

## СУДОСТРОЕНИЕ, СУДОРЕМОНТ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ФЛОТА

## SHIPBUILDING, SHIP REPAIR AND FLEET RUNNING

Научная статья  
УДК 629.5.035.8  
<https://doi.org/10.24143/2073-1574-2022-3-7-15>

### Влияние капролоновых дейдвудных подшипников на рабочее состояние гребного вала

*А. А. Халявкин<sup>1</sup>✉, М. В. Старкова<sup>2</sup>, В. В. Бондаренко<sup>3</sup>, В. А. Гордон<sup>4</sup>, В. А. Мамонтов<sup>5</sup>*

<sup>1</sup>*Каспийский институт морского и речного транспорта им. генерал-адмирала Федора Матвеевича Апраксина, филиал Волжского государственного университета водного транспорта, Астрахань, Россия, [sopromat112@mail.ru](mailto:sopromat112@mail.ru)*

<sup>2</sup>*ООО «Научно-техническое общество «Альвис», Тула, Россия*

<sup>3</sup>*ООО «Река 21», Серпухов, Россия*

<sup>4</sup>*Орловский государственный университет им. И. С. Тургенева, Орел, Россия*

<sup>5</sup>*Астраханский государственный технический университет, Астрахань, Россия*

---

**Аннотация.** Исследуются условия надежности винторулевого комплекса судна, рабочее состояние которого зависит от состояния дейдвудных подшипников валопроводов судов. Дейдвудные подшипники представляют собой подшипники скольжения, которые расположены в дейдвудной трубе судна, они являются опорой для гребного вала судового валопровода. Дейдвудное устройство одинаково для всех видов судов и представляет собой дейдвудную трубу, внутри которой находятся подшипники и уплотнительное устройство, предотвращающее проникновение забортной воды внутрь судна. Указывается, что в настоящее время широкое применение нашли дейдвудные подшипники, изготовленные из капролона, они имеют определенные преимущества по сравнению с другими традиционно используемыми материалами. Представлены численные значения основных параметров капролоновых дейдвудных подшипников на основании нормативных и регламентирующих документов. Отмечается, что физико-механические свойства капролона практически по всем показателям выше, чем у применяющихся в настоящее время для этой цели материалов. Наряду с прочностью и высокой нагрузочной способностью капролон обладает низким коэффициентом трения, который находится в диапазоне 0,04–0,08. Для исследования контакта гребного вала с дейдвудным подшипником рассматривается расчетная схема (балка, опирающаяся на упругое основание с коэффициентом жесткости  $k$ ). Коэффициент жесткости упругого основания характеризует упругие и механические свойства дейдвудного подшипника. Подтверждается, что капролон, используемый для дейдвудных подшипников, позволяет повысить надежность судового валопровода путем полного контакта с гребным валом, способствует уменьшению вибрации и шума, обладает достаточной сопротивляемостью эрозионному износу и безопасностью в эксплуатации.

**Ключевые слова:** судовый валопровод, дейдвудный подшипник, капролон, упругое основание, коэффициент жесткости, прогиб, надежность

**Для цитирования:** Халявкин А. А., Старкова М. В., Бондаренко В. В., Гордон В. А., Мамонтов В. А. Влияние капролоновых дейдвудных подшипников на рабочее состояние гребного вала // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2022. № 3. С. 7–15. <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2022-3-7-15>.

## Influence of caprolone stern-shaft bearings on propeller shaft operation

A. A. Khalyavkin<sup>1</sup>✉, M. V. Starkova<sup>2</sup>, V. V. Bondarenko<sup>3</sup>, V. A. Gordon<sup>4</sup>, V. A. Mamontov<sup>5</sup>

<sup>1</sup>Caspian Institute of Sea and River Transport after General-Admiral F. M. Apraksin,  
branch of Volga State University of Water Transport, Astrakhan, Russia, [sopromat112@mail.ru](mailto:sopromat112@mail.ru)✉

<sup>2</sup>Researcher of Scientific and Technical Society Alvis, LLC, Tula, Russia

<sup>3</sup>River 21, LLC, Serpukhov, Russia

<sup>4</sup>Orel State University named after I. S. Turgenev, Orel, Russia

<sup>5</sup>Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russia

**Abstract.** The paper considers the conditions for reliability of the ship rudder-propeller complex, whose operation depends on the status of the stern bearings of the ship shafting. Stern bearings are plain bearings located in the vessel's stern tube, they support the propeller shaft of the ship's shafting. The stern tube is similar for all types of ships, inside which there are located the bearings and a sealing device that prevents ingress of outboard water inside the vessel. It is pointed out that the stern bearings made of caprolone have certain advantages over other traditionally used materials. The numerical values of the main parameters of caprolone stern bearings are presented on the basis of normative and regulatory documents. It is stated that physical and mechanical properties of caprolone in almost all respects are higher than those of other materials currently used for this purpose. Along with strength and high load capacity, caprolone has a low friction coefficient (0.04-0.08). To study the contact of the propeller shaft with the stern bearing there is considered a design diagram (a beam resting on an elastic base with a stiffness coefficient  $k$ ). The stiffness coefficient of the elastic foundation characterizes the elastic and mechanical properties of the stern bearing. It is proved that caprolone used in stern bearings allows increasing the reliability of the ship's shafting by full contact with the propeller shaft, reducing vibration and noise, resisting the erosion wear, and increasing safety.

**Keywords:** ship shafting, stern bearing, caprolone, elastic base, stiffness coefficient, deflection, reliability

**For citation:** Khalyavkin A. A., Starkova M. V., Bondarenko V. V., Gordon V. A., Mamontov V. A. Influence of caprolone stern-shaft bearings on propeller shaft operation. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2022;3:7-15. (In Russ.) <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2022-3-7-15>.

### Введение

Повышение надежности и безопасности эксплуатации речных и морских судов является одной из важнейших задач судостроения и судоремонта в Российской Федерации. От ее решения зависит повышение эффективности эксплуатации судов, рентабельность их использования. Эффективность эксплуатации, в свою очередь, в значительной степени определяется надежностью винторулевого комплекса, которая зависит от рабочего состояния дейдвудных подшипников валопроводов судов. Дейдвудные подшипники (кормовые, носовые) представляют собой подшипники скольжения, которые расположены в дейдвудной трубе судна [1–3]. Они являются опорой для гребного вала судового валопровода. Кормовой дейдвудный подшипник, расположенный близко к гребному винту, является самым нагружаемым и воспринимает большие нагрузки со стороны самого гребного вала и винта.

В целом дейдвудное устройство одинаково для всех видов судов и представляет собой дейдвудную трубу, внутри которой находятся подшипники и уплотнительное устройство, предотвращающее проникновение забортной воды внутрь судна [2].

Критерием рабочего состояния при эксплуатации дейдвудных подшипников является величина зазора и длина контакта между гребным валом и втулкой или вкладышами дейдвудного подшипника. Отклонение вышеуказанных параметров от нормативных значений приводит к статической и динамической неустойчивости всего винторулевого комплекса судна [2, 4, 5].

### Материалы исследования

В течение ряда последних лет для изготовления дейдвудных подшипников более широко применяют капролон, который имеет преимущества по сравнению с традиционно используемыми цветными металлами, бакаутом, текстолитом, капроном и др.

Капролон (полиамид 6-блочный) представляет собой продукт анионной полимеризации капролактама, проводимой непосредственно в форме. Капролон является высокопрочным материалом, который может подвергаться всем основным видам механической обработки (точение, фрезерование, шлифование, сверление, резание, строгание и т. д.) на металлорежущих станках.

Основные преимущества данного вида подшипников:

- экологичность, т. к. имеется возможность смазываться только водой, что увеличивает отвод тепла при охлаждении и не загрязняет окружающую среду, в отличие от смазки, например, маслом;
- уменьшение вибрации и шума (дейдвудные подшипники легко адаптируются к вибрациям и сглаживают действие переменных и циклических нагрузок);
- хорошая сопротивляемость эрозионному износу (могут работать в воде и не требуют специальных уплотняющих прокладок в отличие от обычных подшипников, которые нуждаются в защите от протечки смазки и попадания мелких частиц в подшипник).

Физико-механические свойства капролона практически по всем показателям выше, чем у применяющихся в настоящее время для этой цели материалов. Наряду с прочностью и высокой нагрузочной способностью капролон обладает низким коэффициентом трения (рис. 1 [3, 4, 6–8]) в диапазоне 0,04–0,08.

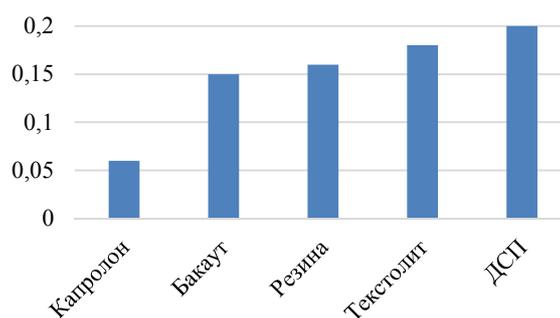


Рис. 1. Среднее значение коэффициента трения материалов

Fig. 1. Mean value of the material friction coefficient

Следует отметить, что полученные в работах [4, 9] результаты позволяют сделать вывод о низкой скорости износа (в 2–4 раза) капролона по сравнению с другими широко используемыми материалами.

Численные значения основных параметров капролоновых дейдвудных подшипников представлены в таблице.

#### Среднее значение коэффициента трения материалов

##### Mean value of material friction coefficient

Показатель	Численное значение показателей согласно			
	[10]	[11, 12]	[13]	[8]
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	$(1,15-1,16) \cdot 10^3$	$(1,15-1,16) \cdot 10^3$	$(1,15-1,16) \cdot 10^3$	Не менее $1,15 \cdot 10^3$
Водопоглощение за 24 ч, %, не более	1,5–2,0	1,5–2,0	1,5–2,0	–
Предельное водопоглощение, %, не более	6,85	7,4	7,4	4,2
Предел прочности при растяжении, МПа	Не менее 80,0	88,3–93,3	64–68	–
Предел прочности при сжатии, МПа	Не менее 70,0	Не менее 90	75–80	Не менее 90
Коэффициент трения	0,08	0,04–0,08	0,04–0,08	0,04–0,08
Модуль упругости при растяжении, МПа	$2,3 \cdot 10^3$	$(2,02 \cdot 10^3) - (2,26 \cdot 10^3)$	Не менее $2,2 \cdot 10^3$	Не менее $2,2 \cdot 10^3$

Результаты опытных и экспериментальных исследований капролоновых дейдвудных подшипников на реальных судах свидетельствуют [4, 8, 9, 13], что на долговечность их работы существенно влияет правильность назначения монтажного зазора с учетом технологических факторов монтажа и склонности капролона к набуханию, а также точности изготовления подшипников (овальность, шероховатость и т. д.). Как правило, предельное водопоглощение, которое и является критерием такого процесса, как набухание, находится в диапазоне 4,2–7,2 (см. табл.), авторы работы [14] предлагают новые марки капролона производства ООО «НТО «Альвис» с предельным водопоглощением не более 2 %. Безусловно, минимальное водопоглощение должно повысить срок службы и улучшить рабочее состояние дейдвудного устройства судна, позволит упростить технологию изготовления втулок или вкладышей дейдвудных подшипников при

постройке или ремонте судов и назначить нужный монтажный зазор.

Важно отметить, что в работах [8, 9, 13] упоминается об относительно низкой теплопроводности, что обуславливает хорошее охлаждение подшипника. Упругие и демпфирующие свойства капролоновых подшипников также послужили критерием повышения надежности дейдвудного устройства судна на основе поперечных колебаний, а именно предотвращения резонансного состояния валопровода при рабочих частотах [5, 7, 15].

#### Статический расчет судового валопровода

Для исследования влияния упругих и механических свойств дейдвудных подшипников на рабочее состояние гребного вала рассмотрим расчетную схему на рис. 2. Балка постоянной по длине сечения нагружена распределенной нагрузкой  $q$  и сосредоточенной нагрузкой  $P$ , модулирующими вес гребного вала и винта.

Халивкин А. А., Старкова М. В., Бондаренко В. В., Гордон В. А., Мамонтов В. А. Влияние капроновых дейдвудных подшипников на рабочее состояние гребного вала

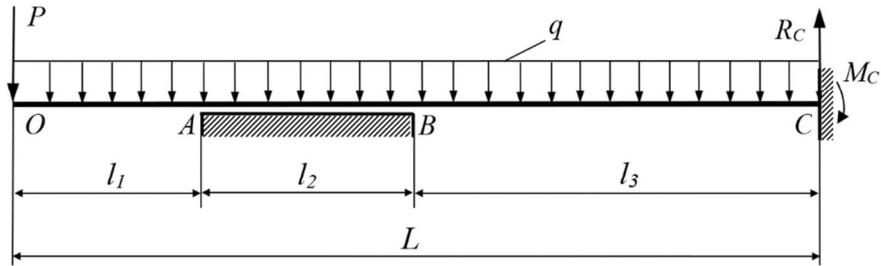


Рис. 2. Расчетная схема валопровода:  
 $R_C, M_C$  – реакция и изгибающий момент в защемленной опоре

Fig. 2. Design diagram of shafting:  $R_C, M_C$  - reaction and bending moment in a clamped support

На правом конце балки расположена защемленная опора. Балка опирается на упругое винклерово основание с коэффициентом жесткости  $k$  [16], которое моделирует дейдвудный подшипник общей длиной  $l_2$ .

Составим уравнение прогиба на каждом участке исследуемой расчетной схемы, принимая во внимание условия сопряжения.

Уравнение прогиба балки на первом консольном участке длиной  $l_1$  на основании метода начальных параметров примет вид [16]:

$$y_z^I = y_0 + \varphi_0 z - \frac{1}{EJ} \left[ \frac{Pz^3}{3!} + \frac{qz^4}{4!} \right], \quad (1)$$

где  $y_z$  – прогиб балки;  $y_0, \varphi_0$  – начальные параметры (прогиб и угол поворота в начале координат);  $EJ_x$  – жесткость балки при изгибе;  $z$  – координата сечения балки.

При  $z = l_1$  уравнение прогиба балки (1) в точке A будет иметь следующее выражение:

$$y_A = y_0 + \varphi_0 l_1 - \frac{1}{EJ} \left[ \frac{Pl_1^3}{3!} + \frac{ql_1^4}{4!} \right].$$

Принимая во внимание общую дифференциальную связь между параметрами напряженно-деформированного состояния валопровода (прогиб балки, угол поворота  $\varphi_z$ , изгибающий момент  $M_z$ , поперечная сила  $Q_z$ ):

$$\begin{cases} \varphi_z = \frac{dy_z}{dz}; \\ M_z = -EJ \frac{d^2 y_z}{dz^2}; \\ Q_z = -EJ \frac{d^3 y_z}{dz^3}, \end{cases}$$

параметры в точке A будут иметь вид:

$$\begin{cases} \varphi_A = \varphi_0 - \frac{1}{EJ} \left[ \frac{Pl_1^2}{2!} + \frac{ql_1^3}{3!} \right]; \\ M_A = \left[ Pl_1 + \frac{ql_1^2}{2!} \right]; \\ Q_A = [P + ql_1]. \end{cases}$$

Уравнение прогиба балки на упругом основании длиной  $l_2$  представляет собой следующее выражение [16]:

$$y_z^{II} = y_A K_1(\beta z) + \varphi_A \frac{K_2(\beta z)}{\beta} - \frac{1}{EJ} \times \left[ M_A \frac{K_3(\beta z)}{\beta^2} + Q_A \frac{K_4(\beta z)}{\beta^3} - \frac{q}{4\beta^4} (1 - K_1(\beta z)) \right], \quad (2)$$

где  $K_i(\beta z)$  ( $i = 1, 2, 3, 4$ ) – функции А. Н. Крылова;

$$\beta = \sqrt{\frac{k}{4EJ}},$$

где  $k$  – коэффициент жесткости основания, Н/м<sup>2</sup>.

Функции А. Н. Крылова  $K_i(\beta z)$  по координате  $z$  имеют следующие выражения [16]:

$$\begin{cases} K_1(\beta z) = ch(\beta z) \cos(\beta z); \\ K_2(\beta z) = \frac{1}{2} (ch(\beta z) \sin(\beta z) + sh(\beta z) \cos(\beta z)); \\ K_3(\beta z) = \frac{1}{2} sh(\beta z) \sin(\beta z); \\ K_4(\beta z) = \frac{1}{4} (ch(\beta z) \sin(\beta z) - sh(\beta z) \cos(\beta z)). \end{cases}$$

Прогиб балки (2) в точке B (см. рис. 1) при  $z = l_2$  будет иметь уже следующее выражение:

$$y_B = y_A K_1(\beta l_2) + \varphi_A \frac{K_2(\beta l_2)}{\beta} - \frac{1}{EJ} \times$$

$$\times \left[ M_A \frac{K_3(\beta l_2)}{\beta^2} + Q_A \frac{K_4(\beta l_2)}{\beta^3} - \frac{q}{4\beta^4} (1 - K_1(\beta l_2)) \right].$$

Угол поворота  $\varphi_B$ , изгибающий момент  $M_B$ , поперечная сила  $Q_B$  в точке  $B$  будут иметь следующий вид:

$$\begin{cases} \varphi_B = -4\beta y_A K_4(\beta l_2) + \varphi_A K_1(\beta l_2) - \frac{1}{EJ} \left[ M_A \frac{K_2(\beta l_2)}{\beta} + Q_A \frac{K_3(\beta l_2)}{\beta^2} - \frac{q}{\beta^3} K_4(\beta l_2) \right]; \\ M_B = 4\beta^2 y_A K_3(\beta l_2) EJ + 4\beta \varphi_A K_4(\beta l_2) EJ + M_A K_1(\beta l_2) + Q_A \frac{K_2(\beta l_2)}{\beta} - \frac{q}{\beta^2} K_3(\beta l_2); \\ Q_B = 4\beta^3 y_A K_2(\beta l_2) EJ + 4\beta^2 \varphi_A K_3(\beta l_2) EJ - 4\beta M_A K_4(\beta l_2) + Q_A K_1(\beta l_2) - \frac{q}{\beta} K_2(\beta l_2). \end{cases}$$

Уравнение прогиба балки на третьем участке длиной пролета  $l_3$  примет вид:

$$y_z''' = y_B + \varphi_B z - \frac{1}{EJ} \left[ \frac{M_B z^2}{2!} + \frac{Q_B z^3}{3!} + \frac{q z^4}{4!} \right].$$

При  $z = l_3$  с учетом граничных условий в защемленной опоре:

$$y_C = y_B + \varphi_B l_3 - \frac{1}{EJ} \left[ \frac{M_B l_3^2}{2!} + \frac{Q_B l_3^3}{3!} + \frac{q l_3^4}{4!} \right] = 0. \quad (3)$$

В защемленной опоре угол поворота также равен 0 ( $\varphi_C = 0$ ):

$$\varphi_C = \varphi_B - \frac{1}{EJ} \left[ M_B l_3 + \frac{Q_B l_3^2}{2!} + \frac{q l_3^3}{3!} \right] = 0. \quad (4)$$

На основании полученных выражений (3) и (4) и условий сопряжения участков исследуемой расчетной схемы определяем выражения прогиба балки  $y_0$  и угла поворота  $\varphi_0$  в точке  $O$ .

В качестве примера рассмотрим гребной вал судна с заданными параметрами:  $P = 1,8$  кН;  $q = 1378$  Н/м;  $l_1 = 0,3$  м;  $l_2 = 0,5$  м;  $L = 2,5$  м. Диаметр гребного вала  $d_{гр}$  принимаем равным 150 мм. На первоначальном этапе коэффициент жесткости  $k = 0,5 \cdot 10^9$  Н/м<sup>2</sup> – характеризует упругость материала карболона [12]. На рис. 3 представлен график прогиба балки по длине упругого основания.

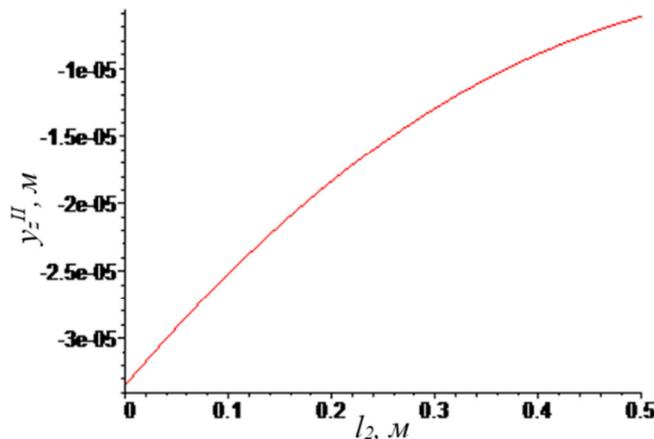


Рис. 3. Прогиб балки по длине упругого основания

Fig. 3. Deflection of the beam along the elastic base

Согласно графику (рис. 3) прогиб балки по длине упругого основания непостоянный. Наибольшее его значение достигается на конце основания ближе к консольной части расчетной схемы (см. рис. 2). Поэтому во многих работах [3, 4, 8] результат экспериментальных исследований подтвердил, что умень-

шение длины ближайшего к движителю дейдвудного подшипника (кормового) в 1,5–2,5 раза способствует более равномерному изнашиванию его и шейки вала по длине вследствие уменьшения кромочных нагрузок. Укороченные подшипники надежно работают в морской воде в различных водных бассейнах

Халивкин А. А., Старкова М. В., Бондаренко В. В., Гордон В. А., Мамонтов В. А. Влияние карбоновых дейдвудных подшипников на рабочее состояние гребного вала

независимо от их конструктивного исполнения. Скорость изнашивания таких подшипников не превышает скорости изнашивания подшипников обычной длины [3, 4, 8, 9].

На рис. 4 представлена диаграмма изменения прогибов в точках  $O$ ,  $A$  и  $B$  исследуемой расчетной схемы при изменении длины упругого основания от 0,5 до 0,3 м с шагом 0,1 м.

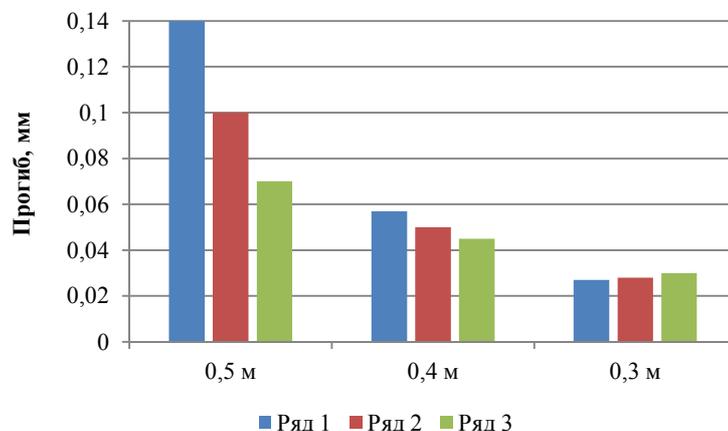


Рис. 4. Прогиб балки при разной длине упругого основания ( $l_2$ ):  $y_O$  – ряд 1;  $y_A$  – ряд 2;  $y_B$  – ряд 3

Fig. 4. Deflection of the beam at different lengths of the elastic base ( $l_2$ ):  $y_O$  - row 1;  $y_A$  - row 2;  $y_B$  - row 3

Согласно рис. 4 при уменьшении длины значения прогибов выравниваются между собой, что свидетельствует о равномерности распределения нагрузки по длине упругого основания.

Далее произведем оценку влияния коэффициента жесткости на прогиб балки в точке действия сосредоточенной нагрузки расчетной схемы (см. рис. 2). Максимальный прогиб  $y_{\max}$  в точке  $O$  определим

при значении коэффициента жесткости, равного нулю. Тогда расчетная схема представляет собой консольную балку общей длиной  $L$  (рис. 5). Для определения уже минимального значения прогиба  $y_{\min}$  балки в точке  $O$  рассмотрим также консольную балку длиной  $l_1$ , которая моделирует участок I основной исследуемой расчетной схемы.

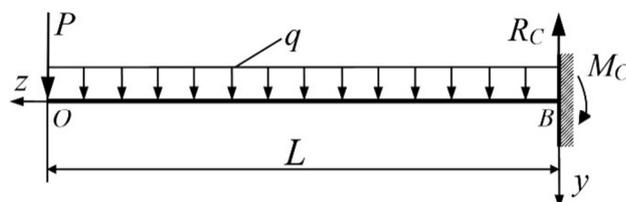


Рис. 5. Расчетная схема консольной балки

Fig. 5. Design diagram of the cantilever beam

Уравнение статического прогиба по длине консольной балки (рис. 5) будет иметь следующий вид:

$$y_z = \frac{P}{2EJ} \left( \frac{z^3}{3} - Lz^2 \right) + \frac{q}{12EJ} \left( 2Lz^3 - 3L^2z^2 - \frac{z^4}{2} \right),$$

тогда:

– максимальный прогиб в точке  $O$  (см. рис. 5):

$$y_{\max} = - \left[ \frac{PL^3}{3EJ} + \frac{qL^4}{8EJ} \right];$$

– минимальный прогиб в точке  $O$  (см. рис. 2):

$$y_{\min} = - \left[ \frac{Pl_1^3}{3EJ} + \frac{ql_1^4}{8EJ} \right].$$

На рис. 6 представлен график изменения прогиба балки в точке  $O$  (см. рис. 2) при изменении коэффициента жесткости упругого основания в диапазоне от 0 до  $10^{10}$  Н/м<sup>2</sup>.

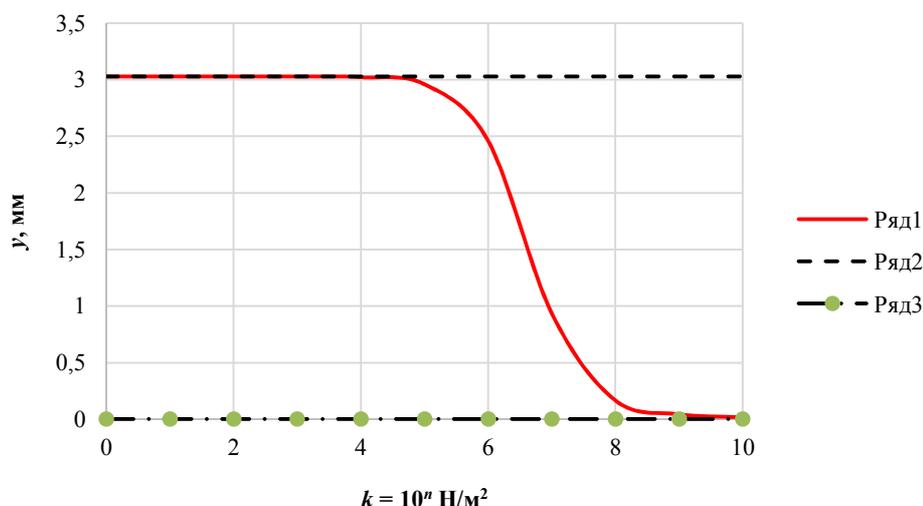


Рис. 6. Определение длины контакта  $X$ :  $y_0$  – ряд 1;  $y_{\max}$  – ряд 2;  $y_{\min}$  – ряд 3

Fig. 6. Determination of contact length  $X$ :  $y_0$  - row 1;  $y_{\max}$  - row 2;  $y_{\min}$  - row 3

Таким образом, капролоновые дейдвудные подшипники обладают достаточными упругими свойствами, чтобы обеспечить высокую надежность гребного вала и всего винторулевого комплекса судна при эксплуатации.

### Заключение

На основании вышеприведенных исследований можно сделать общий вывод, что капролоновые подшипники надежно работают в морской и речной воде в многочисленных типах морских судов независимо от диаметра и материала шейки греб-

ного вала. Применение современных марок капролона повышает рабочее состояние дейдвудных подшипников, поскольку позволяет предотвратить изменение рабочего зазора в подшипнике вследствие водопоглощения. Упругие и прочностные свойства капролона допускают использование укороченных подшипников, что, в свою очередь, сокращает расход материала и время на изготовление, снижает неравномерное распределение нагрузки, действующее со стороны гребного вала и винта по длине подшипника.

### Список источников

1. Григорьев А. К. Опыт эксплуатации дейдвудных подшипников с капролоновыми планками на атомном ледоколе «Ямал» в 1999–2009 гг. // Судостроение. 2011. № 5. С. 52–53.
2. Друт В. И., Кохан Н. М. Определение установочных зазоров в дейдвудных подшипниках судовых валопроводов // Судостроение. 1981. № 5. С. 40–42.
3. Елизаров В. Н., Середин Д. Г. Капролон для дейдвудных подшипников // Мор. флот. 1975. № 5. С. 54–55.
4. Смирнов Б. И. Износостойкость гребных валов с капролоновыми подшипниками // Судостроение. 1975. № 4. С. 25–27.
5. Халыякин А. А., Лошадкин Д. В., Ауслендер А. Я., Мамонтов В. А., Шацков Д. О. Влияние материала дейдвудных подшипников на частоту поперечных колебаний судового валопровода // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. 2018. № 4. С. 24–30. DOI: 10.24143/2073-1574-2018-4-24-30.
6. Нунупаров С., Холост А. Вместо бакаута – капролон // Мор. флот. 1978. № 3. С. 48–48.
7. Рубин М. Б., Бахарева В. Е. Подшипники в судовой технике: справ. Л.: Судостроение, 1987. 344 с.
8. Середин Д. Г., Мацнев В. К. Эффективность применения капролона в судостроении и судоремонте // Судоремонт флота рыб. пром-сти. 1979. № 40. С. 36–39.
9. Елизаров В. Н., Середин Д. Г. Укороченные дейдвудные подшипники из капролона // Судостроение. 1975. № 11. С. 41–43.
10. РТМ 31.5004-75. Подшипники скольжения гребных валов из неметаллических материалов. Технико-эксплуатационные требования к материалам, изготовлению и эксплуатации. URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200001411> (дата обращения: 12.10.2020).
11. ОСТ 5.4183-76. Подшипники гребных и дейдвудных валов капролоновые. Общие технические условия. URL: <https://nd.gostinfo.ru/document/3545086.aspx> (дата обращения: 12.10.2020).
12. РТМ 31.5034-78. Подшипники гребных и дейдвудных валов капролоновые. Технологические требования к изготовлению и монтажу при судоремонте. URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200001411> (дата обращения: 12.10.2020).

13. Зуев Ю. Н., Тупицын Л. В. Перспективы применения в судовом машиностроении нового полиамида – деклона // Технология судостроения. 1982. № 7. С. 44–45.

14. Бодягин В. Н., Старкова М. В. Новые марки капролона // Глав. механик. 2015. № 4. С. 54.

15. Миронов А. И., Денисова Л. М. Влияние дейдвудных подшипников на колебания валопроводов судов // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. 2004. № 1 (20). С. 125–130.

16. Александров А. В., Потапов В. Д., Державин Б. П. Сопrotивление материалов. М.: Высш. шк., 1995. 560 с.

## References

1. Grigor'ev A. K. Opyt ekspluatatsii deidvudnykh podshipnikov s kaprolonovymi plankami na atomnom ledokole «Iamal» v 1999–2009 gg. [Experience in operating stern tube bearings with caprolon strips on Yamal nuclear icebreaker in 1999–2009]. *Sudostroenie*, 2011, no. 5, pp. 52–53.

2. Drut V. I., Kokhan N. M. Opredelenie ustanovochnykh zazorov v deidvudnykh podshipnikakh sudovykh valoprovodov [Determining mounting clearances in stern tube bearings of ship shafting]. *Sudostroenie*, 1981, no. 5, pp. 40–42.

3. Elizarov V. N., Seredin D. G. Kaprolon dlia deidvudnykh podshipnikov [Caprolone for stern tube bearings]. *Morskoi flot*, 1975, no. 5, pp. 54–55.

4. Smirnov B. I. Iznosostoikost' grebnykh valov s kaprolonovymi podshipnikami [Wear resistance of propeller shafts with caprolone bearings]. *Sudostroenie*, 1975, no. 4, pp. 25–27.

5. Khaliavkin A. A., Loshadkin D. V., Auslender A. Ia., Mamontov V. A., Shatskov D. O. Vliianie materiala deidvudnykh podshipnikov na chastotu poperechnykh kolebaniy sudovogo valoprovoda [Influence of material of stern tube bearings on frequency of transverse oscillations of ship's shafting]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaiia tekhnika i tekhnologiia*, 2018, no. 4, pp. 24–30. DOI: 10.24143/2073-1574-2018-4-24-30.

6. Nunuparov S., Kholost A. Vmesto bakauta – kaprolon [Caprolone instead of bakout]. *Morskoi flot*, 1978, no. 3, pp. 48–48.

7. Rubin M. B., Bakhareva V. E. *Podshipniki v sudovoi tekhnike: spravochnik* [Bearings in ship technology: reference book]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1987. 344 p.

8. Seredin D. G., Matsnev V. K. Effektivnost' primeneniia kaprolona v sudostroenii i sudoremonte [Efficiency of using caprolon in shipbuilding and ship repair]. *Sudoremont flota rybnoi promyshlennosti*, 1979, no. 40, pp. 36–39.

9. Elizarov V. N., Seredin D. G. Ukorochennye deidvudnye podshipniki iz kaprolona [Shortened stern tube bearings made of caprolon]. *Sudostroenie*, 1975, no. 11, pp. 41–43.

10. RTM 31.5004-75. *Podshipniki skol'zheniia grebnykh valov iz nemetallicheskiikh materialov. Tekhniko-ekspluatatsionnye trebovaniia k materialam, izgotovleniiu i ekspluatatsii* [RTM 31.5004-75. Propeller shaft plain bearings made of non-metallic materials. Technical and operational requirements for materials, manufacture and operation]. Available at: <http://docs.cntd.ru/document/1200001411> (accessed: 12.10.2020).

11. OST 5.4183-76. *Podshipniki grebnykh i deidvudnykh valov kaprolonovye. Obshchie tekhnicheskie usloviia* [OST 5.4183-76. Bearings of propeller and stern shafts are caprolon. General specifications]. Available at: <https://nd.gostinfo.ru/document/3545086.aspx> (accessed: 12.10.2020).

12. PTM 31.5034-78. *Podshipniki grebnykh i deidvudnykh valov kaprolonovye. Tekhnologicheskie trebovaniia k izgotovleniiu i montazhu pri sudoremonte* [PTM 31.5034-78. Bearings of propeller and stern shafts are caprolon. Technological requirements for manufacturing and installation during ship repair]. Available at: <http://docs.cntd.ru/document/1200001411> (accessed: 12.10.2020).

13. Zuev Yu. N., Tupitsyn L. V. Perspektivy primeneniia v sudovom mashinostroenii novogo poliamida – deklona [Prospects for using new polyamide (declon) in ship engineering]. *Tekhnologiia sudostroeniia*, 1982, no. 7, pp. 44–45.

14. Bodiagin V. N., Starkova M. V. Novye marki kaprolona [New brands of caprolone]. *Glavnyi mekhanik*, 2015, no. 4, p. 54.

15. Mironov A. I., Denisova L. M. Vliianie deidvudnykh podshipnikov na kolebaniia valoprovodov sudov [Influence of stern tube bearings on vibrations of ship shafting]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2004, № 1 (20), pp. 125–130.

16. Aleksandrov A. V., Potapov V. D., Derzhavin B. P. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials]. Moscow, Vysshiaia shkola Publ., 1995. 560 p.

Статья поступила в редакцию 24.04.2022; одобрена после рецензирования 25.05.2020; принята к публикации 30.06.2022  
The article was submitted 24.04.2022; approved after reviewing 25.05.2022; accepted for publication 30.06.2022

## Информация об авторах / Information about the authors

**Алексей Александрович Халявкин** – кандидат технических наук; доцент кафедры судомеханических дисциплин; Каспийский институт морского и речного транспорта им. генерал-адмирала Федора Матвеевича Апраксина, филиал Волжского государственного университета водного транспорта; [sopromat112@mail.ru](mailto:sopromat112@mail.ru)

**Alexey A. Khalyavkin** – Candidate of Technical Sciences; Assistant Professor of the Department of Ship Mechanical Disciplines; Caspian Institute of Sea and River Transport after General-Admiral F. M. Apraksin, branch of Volga State University of Water Transport; [sopromat112@mail.ru](mailto:sopromat112@mail.ru)

**Мария Владимировна Старкова** – кандидат биологических наук; научный сотрудник ООО «Научно-техническое общество «Альвис»; [alvis@kaprolon-alvis.ru](mailto:alvis@kaprolon-alvis.ru)

**Maria V. Starkova** – Candidate of Biological Sciences; Researcher of Scientific and Technical Society Alvis, LLC; [alvis@kaprolon-alvis.ru](mailto:alvis@kaprolon-alvis.ru)

**Виктор Валентинович Бондаренко** – главный инженер; ООО «Река 21»; [reka21@mail.ru](mailto:reka21@mail.ru)

**Viktor V. Bondarenko** – Chief Engineer; Reka 21, LLC; [reka21@mail.ru](mailto:reka21@mail.ru)

**Владимир Александрович Гордон** – доктор технических наук; профессор кафедры технической физики и математики; Орловский государственный университет им. И. С. Тургенева; [gordon@ostu.ru](mailto:gordon@ostu.ru)

**Vladimir A. Gordon** – Doctor of Technical Sciences; Professor of the Department of Technical Physics and Mathematics; I. S. Turgenev Orel State University; [gordon@ostu.ru](mailto:gordon@ostu.ru)

**Виктор Андреевич Мамонтов** – доктор технических наук, доцент; профессор кафедры судостроения и энергетических комплексов морской техники; Астраханский государственный технический университет; [sopromat112@mail.ru](mailto:sopromat112@mail.ru)

**Victor A. Mamontov** – Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor; Professor of the Department of Shipbuilding and Marine Engineering Complexes; Astrakhan State Technical University; [sopromat112@mail.ru](mailto:sopromat112@mail.ru)

