

УДК 623.828:532.5

DOI: 10.37890/jwt.vi76.402

Исследование поведения коэффициентов взаимодействия системы корпус-двигатель по данным натурных испытаний речных грузовых судов

А.Ю. Платов

<https://orcid.org/0000-0002-4589-0348>

Нижегородский архитектурно-строительный университет, г. Н.Новгород, Россия

Аннотация. Вычисление коэффициентов взаимодействия необходимо для проведения судовых тяговых расчётов, которые применяются при решении задач нормирования времени следования и расхода топлива, а также для эксплуатационного обоснования новых судов. В научной и учебной литературе можно найти описание нескольких эмпирических методов для расчёта коэффициентов взаимодействия, однако данные модельных испытаний представлены крайне скудно, а данные натурных испытаний полностью отсутствуют. На основе существующих данных натурных теплотехнических испытаний судов были проведены расчёты коэффициентов взаимодействия и проведено сравнение этих данных с имеющимися методами расчёта, а также положениями гидродинамической теории взаимодействия. Показано, что эмпирические методы расчёта не соответствуют данным натурных испытаний даже на качественном уровне. Вместе с тем показано, что данные натурных испытаний качественно соответствуют положениям теории взаимодействия.

Ключевые слова: коэффициенты взаимодействия, коэффициент попутного потока, коэффициент засасывания, натурные испытания, теория взаимодействия, судовые тяговые расчёты, нормирование времени следования и расхода топлива.

Study of the ship-propeller interaction by trials of the river cargo ships

Alexander J. Platov

<https://orcid.org/0000-0002-4589-0348>

Nizhny Novgorod State University of Architecture and Civil Engineering, Nizhny Novgorod, Russia

Abstract. The calculation of the ship interaction is necessary for prediction of ships power, which are used in the problems of computation of the ships velocity and fuel consumption, as well as for the preliminary design of new ships. In the scientific and educational literature there are descriptions of several empirical methods for calculating wake fraction and thrust deduction. However, model trials data are extremely scarce, and ships trials data are completely absent. Based on the existing data of full-scale trials of ships, ship interaction coefficients were calculated and these data were compared with the available empirical methods, as well as with the hydrodynamic theory of interaction. It is shown that empirical methods do not correspond to the data of full-scale trials, even at a qualitative level. At the same time, it is shown that the data of full-scale trials qualitatively correspond to the theory of interaction.

Keywords: ship propulsion, wake fraction, thrust deduction, full-scale trials of ships, ship hydrodynamics, rate of ship velocity and fuel consumption

Введение

Определение коэффициентов взаимодействия (КВ) системы корпус-двигатель (СКД) является одной из важнейших задач гидродинамики судна и имеет большое практическое значение для прогнозирования ходовых характеристик грузовых судов.

Для определения КВ СКД по методу Фруда, разработанному в середине 19-го века, проводятся модельные испытания судов в гидродинамических бассейнах. Развитие вычислительной техники сделало возможным с начала 2000-х годов практическое применение методов вычислительной гидродинамики для оптимизации ходовых характеристик. Для решения задач предварительного проектирования и технического обоснования судов также используются упрощённые эмпирические методы вычисления КВ СКД, основанные, как правило, на модельных испытаниях в гидродинамических бассейнах.

Кроме указанных выше задач вычисление КВ СКД требуется для расчётов винтовых и ограничительных характеристик при нормировании времени следования, а также для рейсового планирования работы грузовых судов. Для таких задач применимы только эмпирические (инженерные) методы вычисления КВ СКД, причём конечные результаты таких вычислений должны сопоставляться с теми характеристиками режима движения грузовых судов, которые требуются экипажам судов: частотой вращения гребных винтов (ГВ), скоростью судна относительно берега и эффективной мощностью главных двигателей (ГВ). Многолетний практический опыт автора, связанный с нормированием скоростей грузовых судов, говорит о высокой погрешности инженерных методов тяговых расчётов при определении упомянутых характеристик, возникающей из-за погрешностей вычисления сопротивления суда, гидродинамических характеристик ГВ, а также КВ СКД.

Между тем в научной и учебной литературе отсутствуют данные натурных испытаний по измерению КВ СКД, вероятно, в силу нетривиальности подобных испытаний. Такое положение дел мешает как оценке адекватности существующих эмпирических методов, так и возможному совершенствованию инженерных методов расчёта ходкости.

Существующие данные ходовых и теплотехнических испытаний, однако, позволяют провести анализ поведения КВ при работе судов на винтовых характеристиках, а также сопоставить это поведение с получаемым с помощью инженерных методов, что и является целью настоящего исследования.

Существующие методы расчёта коэффициентов взаимодействия

В классической схеме для оценки ходовых качеств судна вводится пропульсивный коэффициент η , который определяется по выражению [1]:

$$\eta = \frac{1}{z_p} \frac{Rv}{2\pi M' n} = \eta_p \eta_k i, \quad (1)$$

где z_p – число двигателей; R – сопротивление воды движению судна; M' – момент на валу ГВ при работе за корпусом судна; n – частота вращения ГВ; η_p – к.п.д. ГВ в свободной воде; η_k – коэффициент влияния корпуса, i – коэффициент неравномерности поля скоростей.

Коэффициенты в (1) определяются по выражениям:

$$\eta_p = \frac{Pv_p}{2\pi Mn}; \eta_k = \frac{Rv}{z_p P' v_p}; i = \frac{M P'}{M' P}, \quad (2)$$

где P' и P – упор ГВ за корпусом судна и в свободной воде соответственно; M – момент на валу ГВ в свободной воде; v_p – скорость потока через сечение ГВ.

Выражения коэффициентов через безразмерные характеристики имеют вид:

$$\eta_p = \frac{K_1(\lambda_p) \lambda_p}{K_2(\lambda_p) 2\pi}; \eta_k = \frac{1-t}{1-w}; i = \frac{i_1}{i_2}, \quad (3)$$

где $K_1(\lambda_p) = P/(\rho D^4 n^2)$ – коэффициент упора ГВ в свободной воде; $K_2(\lambda_p) = M/(\rho D^5 n^2)$ – коэффициент момента ГВ в свободной воде; $\lambda_p = v_p/nD$ – относительная поступь ГВ; D – диаметр ГВ; w – коэффициента попутного потока; t – коэффициента засасывания; $i_1 = P'/P = K'_1(\lambda)/K_1(\lambda_p)$ и $i_2 = M'/M = K'_2(\lambda)/K_2(\lambda_p)$ – коэффициенты неравномерности поля скоростей по упору и по моменту соответственно; $\lambda = v/nD$ – видимая (кажущаяся) относительная поступь; $K'_1(\lambda)$ и $K'_2(\lambda)$ – коэффициенты упора и момента при работе ГВ за корпусом судна, рассчитываемые аналогично K_1 и K_2 , но для значений P' и M' соответственно.

Взаимодействие СКД описывается в этой схеме с помощью коэффициентов t , w , i_1 и i_2 .

Коэффициенты взаимодействия были введены в 1883 г. Р. Фрудом [2], Д. Тейлор в [3] предложил иное определение w , а законченный вид схема (1)-(3) приобрела уже в середине 30-х годах 20 века в цикле статей Э.Э. Папмеля [4].

Все функции в (1)-(3) определяются с помощью модельных испытаний и пересчитываются на натуре. Принципиальный порядок определения КВ следующий.

Отдельно для ГВ определяются функции $K_1(\lambda_p)$ и $K_2(\lambda_p)$, а также отдельно для корпуса функция сопротивления $R(v)$. Далее на испытаниях модели самоходом в жёсткой упряжке определяются функции $K'_1(\lambda)$ и $K'_2(\lambda)$.

После чего коэффициент попутного потока $w = 1 - \lambda_p/\lambda$ рассчитывается из решения уравнения

$$K_1(\lambda_p) = K'_1(\lambda). \quad (4)$$

При таком подходе, как можно видеть, $i_1 = 1$. Иначе говоря, коэффициент попутного потока определяется из равенства $P = P'$.

Коэффициент неравномерности i_2 определяется затем из уравнения

$$i_2 = \frac{K'_2(\lambda)}{K_2(\lambda_p)}. \quad (5)$$

Коэффициент засасывания рассчитывается из выражения

$$t = 1 - \frac{R}{P'} = 1 - \frac{K_e(\lambda)}{K'_1(\lambda)} = 1 - \frac{K_e(\lambda)}{K_1(\lambda_p)} = 1 - \frac{R}{P'} \quad (6)$$

где $K_e = R/(z_p \rho D^4 n^2)$.

Можно заметить, что в методе Э.Э. Папмеля коэффициент w определялся через отношение поступей λ и λ_p при нулевом упоре ГВ за корпусом судна и в свободной воде и принимался постоянным. Поэтому величина i_1 была отличной от 1 и переменной.

Очевидно, что в описанной схеме можно изменить определение коэффициента w и вычислять его, исходя из соотношений моментов. Впервые такой вариант вычисления был предложен в 1937 г. Ф. Хорном на 4-ой Международной конференции опытовых бассейнов (МКОБ) [5], который показал, что при использовании равенства моментов получаются другие результаты.

Поэтому в настоящее время различают два коэффициента попутного потока: коэффициент по упору w_p , вычисляемый из (4), и коэффициент по моменту w_M , который вычисляется из решения следующего уравнения

$$K_2(\lambda_p) = K'_2(\lambda). \quad (7)$$

При таком подходе получается, что $i_2 = 1$, а i_1 будет вычисляться из соотношений коэффициентов упора. На практике модельных испытаний, как правило, применяется метод с коэффициентом w_p , в то время как натурные испытания дают возможность оперировать с w_M . Как утверждается в [6], разница между двумя описанными способами незначительная, однако судя по данным испытаний модели морского грузового судна, приведённым в материалах 9-ой МКОБ [7], разница между w_p и w_M может достигать 11%.

На базе модельных испытаний, проведённых по вышеописанной принципиальной схеме, в разное время были предложены эмпирические зависимости для вычисления КВ. Метод Э.Э. Папмеля, предназначенный для морских судов, был модифицирован для речных судов в ЦНИИРФ (1951) [8]. Кроме этого, в разное время для расчёта коэффициентов w и t были предложены методы Е.И. Степанюка (1967) [9], М.П. Зорина (1977) [10] и В.А. Лесюкова (1982) [11]. Отечественные методы разработаны в вариантах как для открытых ГВ, так и для ГВ в насадках.

Методы для речных судов автору из иностранной литературы неизвестны. Для морских судов на основе испытаний в 1949-1950х гг. был разработан метод С. Харвальда [12] (1983), в современном варианте излагаемый в [13]. Наиболее часто в современной, в том числе и отечественной литературе рекомендуется метод Холттропа-Меннена, который был разработан в 1977 г. тоже для морских судов и усовершенствован в 1984 г. [14].

Материалы и методы исследования

В настоящем исследовании анализ поведения КВ проводился по данным натурных испытаний из [15; 16]. Эти испытания для грузовых судов были выполнены в конце 70-х-начале 80-х годов под руководством начальников теплопартий ВОРПа Е.М. Тумаринсона и «Волготанкера» - А.И. Есина. Кроме этого, привлекались неопубликованные данные испытаний судов новых проектов, выполненных в начале 1990-х сотрудником ГИИВТа В.В. Бажанкиным и в 2010-х годах начальником теплопартии Волжского пароходства С.Г. Смирновым. Всего из указанных источников автором были собраны данные по 98 судам разных проектов.

В результате теплотехнических и ходовых натурных испытаний измеряются винтовые характеристики для скорости судна и эффективной мощности главных двигателей (ГД) при разных значениях частоты вращения вала ГД. Этих данных достаточно, чтобы вычислить коэффициент попутного потока w_M в зависимости от скорости судна или частоты вращения.

Для этого требуется использование какого-нибудь метода для вычисления коэффициентов K_1 и K_2 . В настоящем исследовании использовалась известная аппроксимация кривых действий по методу Х.В. Лербса (1975) [17].

Вычисление коэффициента засасывания t может быть получено только при использовании какого-нибудь метода расчёта сопротивления, который может иметь в общем случае большую погрешность. Для данного исследования применялась аппроксимация остаточного сопротивления по формуле [18]:

$$R_R = 259,1(1 + 114,8(Fr - 0,139)^2)(B/T/8,425)^{0,682}gVFr^3, \quad (8)$$

где Fr – число Фруда по длине корпуса, B – ширина корпуса, T – осадка, V – водоизмещение, g – ускорение свободного падения. Формула (9) получена по данным модельных испытаний речных грузовых судов с коэффициентом полноты водоизмещения $\delta \geq 0,8$.

Применение «общих» методов для расчёта кривых действия, а также сопротивления вносит неизвестную погрешность в абсолютные значения вычисляемых КВ. Однако, поведение КВ при изменении режимов движения можно ожидать качественно верным.

Корреляция между натурными данными и методами расчёта коэффициентов взаимодействия

Первый вопрос исследования: насколько верно эмпирические методы отражают зависимость КВ от характеристик судна. Для ответа на этот вопрос были определены коэффициенты корреляции по Пирсону. За x принято значение, вычисленное по эмпирическим методам (расч.), за y – результат расчёта по натурным данным (эсп.), то есть рассчитывалась теснота связи зависимости $w_{Мэсп.} = f(w_{Мрасч.})$.

Для судов без насадок (всего 37 судов) был рассчитан w_M по натурным данным, который сравнивался с расчётным w_p , определённым по методам ЦНИИРФ, Лесюкова, Харвальда и Холтропа. Коэффициент корреляции Пирсона для этих четырёх методов приведён в табл. 1.

Таблица 1

Значения коэффициента корреляции по Пирсону

№	Метод	$w_{Мэсп.} = f(w_{Мрасч.})$	$t_{эсп.} = f(t_{расч.})$
1	ЦНИИРФ	-0,016	0,005
2	Лесюкова	-0,365	-0,208
3	Харвальда	-0,247	0,048
4	Холтропа	-0,054	-0,141

Как можно видеть, корреляции нет никакой. Погрешность при такой корреляции обсуждать нет смысла. Поскольку в эмпирических методах взаимодействия $t_{расч.}$ связано с $w_{Мрасч.}$ функциональной связью, то коэффициент корреляции для зависимости $t_{эсп.} = f(t_{расч.})$ будет точно такой же, как в табл. 1. Вместо этого был рассчитан коэффициент корреляции между натурным значением $t_{расч.}$ и расчётным, но вычисленным по эмпирическим формулам, в которых подставлялось натурное значение $w_{Мэсп.}$. Вычисленные коэффициенты Пирсона приведены также в табл. 1.

Нужно заметить, что при вычислении t предполагалось, что $K_1(\lambda_p) \approx K_1'(\lambda)$.

На рис. 1 можно видеть значения расчётных по методу ЦНИИРФ коэффициентов w_p в сравнении с натурными w_M и полное отсутствие зависимости между этими величинами.

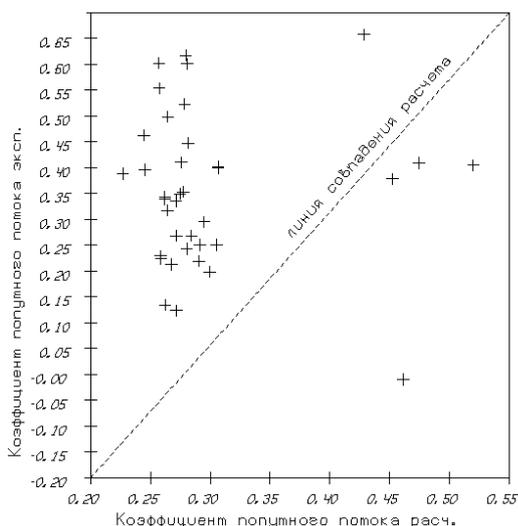


Рис. 1. Отклонение расчётного значения коэффициента попутного потока от данных натурных испытаний

Можно также видеть, что один из коэффициентов w_M имеет отрицательное значение (-0,01 для судна проекта №795). Расчётное значение, напротив, велико (0,461).

Зависимость коэффициентов взаимодействия от скорости движения судна

Второй вопрос исследования: какова вариация значений КВ на винтовых характеристиках.

Во всех вышеперечисленных эмпирических методах расчёта КВ коэффициент попутного потока считается постоянным на обычных режимах движения судов. Это прямо следует из формул для вычисления w_p . Например, формула метода ЦНИИРФ имеет вид:

$$w_p = 0,11 + 0,08\delta^2 V^{\frac{1}{2}} D^{\frac{1}{2}} + \Delta w_p, \quad (9)$$

где величина Δw_p растёт со скоростью судна, но равна нулю для скоростей при числе Фруда меньше 0,2. А под эту категорию попадают все обычные речные грузовые суда. Сложная аппроксимация w_p Холтропа [14] для судов с двумя винтами вообще не содержит зависимости от скорости.

Согласно модельным испытаниям, проведённым Харвальдом в 70-е годы [12], изменение w_p в диапазоне чисел Фруда 0,15-0,24 достигает 25%, причём w_p уменьшается с ростом числа Фруда. При этом испытывались одновинтовые модели с коэффициентом полноты $\delta = 0,755 \div 0,805$.

В исследовании В.Граффа (1961) [19] испытывалась модель двухвинтового речного судна типа «Густав Кёнигс» с коэффициентом полноты $\delta = 0,866$ при разных относительных глубинах. При наибольшей относительной глубине ($H/T = 2,5$) коэффициент w_p незначительно снижается с ростом скорости. При меньшей глубине поведение становится противоположным – рост вместе со скоростью.

В исследовании Г. Лутра (1976) [20] исследовались три модели речных двухвинтовых судов с коэффициентом полноты $\delta = 0,874 \div 0,876$. Качественные результаты совпадают с результатами В. Граффа.

Подобные результаты можно видеть также в исследовании [21], в котором испытывались модели мелкосидящих судов с туннельными обводами кормы.

Расчёт коэффициента w_M на основе натурных испытаний находится в полном противоречии с перечисленными выше результатами. Это можно видеть из рис. 2.

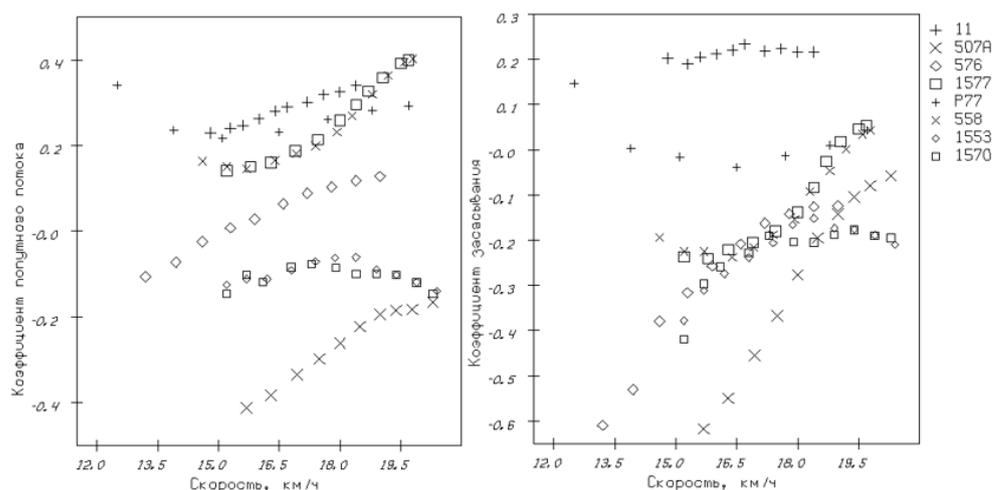


Рис. 2. Зависимость КВ от скорости судна, слева: коэффициент попутного потока, справа: коэффициент засасывания

Для большинства судов коэффициент w_M возрастает при увеличении скорости на винтовой характеристике. У некоторых судов коэффициент w_M не меняется, и есть суда, у которых функция w_M не монотонна.

Объяснить возрастающий характер w_M влиянием мелководья нельзя. Для судна проекта №507А относительная глубина $H/T = 8,3$, но при этом его коэффициент w_M возрастает. Для судна проекта №11 $H/T = 3,85$ – и это минимальная величина из представленных на рис. 2 судов. Однако, для этого проекта коэффициент w_M примерно постоянный.

Нельзя объяснить и нефизичными натурными данными. Скольжение винта, как известно находится в пределах от 0 до 1. На рис. 3 приведены рассчитанные видимое (кажущееся) и действительное скольжение для тех же проектов.

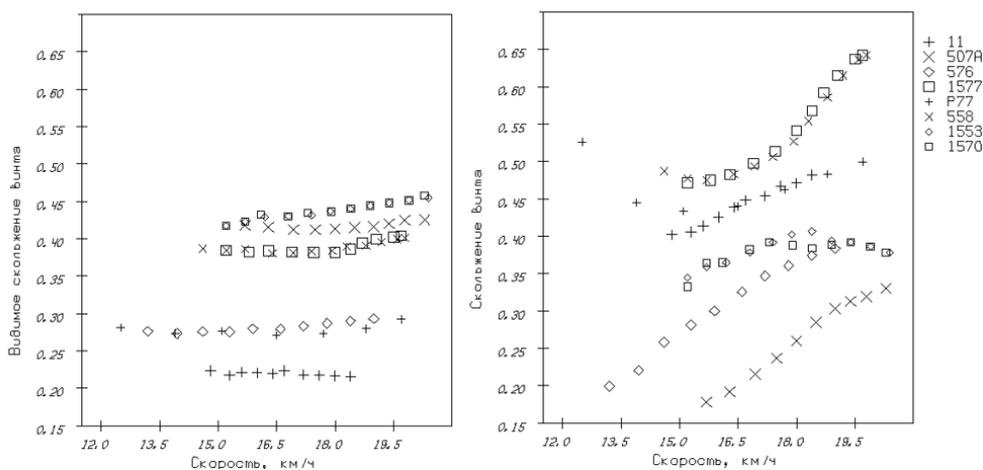


Рис. 3. Зависимость скольжения винта от скорости судна, слева: видимое, справа: действительное

Для прояснения закономерности поведения w_M получим его приближённое аналитическое выражение. Для этого предположим, что винтовая характеристика мощности на валу ГВ N_p выражается через степенную функцию:

$$N_p = N_0(v/v_0)^\alpha, \tag{10}$$

где N_{p0} и v_0 – мощность на валу ГВ и скорость при номинальной частоте вращения ГД. В «идеальном» случае степень $\alpha = 3$, но в реальности она может принимать разные значения.

Винтовую характеристику частоты вращения вала ГВ n также описываем степенной функцией:

$$n = n_0(v/v_0)^\beta, \tag{11}$$

где n_0 – номинальная частота вращения вала ГВ. В «идеальном» случае $\beta = 1$, но обычно β немного больше 1.

Можно показать, что кривые действия ГВ хорошо аппроксимируются функцией

$$K_2 = K_{20}(1 - (\lambda_p/\lambda_2)^{\gamma_2}), \tag{12}$$

в которой параметры K_{20} и λ_2 – коэффициент момента на швартовах и поступь нулевого момента соответственно – определяются по имеющейся кривой K_2 , а параметр γ_2 может быть вычислен через минимизацию суммы квадратов ошибок.

Используя аппроксимации (10)-(12), можно после некоторых преобразований получить из уравнения (4) явное выражение для w_M :

$$w_M = 1 - \frac{\lambda_0}{v/(n_0 D)} \left(\frac{v}{v_0}\right)^\beta v^2 \sqrt{1 - \frac{N_0}{2\pi\rho D^5 n_0^3 K_{02}} \left(\frac{v}{v_0}\right)^{\alpha-3\beta}} \quad (13)$$

Из (13) можно видеть, что если $\beta \approx 1$ и $\alpha > 3\beta$, то w_M будет монотонно возрастающей функцией скорости v .

Для простоты будем аппроксимировать натурные винтовые характеристики, проводя кривые (10) и (11) через начало координат, первую и последнюю точки натуральных кривых. Результаты такой аппроксимации можно видеть для двух проектов судов из рис. 4.

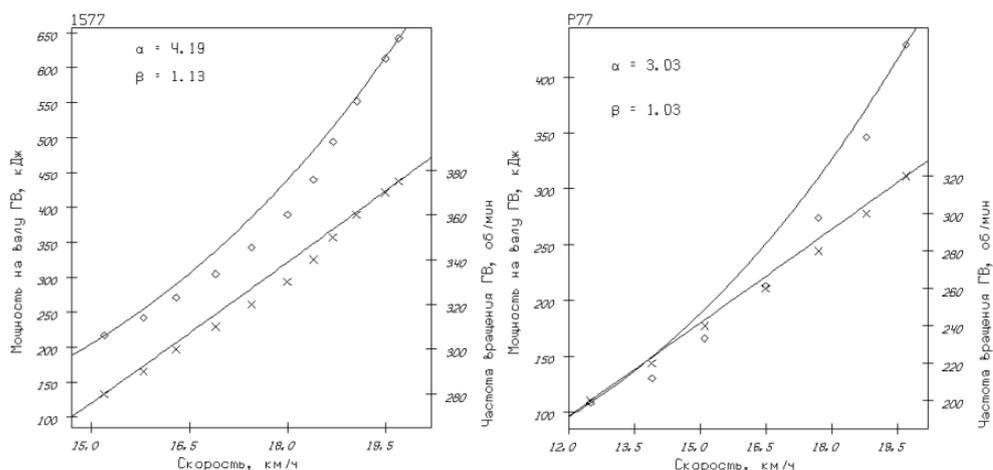


Рис. 4. Аппроксимация натуральных винтовых характеристик
Слева: проект №1577, справа: P77

Можно видеть, что показатели степеней α и β должны быть переменными возрастающими величинами, но для целей анализа достаточно такой грубой аппроксимации.

Ниже в табл. 2 приведены расчёты показатели степеней α и β для нескольких проектов, а также показано выполнение условия $\alpha > 3\beta$.

Таблица 2

Значения показателей степеней аппроксимации винтовых характеристик

№	Номер проекта	α	β	$\alpha \geq 3\beta$
1	11	3,363	0,978	Да
2	507А	4,52	1,06	Да
3	576	4,036	1,046	Да
4	1577	4,19	1,13	Да
5	P77	3,03	1,03	Нет
6	558	3,855	1,078	Да
7	1553	3,958	1,248	Да
8	1570	3,974	1,227	Да
9	11	4,05	1,16	Да
10	11	2,74	1,00	Нет

11	P32	3,56	1,19	Нет
12	507Б	3,17	0,99	Да
13	576	3,63	1,15	Да
14	576	2,83	0,93	Да
15	573	4,64	1,28	Да
16	573	3,43	1,23	Нет
17	621	3,00	1,00	Да

Примечание. Первые 8 проектов соответствуют изображённым на рис. 2. Суда с одинаковыми номерами проектов имеют разные ГВ и ГД.

Из табл. 2 можно видеть, что вариация показателей степеней в аппроксимациях (10) и (11) очень велика, в том числе у судов одного номера проекта, имеющих одинаковые размерения корпусов. При этом большое значение показателя α не гарантирует выполнение условия возрастания $\alpha > 3\beta$, как верно и обратное: значение $\alpha < 3$ не означает, что функция w_M будет убывающей. И поскольку, это условие приближённое, то не для всех проектов оно гарантирует возрастающее поведение. Например, для проекта №1553.

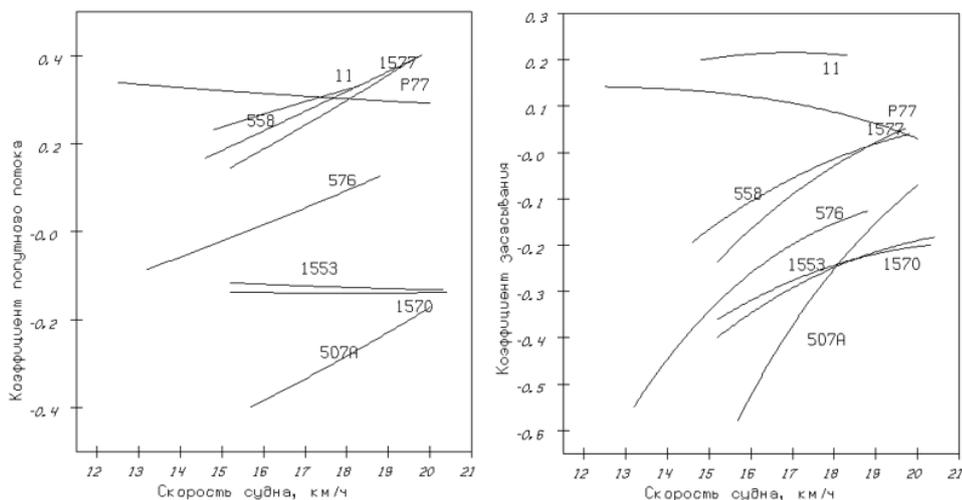


Рис. 5. Аппроксимация функций $w_M = f(v)$ и $t = f(v)$

На рис. 5. можно видеть вычисленные по (13) аппроксимации коэффициентов попутного потока и засасывания на винтовой характеристике для ряда проектов судов. Хотя аппроксимация груба и, например, для проекта №P77 она качественно меняет поведение функций, тем не менее, в целом рис. 5 выглядит значительно яснее. Из всего 44 судов, для которых были выполнены подобные расчёты, у 33 из них условие возрастания функции w_M выполняется.

Можно также, видеть, что поведение коэффициентов w_M для судов проектов №1535 и №1570 отличаются относительной стабильностью. Это суда с 3-х лопастными ГВ. Чтобы получить отдельную картину, были проведены аналогичные расчёты для судов с такими винтами, которые можно видеть на рис. 6 слева.

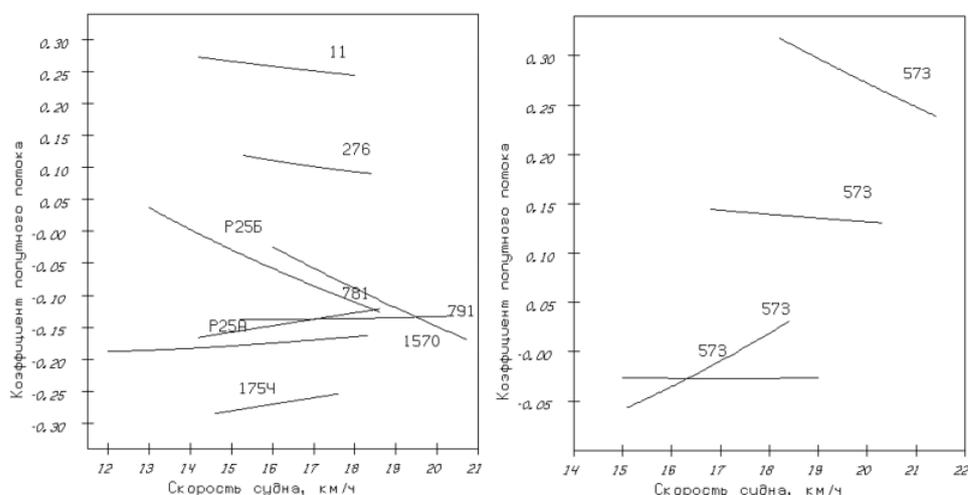


Рис. 6. Аппроксимация функций $w_M = f(v)$
 Слева: для судов с трёхлопастными винтами, справа: для судов проекта №573

Видимо, можно предполагать, что, действительно, трёхлопастные СКВ ведут себя в целом иначе, чем четырёхлопастные.

Практически все проекты с насадками имеют либо отрицательный, либо очень малый ($< 0,1$) коэффициент w_M при движении с минимальной скоростью. Исключением являются суда трёх проектов: Р86М, № 276 (он показан на рис. 6) и два из проектов № 573.

Расчёты по всем проектам №573 показаны на рис. 6 справа. Можно видеть, что поведение коэффициента w_M чрезвычайно разнообразное и не объясняется ни наличием насадки, ни параметрами корпуса.

О постоянстве парали засасывания

Третий вопрос исследования: является ли параль засасывания константой.

Как известно, на основе данных модельных испытаний Э.Э Папмель в 30-х годах вывел следующую зависимость, которая считается справедливой для всех скольжений:

$$tS_1 = \text{const}, \quad (14)$$

где $S_1 = 1 - \lambda_p / (H_1/D)$ – относительное скольжение ГВ, H_1/D – шаговое отношение нулевого упора.

Поскольку при работе на швартовах $S_1 = 1$, то можно видеть, что константа в (14) равна коэффициенту засасывания на швартовах t_0 . Исходя из оснований, которые здесь не излагаются, этот коэффициент Э.Э. Папмель назвал паралью засасывания (Само слово «параль» придумал Ф.А.Брикс - создатель паральной теории гребного винта).

Изложенное эмпирическое положение встречается только в отечественной литературе, причём практически во всех книгах, посвящённым расчётам ходкости судна. На основании (14) рекомендуется пересчитывать коэффициент засасывания с «расчётного» режима, определённого по эмпирическим формулам, на иной режим движения.

На рис. 7 приведены графики зависимости (14) при изменении скорости на винтовой характеристике.

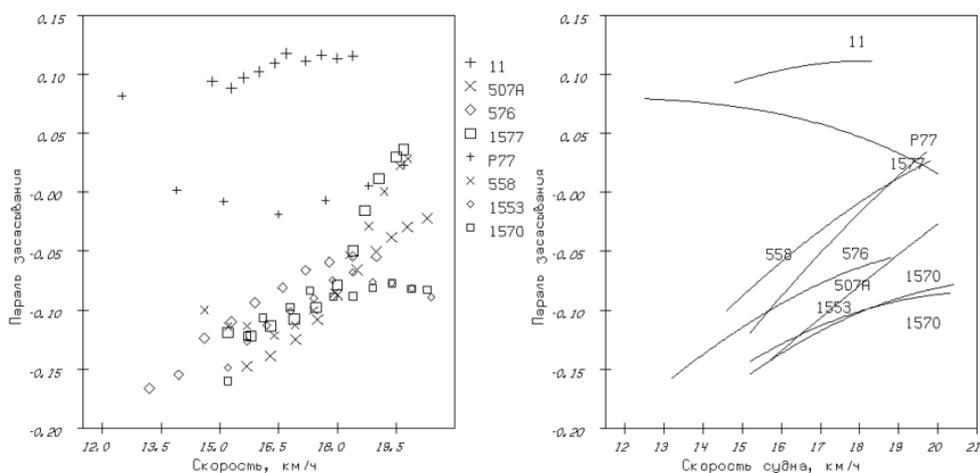


Рис. 7. Зависимость $ts_1 = f(v)$
 Слева: табличное представление зависимости, справа: аппроксимация

Можно видеть, что положение (14) не выполняется, причём даже в узком диапазоне изменения относительной поступи, которое характерно для винтовой характеристики.

Согласие натуральных испытаний с теорией взаимодействия

Четвёртый вопрос исследования: насколько хорошо изменение «натурных» КВ соответствует положениям ТВ. Этот вопрос разделим на два.

Во-первых, посмотрим, как связаны между собой значения коэффициентов попутного потока и засасывания.

Согласно теории взаимодействия идеального движителя с корпусом судна (ТВ) коэффициент засасывания связан с коэффициентом попутного потока функциональной зависимостью. Это положение было теоретически сформулировано впервые В. Ранкином в 1865 г., см. [22], а также прямо следует из эмпирических зависимостей для вычисления t .

На рис. 8. приведены зависимости между «натурными» коэффициентами w_M и t .

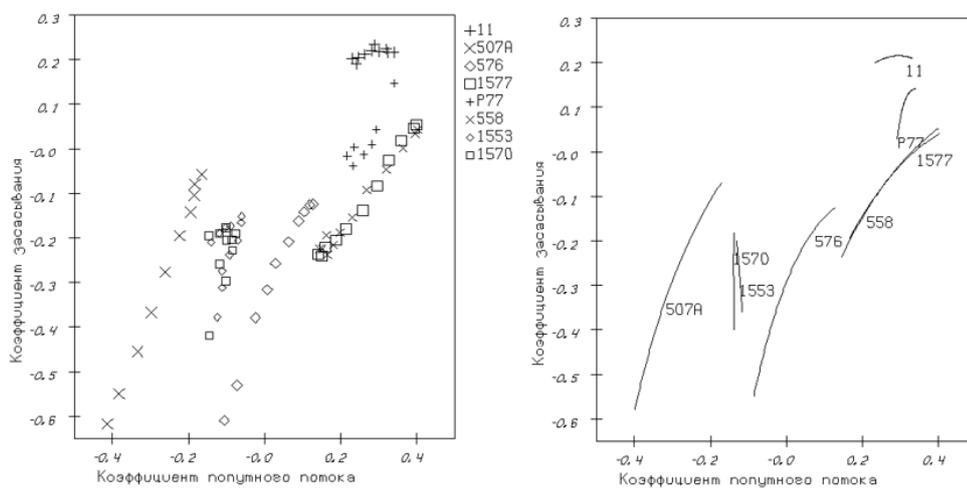


Рис. 8. Зависимость $t = f(w_M)$
 Слева: табличное представление зависимости, справа: аппроксимация

Можно видеть, что связь между коэффициентами довольно близкая. Коэффициент корреляции по Пирсону приведён в табл. 3.

Таблица 3

Значения коэффициента корреляции по Пирсону

№	Номер проекта	$t_{\text{эксп.}} = f(w_{\text{Мэксп.}})$
1	11	0,647
2	507А	0,999
3	576	0,989
4	1577	0,994
5	P77	0,905
6	558	0,992
7	1553	0,675
8	1570	0,652

Таким образом, теоретическое положение, «поддержанное» эмпирическими зависимостями, о тесной связи w_M и t в целом подтверждается.

Во-вторых, проверим, насколько функциональная зависимость между w_M и t соответствует теоретической.

Согласно теории взаимодействия коэффициенты взаимодействия идеального движителя с корпусом судна связаны друг с другом следующими выражениями:

$$\frac{v_a}{v} = \sqrt{1 + \sigma_p} - 1; \quad w = t \left(1 + \frac{2-t}{1-t} \frac{v_a}{2v} \right); \quad (12)$$

где v_a – осевая вызванная скорость в струе движителя на бесконечности; σ_p – коэффициент нагрузки движителя по упору. Заметим, что t в (15), строго говоря, является только потенциальной частью коэффициента засасывания. То же самое касается и w .

Для выполнения расчётов по натурным данным для каждого набора натуральных данных v, N_p определялся коэффициент засасывания, показанный на рис. 2 справа, затем по (15) определялся коэффициент попутного потока w . Также был построен график зависимости $t = f(w)$, аналогичный рис. 6 слева. Результаты вычислений показаны на рис. 9.

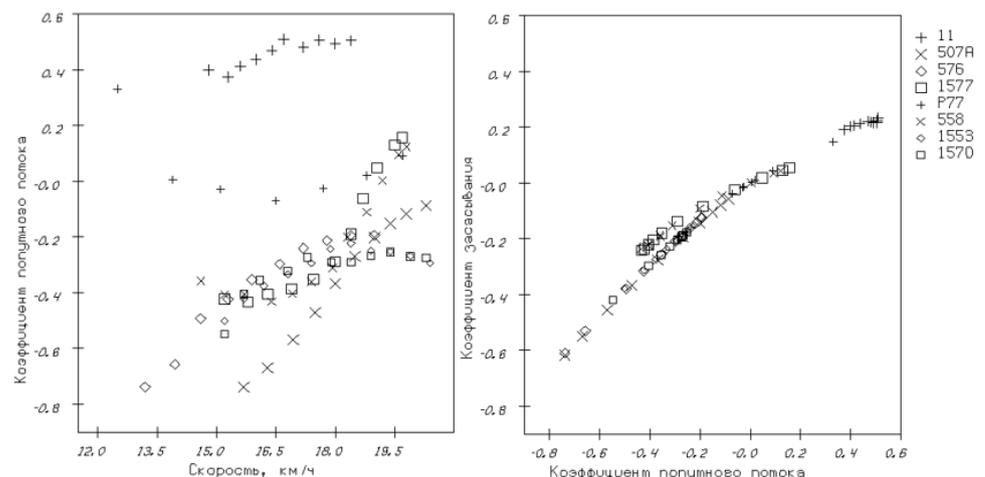


Рис. 9. Зависимости теоретических КВ, слева: зависимость $w = f(v)$, справа: зависимость $t = f(w)$

Сравнивая рис. 9 слева и рис. 2 справа, можно видеть, что в целом коэффициенты взаимодействия связаны почти линейной зависимостью, что соответствует как теории, так и эмпирическим зависимостям.

Выводы

В результате проведенного исследования можно сделать несколько выводов.

Во-первых, вариация значений КВ СКД при изменении параметров корпуса и ГВ согласно эмпирическим методам расчёта КВ совершенно не соответствует натурным испытаниям.

Во-вторых, КВ СКД существенным образом зависят от скорости судна. Хотя сам по себе этот вывод не является новым, но известные в научной литературе зависимости КВ СКД от скорости принципиально другие.

В-третьих, широко известная формула Папмеля для пересчёта коэффициента засасывания не соответствует натурным данным.

В-четвёртых, теория взаимодействия идеального движителя с корпусом судна находится в соответствии с натурными данными по характеру функциональной зависимости между коэффициентами попутного потока и засасывания, несмотря на сложную зависимость этих коэффициентов от скорости. Без данного вывода можно было бы предполагать недостоверность натурных данных.

Список литературы

1. Жученко М. М., Иванов В. М. Расчёты гребных винтов. М.: Машгиз, 1953. 276 с.
2. Froude R.E. Description of a method of investigation of screw-propeller efficiency. Trans. Inst. Naval Archit. 24 (1883), P. 231.
3. Taylor D. W. Resistance of ships and screw propulsion. - Whittaker & Co., 1893. - 234 p.
4. Папмель Э.Э. Практический расчёт гребного винта. М.-Л.: изд. журн. «Торговый флот», 1926-1936. Вып.1 и 2.
5. Horn F. Bestimmung des Mitstroms durch Versuch «Model mit Schraube». Internationale Tagung der Leiter der Schleppversuchsanstalten. Berlin, 1937. S. 54-62.
6. Molland, A. F., Tuimock S.R., Hudson D.A. Ship Resistance and Propulsion. Practical Estimation of Ship Propulsive Power. – Cambridge: Cambridge University Press, 2011. – p. 568. – ISBN 978-0-521-76052-2.
7. Standard Procedure for Resistance and Propulsion Experiments with Ship Models // Report of Resistance Comitee. Proceedings of 9th ITTC, 1960. pp. 237-258.
8. Басин А.М. Расчёт гребных винтов // Труды ЦНИИРФ. Вып. 13. Судовые движители. Речиздат, 1951.
9. Степанюк Е.И. Расчёт гидродинамического комплекса винт-насадка. Отчёт ЛИВТ. 1967.
10. Зорин М.П., Чудновский А.М. Выбор коэффициентов взаимодействия движителя с корпусом судна по данным натурных испытаний // Труды ЛИВТ. Теория и проектирование судов речного флота. Вып. 157. Л.: Транспорт, 1976. С. 25-29.
11. Лесюков В.А. Теория и устройство судов внутреннего плавания. Учебник для вузов водн. трансп. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1982. 303 с.
12. Harvald Sv. Aa. Resistance and Propulsion of Ships. John Willey & Sons, 1983. P. 362.
13. Lothar Birk. Fundamentals of Ship Hydrodynamics. Fluid Mechanics, Ship Resistance and Propulsion, John Wiley & Sons Ltd, 2019. P. 693.
14. Holtrop J. A Statistical Reanalysis of Resistance and Propulsion Data // International Shipbuilding Progress, 1984. Vol. 31. pp. 272-276.
15. Руководство по теплотехническому контролю серийных теплоходов. – Москва: Транспорт, 1980. – 424 с.
16. Руководство по теплотехническому контролю серийных теплоходов. – Москва: Транспорт, 1986. – 205 с.
17. Van Lammeren, W.P.A., van Manen, J.D. & Oosterveld, M.W.C. The Wageningen B-screw Series. Trans. S.N.A.M.E. 1969, 77, 269–317.
18. Васильева О.Ю. Обоснование эксплуатационно-технических характеристик грузовых судов внутреннего плавания на основе критерия энергоэффективности: автореф. дис.

канд. техн. наук: 05.22.19 / Васильева Оксана Юрьевна. – Нижний Новгород, 2022. - 27 с.

19. Graff W. Untersuchungen über Änderungen von Sog und Nachstrom auf beschränkter Wassertiefe in stehenden und stromendem Wasser // Schiffstechnik, Bd. 8, H.44, 1961. S. 235-242.
20. Luthra G. Untersuchung der Nachstromverteilung an einem 2-Schrauben-Binnengutermotorschiff // Versuchsanstalt für Binnenschiffbau E.V., Duisburg, Bericht Nr. 788. H.11, 1976. S. 394-400.
21. Kulczyk J., Tabaczek T. Coefficients of Propeller-hull Interaction in Propulsion System of Inland Waterway Vessels with Stern Tunnels // The International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation. N. 3, Vol. 8, 2014. P. 377-384.
22. Lammeren W. P. A. Resistance, Propulsion and Steering of Ships: A Manual for Designing Hull Forms, Propellers and Rudders, Band 1, H. Stam-Haarlem-Holland, 1948. P. 366.

References

1. Zhuchenko M. M., Ivanov V. M. Raschety grebnykh vintov. M.: Mashgiz, 1953. 276 s.
2. Froude R.E. Description of a method of investigation of screw-propeller efficiency. Trans. Inst. Naval Archit. 24 (1883), P. 231.
3. Taylor D. W. Resistance of ships and screw propulsion. - Whittaker & Co., 1893. - 234 p.
4. Pappel' E.H.EH. Prakticheskii raschet grebnogo vinta. M.-L.: izd. zhurn. «Torgovyi flot», 1926-1936. Vyp.1 i 2.
5. Horn F. Bestimmung des Mitstroms durch Versuch «Model mit Schraube». Internationale Tagung der Leiter der Schleppversuchsanstalten. Berlin, 1937. S. 54-62.
6. Molland, A. F., Tuinock S.R., Hudson D.A. Ship Resistance and Propulsion. Practical Estimation of Ship Propulsive Power. – Cambridge: Cambridge University Press, 2011. – p. 568. – ISBN 978-0-521-76052-2.
7. Standard Procedure for Resistance and Propulsion Experiments with Ship Models // Report of Resistance Comitee. Proceedings of 9th ITTC, 1960. pp. 237-258.
8. Basin A.M. Raschet grebnykh vintov // Trudy TSNIIRF. Vyp. 13. Sudovye dvizhiteli. Rechizdat, 1951.
9. Stepanyuk E.I. Raschet gidrodinamicheskogo kompleksa vint-nasadka. Otchet LIVT. 1967.
10. Zorin M.P., Chudnovskii A.M. Vybore koefitsientov vzaimodeistviya dvizhitelya s korpusom sudna po dannym naturnykh ispytaniy // Trudy LIVT. Teoriya i proektirovanie sudov rechnogo flota. Vyp. 157. L.: Transport, 1976. S. 25-29.
11. Lesyukov V.A. Teoriya i ustroystvo sudov vnutrennego plavaniya. Uchebnik dlya vuzov vodn. transp. 4-e izd., pererab. i dop. M.: Transport, 1982. 303 s.
12. Harvald Sv. Aa. Resistance and Propulsion of Ships. John Willey & Sons, 1983. P. 362.
13. Lothar Birk. Fundamentals of Ship Hydrodynamics. Fluid Mechanics, Ship Resistance and Propulsion, John Wiley & Sons Ltd, 2019. P. 693.
14. Holtrop J. A Statistical Reanalysis of Resistance and Propulsion Data // International Shipbuilding Progress, 1984. Vol. 31. pp. 272-276.
15. Rukovodstvo po teplotekhnicheskomu kontrolyu seriinykh teplotkhodov. – Moskva: Transport, 1980. – 424 s.
16. Rukovodstvo po teplotekhnicheskomu kontrolyu seriinykh teplotkhodov. – Moskva: Transport, 1986. – 205 s.
17. Van Lammeren, W.P.A., van Manen, J.D. & Oosterveld, M.W.C. The Wageningen B-screw Series. Trans. S.N.A.M.E. 1969, 77, 269–317.
18. Vasil'eva O.YU. Obosnovanie ehkspluatatsionno-tekhnicheskikh kharakteristik gruzovykh sudov vnutrennego plavaniya na osnove kriteriya ehnergoehffektivnosti: avtoref. dis. kand. tekhn. nauk: 05.22.19 / Vasil'eva Oksana Yur'evna. – Nizhnii Novgorod, 2022. - 27 s.
19. Graff W. Untersuchungen über Änderungen von Sog und Nachstrom auf beschränkter Wassertiefe in stehenden und stromendem Wasser // Schiffstechnik, Bd. 8, H.44, 1961. S. 235-242.
20. Luthra G. Untersuchung der Nachstromverteilung an einem 2-Schrauben-Binnengutermotorschiff // Versuchsanstalt für Binnenschiffbau E.V., Duisburg, Bericht Nr. 788. H.11, 1976. S. 394-400.

21. Kulczyk J., Tabaczek T. Coefficients of Propeller-hull Interaction in Propulsion System of Inland Waterway Vessels with Stern Tunnels // The International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation. N. 3, Vol. 8, 2014. P. 377-384.
22. Lammeren W. P. A. Resistance, Propulsion and Steering of Ships: A Manual for Designing Hull Forms, Propellers and Rudders, Band 1, H. Stam-Haarlem-Holland, 1948. P. 366.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Платов Александр Юрьевич, д.т.н., доцент,
зав. кафедрой прикладной информатики и
статистики, Нижегородский архитектурно-
строительный университет (ФГОУ ВО
«ННГАСУ»), 603950, Н.Новгород, ул.
Ильинская, 65, e-mail: platoff@mail.ru

Alexander J. Platov, Dr. Sci. Tech, head of
Applied Informatics and Statistic Chair,
Nizhny Novgorod State University of
Architecture and Civil Engineering, 603950,
Nizhny Novgorod, Ilyinskaya st., 65

Статья поступила в редакцию 31.07.2023; опубликована онлайн 20.09.2023.
Received 31.07.2023; published online 20.09.2023.