

УДК 656.62.052.4

DOI: 10.37890/jwt.vi81.549

## **Обзор исследований поперечных усилий, развиваемых двигательно-рулевым комплексом судна**

**В.И. Тихонов**

*ORCID: 0000-0002-3147-0668*

**Ю.В. Бажанкин**

*ORCID: 0000-0001-8720-218X*

**И.М. Осокин**

*ORCID: 0000-0002-5988-6745*

*Волжский государственный университет водного транспорта, г. Нижний Новгород, Россия*

**Аннотация.** В данной статье были исследованы поперечная составляющая усилий, развиваемых двигательно-рулевым комплексом судна, и её безразмерные гидродинамические коэффициенты, а также рассмотрены различные методы их оценки. Для этого исследования были выбраны два наиболее распространённых типа двигательно-рулевых комплексов, которые устанавливаются на судах речного флота, – открытый гребной винт с расположенным за ним рулём и гребной винт в поворотной насадке. Выражения для оценки поперечных усилий для разных типов двигательно-рулевых комплексов приведены к единому виду. Выполнены расчёты коэффициентов, характеризующих поперечную силу, по существующим методикам. Проведено сравнение результатов расчётов с результатами, полученными при идентификации этих коэффициентов по данным натурных испытаний судов. Существенное расхождение между указанными величинами позволило сделать вывод о том, что современные методики расчёта поперечных составляющих усилий, развиваемых ДРК, не позволяют адекватно моделировать управляемое криволинейное движение судов на внутренних водных путях и нуждаются в дальнейшем совершенствовании.

**Ключевые слова:** поперечные усилия ДРК, средство управления, подъёмная сила руля, угол перекладки, угол дрейфа, натурные испытания, расчетный метод, судовые рули, поворотная насадка.

## **A review of research on transverse forces, developed by a ship's propulsion and steering system**

**Vadim I. Tikhonov**

*ORCID: 0000-0002-3147-0668,*

**Yuriy V. Bazhankin**

*ORCID: 0000-0001-8720-218X,*

**Igor M. Osokin**

*ORCID: 0000-0002-5988-6745,*

*Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russia*

**Abstract.** In this article, the transverse component of forces developed by the propulsion and steering system of the vessel and its dimensionless hydrodynamic coefficients have been researched, as well as various methods of their estimation. System of the open propeller with rudder and system of propeller with swiveling nozzles were selected for this study since they are the most frequently used systems on river vessels. Formulas for finding transverse forces of different types of propulsion and steering complexes are unified. Calculations of the coefficients characterizing the transverse force according to the existing methods have been carried out. The results of calculations are compared with the results obtained when identifying these coefficients according to the data of full-scale trials of ships. The significant

discrepancy between the mentioned values allowed to conclude that modern calculation methods of ships propulsion and steering system transverse forces are not perfect enough for adequate modelling of controlled curvilinear motion of river vessels and require further improvement.

**Keywords:** transverse forces of propulsion and steering system, steering device, rudder lifting force, rudder angle, angle of drift, full-scale trials, ships rudder, swiveling nozzle.

### Введение

Из всего многообразия судовых движительно-рулевых комплексов (ДРК) стоит выделить открытый гребной винт с расположенным за ним рулём и гребной винт в поворотной насадке как наиболее часто встречающиеся. Данные типы ДРК создают поперечные усилия, которые позволяют судну выполнять различные маневры (циркуляция, поворот, изменение курса для расхождения с другими объектами и т.п.).

Поперечные усилия ДРК являются важной и неотъемлемой частью математической модели движения судна. Для их определения существуют различные методики. Актуальность данной темы обусловлена непрерывно возрастающим как в России, так и во всём мире интересом к беспилотному судовождению, которое может быть реализовано на основе адекватного математического моделирования управляемого криволинейного движения судна.

В 70-е гг. прошлого века начались активные исследования и разработка методов практического расчёта усилий, развиваемых ДРК, которые до сих пор продолжают многими учёными [1-13]. Наиболее известными в этой области являются труды Соболева Г.В. [1], Павленко В.Г. [3, 4], Першица Р.Я. [5], Басина А.М. [7]. Отдельного внимания заслуживают работы Гофмана А.Д. [2, 6, 10], посвящённые исследованию особенностей работы ДРК при криволинейном движении судна.

Поперечные силы и их моменты, которые необходимы для маневрирования судна, создаются средствами управления (СУ). Безразмерные гидродинамические коэффициенты, характеризующие поперечную силу  $Y_r$  и её момент  $M_r$ , поворачивающий судно, определяются по выражениям [1]:

$$C_{yr} = \frac{Y_r}{\frac{\rho v^2}{2} S_{cy}}, \quad (1)$$

$$C_{mr} = \frac{M_r}{\frac{\rho v^2}{2} S_{cy} L}, \quad (2)$$

где  $S_{cy}$  – характерная площадь СУ;

$L$  – длина судна;

$v$  – скорость судна;

$\rho$  – плотность воды.

Эффективность СУ характеризуется средним значением производной данных коэффициентов по некоторому параметру регулирования (например, по углу перекладки рулевого органа  $\delta_r$ ). Для практических целей интересен положительный диапазон изменения производной, поскольку за его пределами действие СУ либо не изменяется, либо уменьшается ввиду явления насыщения или срыва потока. Известно, что чем больше значение производной данных коэффициентов, тем дольше не происходит насыщение, следовательно, СУ более эффективно.

Поперечная сила ДРК создаётся следующими способами [2]:

1. За счёт подъёмной силы, создающей составляющую в направлении, перпендикулярном диаметральной плоскости (ДП) судна, которая появляется на поверхности СУ вследствие циркуляционного обтекания жидкостью.
  2. За счёт поворота струи движителя создаётся боковая сила.
- Современные ДРК используют оба вышеназванных способа.

При рассмотрении ДРК необходимо помнить, что разделение функций между его компонентами весьма условное. Так, в случае системы открытого гребного винта с расположенным за ним рулём в условиях косо́го потока на винте возникает поперечная сила, а руль, в свою очередь, участвует в создании тяги. Поэтому ДРК обычно рассматривают как единое целое.

При движении судна по криволинейной траектории происходит следующее:

1. вследствие перекладки СУ на некоторый угол  $\delta_r$  элементы движительно-рулевого комплекса меняют своё взаимное положение, что приводит к изменению характеристик работы как движителя, так и главного двигателя (ГД);
2. дрейф судна  $\beta$  вызывает отклонение потока жидкости, подтекающего к ДРК, от продольной оси;
3. скорость подтекания жидкости к ДРК судна уменьшается.

### **Поперечные усилия, развиваемые ДРК открытым гребной винт с расположенным за ним рулём**

Данное усилие может быть найдено по следующему выражению[3]:

$$Y_r = C_{yr} \frac{\rho}{2} S_r v_r^2, \quad (3)$$

где  $S_r$  – площадь руля;

$v_r$  – скорость потока, набегающего на руль.

Скорость потока, набегающего на руль,  $v_r$  определяется не только линейной скоростью судна. Влияние корпуса уменьшает  $v_r$  из-за наличия попутного потока, а винт заметно увеличивает  $v_r$  в тех случаях, когда руль расположен в его струе.

Коэффициент подъёмной силы руля  $C_{yr}$  зависит от его геометрических характеристик и эффективного угла атаки  $\alpha_e$ . Значение коэффициента  $C_{yr}$  для докритических  $\alpha_e$  можно определить по следующей формуле [4]:

$$C_{yr} = \mu_r \alpha_e = k_s \left[ 1 + \bar{b}_s \left( 0,28 + \frac{0,2}{\lambda_r} \right) \right] \times \frac{2\pi}{1 + \left( \frac{2,2}{\lambda_r^{2/3}} \right)} \alpha_e, \quad (4)$$

где  $\mu_r$  – коэффициент пропорциональности между величиной коэффициента подъёмной силы  $C_{yr}$  и эффективным углом атаки  $\alpha_e$ ;

$\bar{b}_s = \frac{b_s}{b_r}$  – относительная ширина горизонтальной пластины-шайбы на торце руля;

при её отсутствии  $\bar{b}_s = 0$ ;

$b_s$  – ширина шайбы;

$h_r$  – длина пера (высота) руля;

$\lambda_r = \frac{h_r}{b_r}$  – относительное удлинение руля;

$b_r$  – длина хорды руля;

$k_s = 0,5(1 + th0,8\bar{h}_s)$  – для спаренных рулей, для одиночных –  $k_s = 1$ ;

$\bar{h}_s = \frac{h_s}{h_r}$  – параметр, характеризующий геометрию комплекса, состоящего из двух спаренных рулей;

$h_s$  – расстояние между средними плоскостями перьев в непереложенном состоянии.

Угол атаки руля можно определить как угол между плоскостью его хорды и вертикальной плоскостью, в которой расположен вектор  $v_r$  [5]. Однако в реальности такой вертикальной плоскости не существует, так как скорости потоков, обтекающих руль, различны по направлению и величине. В связи с этим для реального руля  $v_r$  и

$\alpha_e$  заменяются величинами эквивалентного изолированного руля, переложенного на некоторый угол  $\delta_r$  и развивающего аналогичное поперечное усилие.

Для тех случаев, когда руль находится в струе не полностью, Р.Я. Першицем [3] был предложен ряд следующих допущений:

а) струя движителя аппроксимируется цилиндром, диаметр которого равен диаметру винта. При этом горизонтальная ось такого цилиндра должна совпадать с осью гребного вала;

б) вызванные осевые скорости в струе распределяются равномерным образом, а окружные вызванные скорости приравняются к нулю;

в) вся площадь руля разбивается на две составляющие: находящуюся в струе движителя  $S_r''$  и свободную  $S_r'$ . Границей между ними являются линии средних плоскостей рулей в непереложенном состоянии с цилиндрической поверхностью, ограничивающей струю движителя;

г) процессы обтекания частей пера руля  $S_r''$  и  $S_r'$  струёй движителя являются независимыми, при этом величина коэффициента  $\mu_r$  в обоих случаях равна величине данного коэффициента для руля вне струи.

На основе этих допущений, было получено следующее выражение для подсчёта суммарной боковой силы [3]:

$$Y_r = \mu_r [\delta_r - \kappa_r (\beta + \bar{l}_r \bar{\omega})] \frac{\rho}{2} \bar{S}_r v^2 \varphi_k^2, \quad (5)$$

где  $\kappa_r$  – коэффициент, учитывающий влияние судового корпуса и работающего винта на направление потока воды, набегающего на рулевой орган;

$\beta$  – угол дрейфа по ЦМ судна;

$\bar{l}_r = \frac{l_r}{L}$  – относительное расстояние от ДРК до ЦМ судна;

$\bar{\omega} = \frac{\dot{\omega}}{R}$  – безразмерная угловая скорость;

$R$  – радиус циркуляции по ЦМ судна;

$\bar{S}_r$  – приведённая площадь рулей;

$\varphi_k$  – коэффициент, который учитывает влияние корпуса на скорость потока воды в районе ДРК.

Для определения боковой силы руля, расположенного в струе движителя, А.Д. Гофманом в работе [6] предложена следующая формула:

$$Y_r = \mu_r \frac{\rho v_e^2}{2} S_r \left[ 1 + \sigma_r \frac{S_r''}{S_r'} \right] (\delta_r - \beta_e). \quad (6)$$

Здесь  $\beta_e$  – угол дрейфа в месте расположения ДРК с учётом скоса потока, вызванного корпусом судна;

$\sigma_r$  – коэффициент нагрузки движителя по упору гребного винта.

В работе А.М. Басина [7] боковая сила определяется следующим образом:

$$Y_r = C_{yr} \delta_r \frac{\rho v_r^2}{2} \bar{S}_r. \quad (7)$$

В данном случае  $\bar{S}_r$  определяется следующим образом:

$$\bar{S}_r = S_r'' + S_r' \left( \frac{v_r}{v_e} \right), \quad (8)$$

где  $S_r''$  – часть площади руля, которая обтекается основным потоком со скоростью  $v_e$ ;

$S_r'$  – часть площади руля, которая обтекается со скоростью  $v_s$ ;

$v_e$  – скорость обтекания руля.

Таким образом, общее выражение для нахождения поперечной составляющей усилий ДРК имеет следующий вид [8]:

$$Y_r = \mu_r [\delta_r - \kappa_r (\beta + \bar{l}_r \bar{\omega})] \frac{\rho}{2} \bar{S}_r v^2 \varphi_k^2. \quad (9)$$

**Поперечные усилия, создаваемые гребным винтом в поворотной насадке**

Поперечные усилия, развиваемые гребным винтом в поворотной насадке, были исследованы главным образом Р.Я. Першицем и А.Д. Гофманом [8]. Метод Першица предполагает разделение комплекса на два компонента. Первым из них в качестве единого целого выступают винт и поворотная насадка. Вторым компонентом является стабилизатор. При этом предлагается подсчитывать боковую силу, создаваемую комплексом, по выражению:

$$Y_n = Y_{вн} + Y_c, \tag{10}$$

где  $Y_{вн}$  – поперечная сила, создаваемая первым компонентом комплекса;

$Y_c$  – поперечная сила, создаваемая вторым компонентом комплекса.

Поперечная сила, создаваемая винтом и насадкой описывается следующим выражением [7]:

$$Y_{вн} = C_{yn} \frac{\rho}{2} S_n v_n^2 \left[ \delta_n - \kappa_r \kappa_b \arctg \left( \tg \beta + \frac{\omega \bar{l}_r}{\cos \beta} \right) \right], \tag{11}$$

где  $C_{yn}$  – коэффициент поперечной силы насадки;

$S_n = \pi D_b l_n$  – площадь боковой поверхности насадки;

$D_b$  – диаметр винта;

$l_n$  – длина насадки;

$v_n = (1 - \psi_0)v$  – аксиальная скорость натекания воды на винт в насадке;

$\psi_0$  – коэффициент попутного потока;

$\delta_n$  – угол перекладки насадки;

$\kappa_b = 0,752 - 0,052\sigma_p$  – коэффициент влияния винта;

Коэффициент поперечной силы насадки находится следующим образом [9]:

$$C_{yn} = \frac{[1 + 0,25(\sqrt{1 + \sigma_p} - 1)^2][1 - (0,45 - 0,35\bar{l}_n)] + \sigma_p/2}{2\bar{l}_n}, \tag{12}$$

где  $\bar{l}_n = \frac{l_n}{D_b}$  – относительная длина насадки;

Стабилизатор играет роль неподвижного руля, увеличивая подъёмную силу. Угол атаки стабилизатора может быть обозначен как  $\delta_{ac}$ . Он возникает ввиду несовпадения угла выброса струи из насадки  $\delta_c^*$  с углом её перекладки  $\delta_n$ . Отсюда  $\delta_{ac}$  находится по выражению [9]:

$$\delta_{ac} = \delta_n - \delta_c^*. \tag{13}$$

Таким образом, поперечная сила, действующая на стабилизатор насадки, отклонённой на угол  $\delta_n$ , может быть найдена как [9]

$$Y_c = C_{yc} \frac{\rho}{2} S_c v_c^2 \delta_{ac}. \tag{14}$$

А.Д. Гофман в своей работе [10] отметил, что поперечная составляющая комплекса гребной винт-поворотная насадка линейна только в небольшом диапазоне  $\delta_n$  и  $\beta$ . В остальных же случаях (в условиях «сильных» маневров) она приобретает существенно нелинейный характер. Это затрудняет использование модели Р.Я. Першица для практических расчётов. Кроме того, в ней не учтено влияния скаса потока, натекающего на ДРК.

А.Д. Гофман предложил разделить боковую силу комплекса на два компонента. Первый из них  $Y_1$  является проекцией реакции отбрасываемой движителем струи жидкости на поперечное направление. Второй компонент  $Y_2$  представляет собой

проекцию на то же направление подъёмной силы насадки, которая создаётся изолированным кольцевым крылом. В связи с этим поперечные усилия, развиваемые комплексом, можно найти следующим образом [3, 9]:

$$Y_n = Y_1 + Y_2. \quad (15)$$

Первое слагаемое в выражении (15) возникает вследствие перекладки насадки и одновременного дрейфа кормы судна, что приводит к увеличению скорости и изменению направления движения масс жидкости, протекающих через движитель. Эксперименты показывают, что современные насадки отбрасывают струю жидкости в направлении, практически совпадающим с осью насадки. Реакция отбрасываемой струи может быть найдена из теоремы количества движения [3]:

$$\vec{R}_{стр} = m_c [\overrightarrow{v_e + \omega_a} - \vec{v}_e], \quad (16)$$

где  $\omega_a$  – аксиальная вызванная скорость;

$m_c$  – масса жидкости, протекающей через движитель за одну секунду, определяется через расход жидкости в выходном сечении насадки по следующему выражению [3]:

$$m_c = \rho S_{нв} (v_e + \omega_a) = \rho S_0 \beta_n (v_e + \omega_a), \quad (17)$$

где  $S_{нв}$  – площадь выходного сечения насадки;

$S_0$  – площадь диска винта;

$\beta_n$  – коэффициент расширения насадки.

При проецировании выражения (16) на направление перпендикулярное ДП судна получается следующее выражение для  $Y_1$  (углы  $\beta_e$  и  $\delta_n$  считаются малыми) [3]:

$$Y_1 = \rho S_0 \beta_n (v_e + \omega_a) [(v_e + \omega_a) \delta_n - v_e \beta_e]. \quad (18)$$

Учитывая, что  $\beta_e = \kappa_r (\beta + \bar{l}_r \bar{\omega})$ , выражение (18) может быть представлено следующим образом [3]:

$$Y_1 = \rho S_0 \beta_n v_e^2 + \left( \frac{\omega_a}{v_e} \right)^2 \left[ \delta_n - \frac{\kappa_r}{1 + \left( \frac{\omega_a}{v_e} \right)} (\beta + \bar{l}_r \bar{\omega}) \right]. \quad (19)$$

Применение теории идеального комплекса винт – поворотная насадка для определения величины относительной вызванной скорости  $\frac{\omega_a}{v_e}$  позволяет получить итоговое выражение для вычисления  $Y_1$  [3]:

$$Y_1 = \rho S_0 \beta_n v_e^2 \varphi_k^2 \left[ \delta_n - \left( \frac{\kappa_r}{\varphi_k} \right) (\beta + \bar{l}_r \bar{\omega}) \right]. \quad (20)$$

Боковая сила на поворотной насадке как на кольцевом крыле [3]:

$$Y_2 = \mu_n [\delta_n - \kappa_r (\beta + \bar{l}_r \bar{\omega})] \frac{\rho}{2} S_0 v_e^2. \quad (21)$$

Подставляя соотношения (20) и (21) в формулу (15), получаем общее выражение для определения поперечной силы, развиваемой комплексом [3]:

$$Y_n = \mu_n [\delta_n - \kappa_r (\beta + \bar{l}_r \bar{\omega})] \frac{\rho}{2} S_0 v^2 \varphi_k^2. \quad (22)$$

Очевидно, что формулы (9) и (22) могут быть приведены к следующему общему виду [4]:

$$Y_r = \mu_r [\delta_r - \kappa_r (\beta + \bar{l}_r \bar{\omega})] \frac{\rho}{2} S_r v^2 \varphi_k^2. \quad (23)$$

Для решения задач маневрирования судном поперечные усилия, развиваемые ДРК, принято выражать в безразмерном виде, то есть

$$\bar{Y}_r = E_r [\delta_r - \kappa_r (\beta + \bar{l}_r \bar{\omega})]. \quad (24)$$

Здесь  $E_r$  – эффективность рулевых органов, подсчитываемая по формуле [4]:

$$E_r = \frac{\mu_r S_r z_r \varphi_k^2}{LT}, \quad (25)$$

где  $z_r$  – количество ДРК;

$T$  – осадка судна.

### Результаты расчётов и выводы

К концу прошлого столетия стало понятно, что надёжных методов расчёта поперечных сил, развиваемых ДРК, не существует [3]. Для повышения их точности и по сей день необходимо использовать идентификацию результатов расчётов по данным натурных испытаний. Это утверждение может быть проиллюстрировано результатами расчётов величин  $E_r$  и  $\kappa_r$ . Для этого были выбраны суда проектов №550А «Волгонефть» (оснащён ДРК типа открытый гребной винт с расположенным за ним рулём) и № 1553 «Нефтерудовоз» (оснащён ДРК типа винт в поворотной насадке), так как они оснащены одними из самых распространённых типов ДРК. Указанные величины  $E_r$  и  $\kappa_r$  были рассчитаны по методике, изложенной в работе В.Г. Павленко [4], и методике, изложенной в работе [8]. Результаты вычислений представлены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

**Значения величин  $E_r$  и  $\kappa_r$  для теплохода проекта № 550А**

	Оценка поперечных усилий ДРК по методике В.Г. Павленко	Оценка поперечных усилий ДРК по данным натурных испытаний
$E_r$	0,102062	0,321387
$\kappa_r$	0,439716	0,464459

Таблица 2

**Значения величин  $E_r$  и  $\kappa_r$  для теплохода проекта № 1553**

	Оценка поперечных усилий ДРК по методике В.Г. Павленко	Оценка поперечных усилий ДРК по данным натурных испытаний
$E_r$	0,153512	0,302801
$\kappa_r$	0,536908	0,345624

Существенное расхождение результатов в трёх из четырёх случаев позволяет сделать вывод о том, что для адекватного математического моделирования управляемого криволинейного движения судов речного флота необходимо разработать более точные методы расчёта поперечных усилий, развиваемых ДРК различных типов.

### Список литературы

1. Соболев Г.В. Управляемость корабля и автоматизация судовождения. Л.: Судостроение, 1976. 478 с.

2. Гофман А.Д. Теория и расчет поворотливости судов внутреннего плавания. Л.: Судостроение, 1971. 256 с.
3. Павленко В.Г., Бавин В.Ф., Зайков В.И., Сандлер Л.Б. Ходкость и управляемость судов. М.: Транспорт, 1991. 397 с.
4. Павленко, В.Г. Маневренные качества речных судов (Управляемость судов и составов). М.: Транспорт, 1979. 184 с.
5. Першиц, Р.Я. Управляемость и управление судном. Л.: Судостроение, 1983. 272 с.
6. Гофман А.Д. Основы теории управляемости судна: Курс лекций. СПб: СПГУВК, 1999. 100 с.
7. Басин А.М. Ходкость и управляемость судов: Учебное пособие. М.: Транспорт, 1977. 456 с.
8. Тихонов В.И., Бажанкин Ю.В., Осокин И.М., Мухин А.В. Способ оценки поперечных усилий, развиваемых движительно-рулевым комплексом, по результатам циркуляционных испытаний судна //Научные проблемы водного транспорта. 2023. №77(4). С. 252-263. DOI: 10.37890/jwt.vi77.440.
9. Васильев А.В. Управляемость судов: Учебное пособие. Л.: Судостроение, 1989. 328 с.
10. Гофман, А.Д. Движительно-рулевой комплекс и маневрирование судна: Справочник. Л.: Судостроение, 1988. 360 с.
11. Гасникова А.С., Макарова В.В., Потехин Ю.П. Расчетное исследование гидродинамических характеристик судового руля, расположенного за дейдвудом //Морские интеллектуальные технологии. 2022. №3 часть 1. С. 50—57. DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2022.57.3.006>.
12. Костылев А.И., Сазонов К.Е. Метод расчета движения судов по криволинейной траектории в сплошных льдах //Труды Крыловского государственного центра. 2017. №1(379). С. 50-55.
13. Бугаев В.Г., Тунг Д.В., Домашевская Я.Р., Хиеп Ф.Ч. Численное моделирование гидродинамических характеристик винто-рулевого комплекса и поворотливости рыболовного судна //Научные проблемы водного транспорта. 2020. №62. С. 30-40. DOI: <https://doi.org/10.37890/jwt.vi62.13>.

#### References

1. Sobolev, G.V. Upravlyaemost' korablya i avtomatizatsiya sudovozhdeniya. L.: Sudostroenie, 1976. 478p.
2. Gofman, A.D. Teoriya i raschet povorotlivosti sudov vnutrennego plavaniya. L.: Sudostroenie, 1971. 256p.
3. Pavlenko V.G., Bavin V.F., Zaikov V.I., Sandler L.B. Khodkost' i upravlyaemost' sudov. M.: Transport, 1991. 397p.
4. Pavlenko, V.G. Manevrennye kachestva rechnykh sudov (Upravlyaemost' sudov i sostavov). M.: Transport, 1979. 184p.
5. Pershits, R.YA. Upravlyaemost' i upravlenie sudnom. L.: Sudostroenie, 1983. 272p.
6. Gofman A.D. Osnovy teorii upravlyaemosti sudna: Kurs lektsii. SPb.: SPGUVK, 1999. 100p.
7. Basin A.M. Khodkost' i upravlyaemost' sudov: Uchebnoe posobie. M.: Transport, 1977. 456p.
8. Tikhonov V.I., Bazhankin YU.V., Osokin I.M., Mukhin A.V. Sposob otsenki poperechnykh usilii, razvivaemykh dvizhite'l'no-rulevym kompleksom, po rezul'tatam tsirkulyatsionnykh ispytaniy sudna [A method for estimating the transverse forces developed by the propulsion and steering system, based on the results of vessel circulation tests] Russian Journal of Water Transport. 2023, no. 77 (4), pp. 252-263. (In Russ). DOI: 10.37890/jwt.vi77.440.
9. Vasil'ev A.V. Upravlyaemost' sudov: Uchebnoe posobie. L.: Sudostroenie, 1989. 328 p.
10. Gofman, A.D. Dvizhite'l'no-rulevoi kompleks i manevrirovaniye sudna: Spravochnik. L.: Sudostroenie, 1988. 360p.
11. Gasnikova A.S., Makarova V.V., Potekhin YU.P. Raschetnoe issledovanie gidrodinamicheskikh kharakteristik sudovogo rulya, raspolozhennogo za deidvudom [Computational study of hydrodynamic characteristics of the ship rudder located behind the deadwood] Morskie intellektual'nye tekhnologii. 2022, no. 3 part 1, pp. 50—57. (In Russ). DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2022.57.3.006> .

12. Kostylev A.I., Sazonov K.E. Metod rascheta dvizheniya sudov po krivolineinoi traektorii v sploshnykh l'dakh [Method for estimation of ship curvilinear trajectory in continuous ice cover] Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo tsentra. 2017, no. 1(379), pp. 50-55. (In Russ).
13. Bugaev V.G., Tung D.V., Domashevskaya YA.R., Khiep F.CH. Chislennoe modelirovanie gidrodina-micheskikh kharakteristik vinto-rulevogo kompleksa i povorotlivosti rybolovnogo sudna [The numerical modelling of hydrodynamic characteristics of the propeller-rudder system and turning capacity of the fishing vessel] Nauchnye problemy vodnogo transporta. 2020, no. 62, pp. 30-40. (In Russ). DOI: <https://doi.org/10.37890/jwt.vi62.13>.

#### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / IFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Тихонов Вадим Иванович**, д.т.н., профессор кафедры судовождения и безопасности судоходства, Волжский государственный университет водного транспорта (ФГБОУ ВО «ВГУВТ»), 603950, Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5, email: vitnn12@mail.ru

**Vadim I. Tikhonov**, Dr. Sci. Tech, Professor of department of Navigation and safety of navigation, Volga State University of Water Transport, 603950, Nizhny Novgorod, Nesterova st., 5

**Бажанкин Юрий Владимирович**, к.т.н., доцент кафедры судовождения и безопасности судоходства, Волжский государственный университет водного транспорта (ФГБОУ ВО «ВГУВТ»), 603950, Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5, e-mail: seaman77@mail.ru

**Yuriy V. Bazhankin**, Ph. D. in Engineering Science, associate professor of department of Navigation and safety of navigation, Volga State University of Water Transport, 603950, Nizhny Novgorod, Nesterova st., 5

**Осокин Игорь Михайлович**, аспирант кафедры судовождения и безопасности судоходства, Волжский государственный университет водного транспорта (ФГБОУ ВО «ВГУВТ»), 603950, Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5, email: osokin.igor98@mail.ru

**Igor M. Osokin**, post-graduation student of department of Navigation and safety of navigation, Volga State University of Water Transport, 603950, Nizhny Novgorod, Nesterova st., 5

Статья поступила в редакцию 14.11.2024; опубликована онлайн 20.12.2024.  
Received 14.11.2024; published online 20.12.2024.