометаллических дейдвудных подшипников / А.А. Халявкин, А.Р. Санжапов, А.Р. Наумчик, А.А. Денисов // Морской вестник – 2025 – № 3(95) – С. 70-72.

#### References

1. Biderman, V.L. Teoriya mexanicheskix kolebanij. [Theory of mechanical vibrations] M.: Vy' sshaya shkola, 1980. 408 p. (In Russ)
2. V.N. Chelomej (pred., gl. red.) Vibracii v texnike: Spravochnik: V 6-ti t. T. 1: Kolebaniya linejny'x sistem. [Vibrations in Engineering: Handbook: In 6 volumes. Vol. 1: Oscillations of Linear Systems] Moskva: Mashinostroenie, 1978. 352 p. (In Russ)
3. Kel'zon A.S., Yanvarev N.V., Muramovich V.G. Optimizaciya ukladki sudovy'x valoprovodov [Optimization of ship shaft lines] Sudostroenie, № 5 1993 г. pp. 15-16. (In Russ)
4. Komarov V.V. Sostoyanie ukladki grebny'x valov na dejdvudny'x oporax [Condition of the propeller shafts on the shaft bearings] Vestnik AGTU, seriya «Morskaya texnika i texnologiya».2006. №2 (31) pp. 259-267. (In Russ)
5. Matveev Yu.A., Orexvo V.A., Xramov M.Yu., Orexvo A.V. Osobennosti napressovki obliczovok grebny'x valov [Features of pressing the propeller shaft linings] Scientific problems of water transport. 2019. № (60). pp. 232-237. (In Russ)
6. Minasyan M.A. Kolebaniya valoprovodov sudovy'x dizel'ny'x ustanovok: Ucheb. posobie [Vibrations of Ship Diesel Engines: A Textbook] SPb.: Izd.centri SPbGMTU, 2006. 109 p. (In Russ)
7. Mironov A.I., Denisova L.M. Vliyanie dejdvudny'x podshipnikov na kolebaniya valoprovodov sudov [The effect of shaft bearings on ship shaft vibrations] Vestnik GTU. 2004. № 1 (20) pp.125-130. (In Russ)
8. Birger I.A., Panovko Ya.G. Prochnost'. Ustojchivost'. Kolebaniya. Spravochnik. V 3-x tt. Tom 3 [Stability. Oscillations. Handbook. In 3 volumes. Volume 3] M.: Mashinostroenie. 1968. 567 p. (In Russ)
9. Hazanov, X.S. Sovremenny'e metody' issledovaniya kolebanij mexanicheskix sistem: Uchebnoe posobie, izdanie vtoroe [Modern Methods of Studying Oscillations of Mechanical Systems: Textbook, Second Edition] Samara: Samarskij ae'rokosmicheskij universitet. 1995. 78 p. (In Russ)

10. Xalyavkin A.A., Loshadkin D. V., Auslender A. Ya., Mamontov V. A., Shaczkov D. O. Vliyanie materiala dejdvudny'x podshipnikov na chastotu poperechny'x kolebanij sudovogo valoprovoda [Influence of the material of the journal bearings on the frequency of lateral vibrations of the ship's shaft line] Vestnik Astraxanskogo gosudarstvennogo texnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya. 2018. № 4. pp.24–30. (In Russ)
11. Xalyavkin A.A., Mamontov V.A., Shaczkov D.O., Gordon V.A., Salamex Ali, Auslender A.Ya. Opredelenie sobstvennoj chastoty' poperechny'x kolebanij balki s raspredelenny'mi parametrami: uchebno-metodicheskoe posobie [Determining the natural frequency of transverse vibrations of a beam with distributed parameters: a teaching aid] Astraxan': Izdatel': Sorokin Roman Vasil'evich, 2023. 48 p. (In Russ)
12. Xalyavkin, A.A., Sanzhapov A.R., Naumchik A.R., Denisov A.A. Vliyanie dejstviya sluchajny'x nagruzok na srok sluzhby' rezinometallicheskih dejdvudny'x podshipnikov [The effect of random loads on the service life of rubber-metal tail-shaft bearings] Morskoj vestnik. 2025. № 3(95). pp. 70-72. (In Russ)

#### **ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS**

**Халыавкин Алексей Александрович**, к.т.н., доцент кафедры «Судомеханические дисциплины» Каспийского института морского и речного транспорта им. ген.-адм. Ф.М. Апраксина – филиал ФГБОУ ВО «ВГУВТ», 414000, г. Астрахань, ул. Никольская, [sopromat112@mail.ru](mailto:sopromat112@mail.ru)

**Alexey A. Khalyavkin**, PhD in Engineering Science, Associate Professor of the Department «Ship–mechanical disciplines» Caspian Institute of Sea and River Transport named after General Admiral F.M. Apraksina – the affiliation of Volga State University of Water Transport, 414000, Astrakhan, Nikolskaya St., 6, [sopromat112@mail.ru](mailto:sopromat112@mail.ru)

**Ивановская Александра Витальевна**, к.т.н., доцент, доцент кафедры судовых энергетических установок «Керченский государственный морской технологический университет» (ФГБОУ ВО «КГМТУ»), 298309, Российская Федерация, Керчь, ул. Орджоникидзе, 82, [invkerch@yandex.ru](mailto:invkerch@yandex.ru)

**Aleksandra V. Ivanovskaya**, PhD in Engineering Science, Associate Professor of the Department of of marine power plants, Kerch State Maritime Technological University, 82 Ordzhonykydze Str., Kerch, 298309, Russian Federation, e–mail: [invkerch@yandex.ru](mailto:invkerch@yandex.ru)

**Васин Владислав Юрьевич**, аспирант кафедры судовых энергетических установок «Керченский государственный морской технологический университет» (ФГБОУ ВО «КГМТУ»), 298309, Российская Федерация, Керчь, ул. Орджоникидзе, 82, [sopromat112@mail.ru](mailto:sopromat112@mail.ru)

**Vladislav Y. Vasin**, Postgraduate student of the Department of Marine Power Plants, Kerch State Maritime Technological University, 82 Ordzhonykydze Str., Kerch, 298309, Russian Federation, e–mail: [sopromat112@mail.ru](mailto:sopromat112@mail.ru)

**Головань Данил Андреевич**, аспирант кафедры судовых энергетических установок «Керченский государственный морской технологический университет» (ФГБОУ ВО «КГМТУ»), 298309, Российская Федерация, Керчь, ул. Орджоникидзе, 82, [sopromat112@mail.ru](mailto:sopromat112@mail.ru)

**Danil A. Golovan**, Postgraduate student of the Department of Marine Power Plants, Kerch State Maritime Technological University, 82 Ordzhonykydze Str., Kerch, 298309, Russian Federation, e–mail: [sopromat112@mail.ru](mailto:sopromat112@mail.ru)

Статья поступила в редакцию 07.04.2026; принята к публикации 18.05.2026; опубликована онлайн 20.06.2026. Received 07.04.2026; published online 20.06.2026.