

**ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА,
СУДОВОЖДЕНИЕ
И БЕЗОПАСНОСТЬ СУДОХОДСТВА**

**OPERATION OF WATER TRANSPORT, NAVIGATION AND
SAFETY OF NAVIGATION**

УДК 656.62; 629.122

DOI: <https://doi.org/10.37890/jwt.vi67.187>

Прогнозирование эффективной мощности речных грузовых судов на стадии эксплуатационно-технического обоснования

О.Ю. Васильева

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

Аннотация. Статья посвящена проблеме прогнозирования эффективной мощности судна на стадии эксплуатационно-технического обоснования. Представлен анализ существующих методов расчета эффективной мощности: основанных на теории судовых тяговых расчетов, на основе регрессий Л.И. Фомкинского, на использовании адмиралтейского коэффициента. Обозначены проблемы, возникающие при использовании рассмотренных методов на стадии обоснования судна. Приведены результаты расчетов эффективной мощности и оценка полученных результатов для выборки судов, позволяющие сделать выводы о возможном использовании существующих методов. Предложен метод расчета прогнозной мощности судна с использованием зависимости между критериями гидродинамического подобия, которые позволяют учитывать, как опытные данные, так и физику явлений. Показано, что предложенный метод, при его использовании на стадии эксплуатационно-технического обоснования, имеет более высокую точность по сравнению с рассмотренными методами расчета эффективной мощности.

Ключевые слова: речные суда, эксплуатационно-техническое обоснование, прогнозирование эффективной мощности, тяговые расчеты, сопротивление воды, коэффициенты взаимодействия, коэффициенты нагрузки, адмиралтейский коэффициент, пересчет с прототипа, критерии гидродинамического подобия.

Brake power prediction at the feasibility study of inland ships design

Oksana Y. Vasileva

Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russia

Abstract. The article is devoted to the problem of predicting the effective power of the vessel at the stage of operational and technical justification. An analysis of the existing methods for calculating the effective power is presented: based on the theory of ship thrust calculations, on the basis of L.I. Fomkinsky, on the use of the Admiralty coefficient. The problems arising when using the considered methods at the stage of vessel justification are identified. The results of calculations of the effective power and an assessment of the results obtained for a sample of vessels are presented, allowing conclusions to be drawn about the possible use of existing methods. A method is proposed for calculating the predicted power of a vessel using the relationship between the criteria of hydrodynamic similarity, which allow taking into account both experimental data and the physics of phenomena. It is shown that the proposed method, when used at the stage of operational and technical justification,

has a higher accuracy in comparison with the considered methods for calculating the effective power.

Keywords: inland ships, operational and technical justification, brake power prediction, thrust calculations, water resistance, interaction coefficients, loading coefficients, admiralty coefficient, the type ships method, dimensionless quantities.

Введение

Одной из центральных задач, решаемых в процессе эксплуатационно-технического обоснования, является оценка потребляемой мощности при движении судна с заданной скоростью. В общем виде эту задачу сводится к вычислению функции эффективной мощности главных двигателей:

$$N_e = f(v, X), \tag{1}$$

где v – скорость судна, м/с; X — набор технических параметров судна.

Специфика вычислений на стадии эксплуатационно-технического обоснования состоит в том, что в расчёт принимаются лишь некоторые технические параметры, в основном имеющие эксплуатационное значение. Важнейшими из них являются грузоподъемность, скорость, дальность плавания. Такие параметры, как число лопастей гребного винта, частота вращения вала ГД, вес дельных вещей и другие определяются уже в процессе проектирования судна. Следовательно, построение функции (1) на базе современных методов вычислительной гидродинамики на ранних этапах проектирования практически нецелесообразно, поэтому представляет интерес использование упрощённых методов оценки ходкости судов, основанных на аппроксимациях эмпирических данных.

Методы расчета мощности судна

Как можно видеть по отечественным [1, 2, 3, 4, 5] и зарубежным [6, 7, 8, 9, 10, 11] публикациям, в целом методы расчёта ходкости сложились уже в 50-х годах и до настоящего времени принципиально не изменились. Следует отметить, что зарубежные авторы [12, 13, 14, 15, 17] в основном уделяют внимание морским судам.

Принцип расчета эффективной мощности на основе теории тяговых расчетов следующий. Необходимо вычислить сопротивление судна (R), затем вычислить эффективную мощность (N_e). Искомые величины можно описать уравнениями (2):

$$\begin{aligned} R(v) &= z(1 - t)P_p(n, v(1 - \psi)), \\ \eta_n N_e &= z2\pi n M_p(n, v(1 - \psi)), \end{aligned} \tag{2}$$

где z – количество движителей; t – коэффициент засасывания; P_p – упор винта, кН; n – частота вращения винта, 1/с; ψ – коэффициент попутного потока; η_n – к.п.д. передачи.

Будем далее называть описанную схему прямым методом расчёта эффективной мощности судна.

На наш взгляд, прямой метод не вполне отвечает специфике эксплуатационно-технического обоснования, так как требует знания параметров гребного винта, которые можно найти, решив задачу оптимизации с рядом параметров: числа лопастей, дискового отношения, шага, а также параметров насадки, если таковая предусмотрена. Эта задача оказывается встроенной в более общую задачу определения технических, эксплуатационных и экономических показателей при работе нового судна в определённых условиях плавания. Это говорит о несоответствии уровней абстракции математических моделей, при котором искомыми

в задаче эксплуатационного обоснования оказываются технические параметры, не имеющие эксплуатационного значения.

Можно было бы ожидать, что большая сложность прямого метода компенсируется его повышенной точностью при прогнозировании мощности. Однако это не так.

Как отмечалось в [18], существуют большие погрешности при вычислении сопротивления. Погрешность при вычислении коэффициентов взаимодействия движителей с корпусом судна неизвестна, но есть основания считать, что она тоже может быть значительной. В частности, в [19] было показано, что существующие методы расчёта этих коэффициентов дают расхождение в значениях коэффициента засасывания более 20%.

В 1972 г. Л.И. Фомкинским в [2] был предложен упрощённый метод, специально предназначенный для эксплуатационно-технического обоснования и основанный на регрессионной зависимости вида:

$$\sigma_N^{1/3} = a\sigma_P^{1/2} + b, \quad (3)$$

где σ_N - коэффициент нагрузки по мощности; σ_P - коэффициент нагрузки по упору; a и b - коэффициенты, полученные с помощью метода наименьших квадратов. Коэффициенты a и b в (3) имеют различные значения для различных гребных винтов.

На основе уравнений движения и зависимости (3) были получены следующие соотношения, позволяющие прогнозировать скорость и мощность проектируемого судна:

$$v = \frac{\sqrt[3]{\frac{N_p}{\rho F_p}}}{b(1 - \psi) + a\sqrt{\frac{\sigma_e}{1 - t}}}, \quad (4)$$

$$N_p = \frac{\rho F_p}{2} \left[b(1 - \psi) + a\sqrt{\frac{\sigma_e}{1 - t}} \right]^3 \cdot v^3, \quad (5)$$

где N_p - мощность на валу гребного винта, кВт; ρ - плотность воды, кг/м³; F_p - гидравлическое сечение гребного винта, м²; ψ - коэффициент попутного потока; σ_e - коэффициент нагрузки по полезной тяге; t - коэффициент засасывания.

Коэффициент нагрузки по полезной тяге для винта рассчитывается по формуле:

$$\sigma_e = \frac{R}{\frac{\rho}{2} \chi F_p v^2}, \quad (6)$$

где R - сопротивление воды движению судна, кН; ρ - плотность воды, кг/м³; χ - число винтов (двигателей); F_p - гидравлическое сечение гребного винта, м²; v - скорость судна, м/с.

Данный метод был ориентирован на уменьшение объёма вычислений при тяговых расчётах, что было актуально во время его создания. В настоящее время алгоритм выбора коэффициентов регрессии скорее неудобен, чем практичен, так как уже с 1975 г. существуют аппроксимации кривых действий гребных винтов [20], позволяющие производить все необходимые вычисления с помощью вычислительной техники.

Однако, метод Л.И. Фомкинского представляет интерес, так как позволяет исключить задачу подбора оптимальных параметров гребного винта за счёт перехода к усреднённым коэффициентам a и b в регрессии (3).

Тем не менее, в методе Л.И. Фомкинского, так же, как и в методе прямого расчёта, остаётся неизвестной погрешность при вычислении коэффициентов взаимодействия.

Наиболее известным и применяемым с 1836 г. упрощённым методом прогнозирования является метод, основанный на использовании адмиралтейских коэффициентов. В его основе лежит пересчёт адмиралтейского коэффициента с близкого прототипа.

Мощность энергетической установки в первом приближении можно определить по формуле (7), содержащей адмиралтейский коэффициент, который является комплексной характеристикой пропульсивных качеств судна:

$$N_e = \frac{D^{2/3} v^3}{C}, \quad (7)$$

где D – водоизмещение судна, т; v – скорость, км/ч; C – адмиралтейский коэффициент, который вычисляется по известному прототипу.

Одним из современных вариантов такого пересчёта, специально разработанного для судов внутреннего плавания, является метод, описанный в [4].

Адмиралтейский коэффициент проектируемого судна автор вычисляет с использованием формулы, полученной из отношения выражений для вычисления адмиралтейского коэффициента на основе безразмерных коэффициентов сопротивления воды для проектируемого судна и прототипа.

Пересчёт с близкого прототипа в принципе позволяет решить проблемы погрешности сопротивления, но достоверность результатов полностью зависит от параметров судна-прототипа, однако в литературе не описаны критерии выбора прототипа.

Результаты и обсуждение

Для выяснения того, как влияют вышеобозначенные проблемы методов на прогнозирование потребляемой мощности, были выполнены расчёты, которые описаны ниже.

Расчёты проводились для набора из 56 судов, созданного на основе наборов из [21, 22]. Для получения набора была проведена работа по отбору необходимых для расчёта мощности параметров судов из [21, 22]. С учетом современных тенденций судостроения, были отобраны полные суда ($\delta \geq 0,8$). Данные были сведены в таблицу MS Excel, где и проводилась их дальнейшая обработка. Рассмотренные методы расчёта мощности были реализованы программно в виде процедур на языке Visual Basic. Полученные с помощью расчетных методов значения мощности ГД сравнивались с экспериментальными данными, взятыми из [21, 22]. Степень взаимосвязи и точность полученных результатов оценивались посредством вычисления коэффициента корреляции и среднеквадратичного отклонения соответственно. Также была вычислена максимальная и средняя погрешность вычислений.

При использовании прямого метода расчёта мощности судна и метода Л.И. Фомкинского оказалось, что не все методы расчёта сопротивления, описанные в [18], работают для всех судов, отобранных для эксперимента. Поэтому результаты, полученные для частичных выборок, далее не анализировались.

Для всех судов работает только метод А.Б. Карпова, разработанный до 1959 г. [23]. Учитывая «возраст» этого метода, можно предполагать, что он не обеспечивает достоверных результатов расчёта.

На наш взгляд, это представляет проблему, которая требует своего решения. Несмотря на значительное развитие методов вычислительной гидродинамики, ни методы расчёта сопротивления, ни традиционные модельные испытания не заменят

эмпирических аппроксимаций функции сопротивления, позволяющих производить быстрые оценки сопротивления полных судов при различных условиях плавания.

Поэтому для расчётов наряду с методом А.Б. Карпова использовался также метод аппроксимации остаточного сопротивления (АОС), специально построенный для судов с полными обводами. В основе АОС лежит формула для расчета коэффициента остаточного сопротивления из метода А.Б. Карпова, но коэффициенты пересчитаны для выборки из полных судов. Оценки результатов расчетов приведены в табл. 1, 2.

Таблица 1

Оценка результатов на основе прямого метода расчёта мощности

Метод расчета сопротивления	Коэффициент корреляции	Среднеквадратичное отклонение	Мах ошибка, %	Ср. ошибка, %
Метод Карпова	0,94	244,54	63,59	32,38
Метод АОС	0,91	162,89	84,78	17,20

Как видно из табл. 1, 2 коэффициент корреляции достаточно хороший, однако точность результатов невысока.

Таблица 2

Оценка результатов на основе метода Л.И. Фомкинского

Метод расчета сопротивления	Коэффициент корреляции	Среднеквадратичное отклонение	Мах ошибка, %	Ср. ошибка, %
Метод Карпова	0,97	172,88	57,11	23,60
Метод АОС	0,95	169,45	83,00	23,36

На рис. 1, 2 приведены результаты расчета мощности при использовании прямого метода расчета и метода Л.И. Фомкинского при использовании аппроксимации остаточного сопротивления для полных судов.

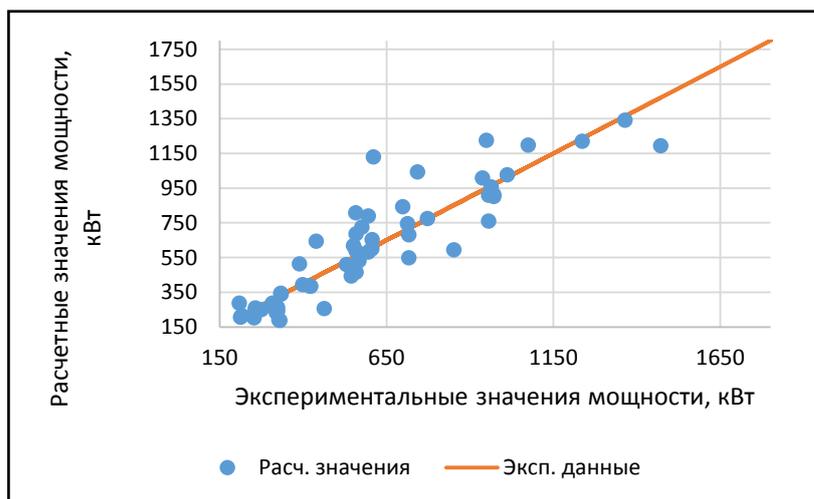


Рис. 1. Расчет мощности на основе прямого метода
Fig. 1. Power calculation based on the direct method

Из рисунков видно, что расчет по методу Л.И. Фомкинского дает завышенные результаты.

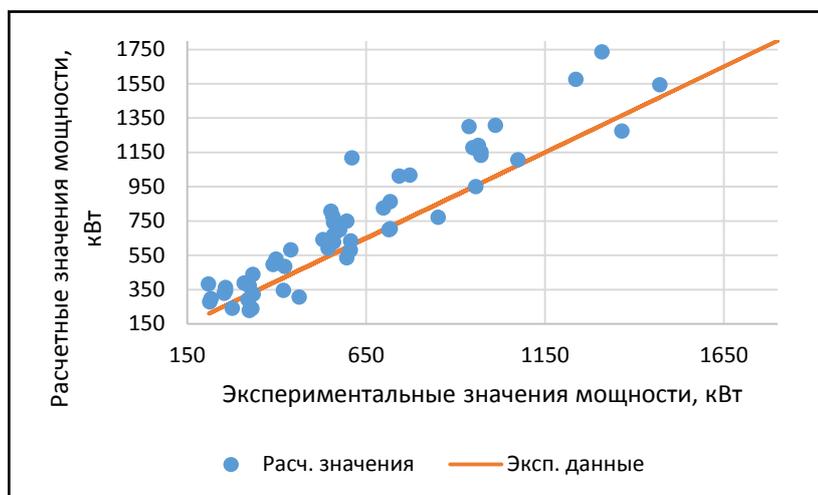


Рис. 2. Расчет мощности по методу Л.И. Фомкинского
Fig. 2. Calculation of power by the method of L.I. Fomkinsky

Расчеты мощности с использованием адмиралтейского коэффициента проводились путем выбора различных проектов судов в качестве прототипа в соответствии с критериями:

- типовой проект (507Б);
- близкий по среднему значению $L/B=6,96$ (P77);
- близкий по среднему значению $B/T=5,36$ (585);
- близкий по среднему значению $\delta = 0,844$ (414В);
- современное «сверхполное» судно $\delta = 0,89$ (RSD44).

Оценка результатов расчета мощности при использовании разных прототипов представлена в табл. 3.

Таблица 3

Оценка результатов при расчете мощности с использованием адмиралтейского коэффициента

Прототип	Коэффициент корреляции	Среднеквадратичное отклонение, кВт	Мах ошибка, %	Ср. ошибка, %
507Б	0,95	199,42	60,70	28,58
P77	0,95	151,06	49,85	19,54
585	0,94	807,25	180,56	69,94
414В	0,94	956,97	207,99	86,15
RSD44	0,95	141,48	49,86	18,37

В ходе исследования расчет мощности проводился с использованием адмиралтейского коэффициента на основе выражения (7) и выражения из [4]. Можно отметить, что результаты расчетов отличаются незначительно (на сотые доли), поэтому оценка производилась для результатов, полученных на основе выражения (7).

Также для каждого судна выборки близкого по параметрам: L/B , B/T , δ . Оценка результатов вычислений приведена в табл. 4 и позволяет сделать вывод, что использование такого критерия выбора прототипа также не дает удовлетворительных результатов.

Таблица 4

Оценка результатов вычислений мощности при условии выбора прототипа близкого по одному из параметров

	Параметры выбора прототипа		
	L/B	B/T	δ
Ср. ошибка, %	46,43	44,08	46,62
Мах ошибка, %	114,32	86,028	82,442

- Анализируя результаты, полученные с использованием адмиралтейского коэффициента, можно сказать, что:
- любой из обозначенных критериев выбора судна-прототипа дает высокий коэффициент корреляции;
- наиболее точные результаты дает критерий выбора прототипа значению L/B, однако и здесь ошибка составляет 19.54%;
- коэффициент полноты (δ) на выбор прототипа не влияет (в выбранных в качестве прототипов судах варьируется в пределах 0,843÷0,891);
- критерий выбора прототипа по близким параметрам L/B, B/T, δ обладает высокой погрешностью;
- ни один из выбранных критериев не обладает удовлетворительной точностью.

Проведенное исследование позволяет сделать следующий вывод. Прямое моделирование гидродинамической системы корпус-двигатель (КД) инженерными методами не обеспечивает в общем случае достаточной степени точности. Это связано как с погрешностями при расчёте сопротивления [18], так и с погрешностями при моделировании взаимодействия гребных винтов с корпусом судна.

В силу непрерывности всех гидродинамических функций, используемых при построении функции (1), можно ожидать хорошей точности при пересчёте с прототипа. Препятствиями на пути такого пересчёта являются, во-первых, отсутствие формального метода оценки близости прототипа и, во-вторых, отсутствие способа пересчёта при варьировании параметров судна, одновременно физически корректного и обеспечивающего удовлетворительную погрешность.

Для построения способа пересчёта представляется целесообразным использование аппроксимаций, основанных как на опытных данных, так и на учёте физики явлений. Первое призвано обеспечивать минимизацию погрешности, а второе – адекватность при варьировании параметров проектируемого судна. Рассмотрим, как можно построить такую аппроксимацию.

Введём два новых гидродинамических критерия подобия, аналогичных коэффициентам нагрузки гребных винтов:

$$s_P = \frac{R}{8\pi D^2 v^2}; \quad s_N = \frac{N_P}{8\pi D^2 v^3}, \quad (8)$$

где D – диаметр винта, м; R – сопротивление судна, кН; v – скорость, м/с; N_P – мощность на валу гребного винта, Вт.

Назовём их критериями гидродинамического подобия пропульсивного комплекса, понимая под последним систему корпус судна-двигатели-главные двигатели (КДД). Нетрудно видеть, что пропульсивный коэффициент η может быть выражен через эти коэффициенты следующим образом:

$$\eta = \frac{R \cdot v}{N_P} = \eta_H \eta_P = \frac{s_P}{s_N}, \quad (9)$$

где $\eta_H \eta_P$ – к.п.д. влияния корпуса и винта соответственно.

Учитывая, что $\eta_P = \sigma_P / \sigma_N$ и $\eta_H = (1 - t) / (1 - \psi)$, можем записать выражение:

$$\frac{s_p}{s_N} = \frac{(1-t) \sigma_p}{(1-\psi) \sigma_N} \tag{10}$$

Предположим, что между введёнными критериями существует зависимость, аналогичная (3):

$$s_N^{1/3} = a_0 + a_1 s_p^{1/2}, \tag{11}$$

причём, в отличие от (3), коэффициенты a_0 и a_1 являются постоянными для некоторой группы судов.

Фактически, зависимость (11) представляет собой специальную аппроксимацию пропульсивного коэффициента. Поскольку аппроксимация основана на критериях подобия, в случае её достаточной степени точности можно предполагать также и её физическую адекватность.

Заметим, что во всех вышеприведённых формулах, можно использовать N_e вместо N_p , если считать, что к.п.д. передачи меняется незначительно.

Для проверки зависимости (11) были обработаны данные из [21, 22]. При этом, если критерий s_N определяется непосредственно экспериментальными данными по выражению (8), то коэффициент нагрузки s_p приходится рассчитывать, используя некоторый метод расчёта сопротивления. Это означает, что коэффициенты в (11) являются зависимыми от метода расчёта сопротивления.

Как можно видеть из рис. 3, зависимость (11) подтверждается на экспериментальных данных.

Применяя эту зависимость, можно вычислить прогнозную мощность грузового судна.

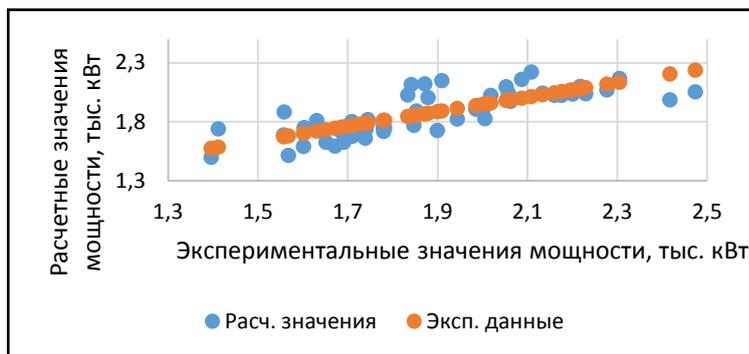


Рис. 3. – Расчет мощности по методу на основе критериев гидродинамического подобия пропульсивного комплекса
 Fig. 3. - Calculation of power by the method based on the criteria of hydrodynamic similarity of the propulsion complex

В табл. 5 приведена оценка результатов расчета мощности на основе зависимости (11).

Таблица 5

Оценка результатов расчета мощности методом на основе критериев гидродинамического подобия пропульсивного комплекса

	Коэффициент корреляции	Среднеквадратичное отклонение, кВт	Мах ошибка, %	Ср. ошибка, %
Метод на основе критериев гидродинамического подобия пропульсивного комплекса	0,96	111,25	35,87	15,64

Выводы

Таким образом, можно сделать вывод, что метод на основе критериев подобия пропульсивного комплекса обладает рядом преимуществ. Во-первых, достоверность результатов выше чем у рассмотренных ранее методов. Во-вторых, не используются коэффициенты взаимодействия, что позволяет повысить точность расчетов за счет исключения ошибки при их расчете по эмпирическим формулам. В-третьих, расчеты можно производить, не имея всех данных о параметрах гребного винта (дисковое, отношение, число лопастей, шаг винта, параметры насадки).

Список литературы

1. Звонков В.В. Судовые тяговые расчёты (теория, расчёты, испытания). М.: Речной транспорт, 1956. 324 с.
2. Фомкинский Л.И. Методика тяговых расчётов при обосновании судов речного флота // Труды ЦНИИЭВТ. М., 1972. Вып. 86. 185 с.
3. Карпов А.Б. Расчёты сопротивления воды движению речных судов. Горький: ГПИ, 1971. 126 с.
4. 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.
5. Ашик В.В. Проектирование судов: Учебник. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Судостроение, 1985. 320 с.
6. Molland Anthony F. Ship Resistance and Propulsion: practical estimation of ship propulsive power / Anthony F. Molland, Stephen R. Turnock, Dominic A. Hudson. Cambridge: Cambridge University Press, 2011. P. 568.
7. Shneekluth H., Bertram V. Ship design for efficiency and economy. 2nd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1998. P.226.
8. Papanikolaou A. Ship design. Methodologies of Preliminary Design. Heidelberg: Springer, 2014. P. 635. Reference: P. 620-621.
9. Kristensen H.O., Luetzen M. Prediction of Resistance and Propulsion Power of Ships / Technical University of Denmark. Report no. 04, May 2013.
10. Kleppesø K. Empirical prediction of resistance of fishing vessels / Master thesis in marine technology. Trondheim: Norwegian University of Science and Technology, 2015. P. 59.
11. Harvald Sv. Aa. Resistance and Propulsion of Ship. New York: John Wiley and Sons, 1983. P. 353.
12. Bertram V. Practical Ship Hydrodynamics. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000. P. 280.
13. Hollenbach, K.U. Estimating resistance and propulsion for single-screw and twin-screw ships // Ship Technology Research, 1998. Vol. 45. Part 2. P. 72–76.
14. Moody R. Preliminary power prediction during early design stages of a ship. Cape Town: School of Mechanical and Process Engineering at the Cape Technikon, 1996. P.230.
15. Holtrop J., Mennen G.G.J. A statistical power prediction method. International Shipbuilding Progress, 1978. Vol. 25. No. 290. P. 253–256.
16. Holtrop J., Mennen G.G.J. An approximate power prediction method. International Shipbuilding Progress, 1982. Vol. 29. No. 335. P. 166–170.
17. Holtrop J. A statistical re-analysis of resistance and propulsion data. International Shipbuilding Progress, 1984. Vol. 31. P. 272–276.
18. Платов А.Ю., Васильева О.Ю. Анализ применимости методов расчета коэффициента остаточного сопротивления для судов внутреннего плавания при эксплуатационно-экономическом обосновании новых судов // Вестник ВГАВТ, 2019. № 60. С. 193-201.
19. Платов А.Ю. Методы оперативного планирования работы речного грузового флота на основе оптимального нормирования ходовой операции: монография. Н.Новгород: Изд-во ФГОУ ВПО «ВГАВТ», 2009. 156 с.
20. Oosterveld M.W.C., van Oossanen P. Further computer-analysed data of the Wageningen B-screw series. International Shipbuilding Progress, 1975. Vol. 22. No. 251. P. 251–262.
21. Руководство по теплотехническому контролю серийных теплоходов. М.: Транспорт, 1980. 424 с.
22. Руководство по теплотехническому контролю серийных теплоходов / М-во реч. флота РСФСР, Топлив.-энерг. упр. - 3-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1986. 205 с.
23. Тихомиров Н.А. Ходкость судна. М.: Речной транспорт, 1959. 200 с.

References

1. Zvonkov V.V. *Sudovye tyagovye raschety (teoriya, raschety, ispytaniya)*. M.: Rechnoy transport, 1956. 324 p.
2. Fomkinskiy L.I. *Metodika tyagovykh raschetov pri obosnovanii sudov rechnogo flota*. Trudy TsNIIIEVT. M., 1972. Vyp. 86. 185 p.
3. Karpov A.B. *Raschety soprotivleniya vody dvizheniyu rechnykh sudov*. Gor'kiy: GPI, 1971. 126 p.
4. Lesyukov V.A. *Teoriya i ustroystvo sudov vnutrennego plavaniya*. Uchebnik dlya vuzov vodn. transp. 4-e izd., pererab. i dop. M.: Transport, 1982. 303 p.
5. Ashik V.V. *Proektirovanie sudov*: Uchebnik. 2-e izd., pererab. i dop. L.: Sudostroenie, 1985. 320 p.
6. Molland Anthony F., Turnock Stephen R., Hudson Dominic A. *Ship Resistance and Propulsion: practical estimation of ship propulsive power*. Cambridge: Cambridge University Press, 2011. p. 568.
7. Shneekluth H., Bertram V. *Ship design for efficiency and economy*. 2nd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1998. p. 226.
8. Papanikolaou A. *Ship design. Methodologies of Preliminary Design*. Heidelberg: Springer, 2014. P. 635. Reference: pp. 620-621.
9. Kristensen H.O., Luetzen M. *Prediction of Resistance and Propulsion Power of Ships*. Technical University of Denmark. Report no. 04, May 2013.
10. Kleppestø K. *Empirical prediction of resistance of fishing vessels* / Master thesis in marine technology. Trondheim: Norwegian University of Science and Technology, 2015. p. 59.
11. Harvald Sv. Aa. *Resistance and Propulsion of Ship*. New York: John Wiley and Sons, 1983. p. 353.
12. Bertram V. *Practical Ship Hydrodynamics*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000. p. 280.
13. Hollenbach, K.U. Estimating resistance and propulsion for single-screw and twin-screw ships. *Ship Technology Research*, 1998. Vol. 45. Part 2. pp. 72–76.
14. Moody R. *Preliminary power prediction during early design stages of a ship*. Cape Town: School of Mechanical and Process Engineering at the Cape Technikon, 1996. p.230.
15. Holtrop J., Mennen G.G.J. A statistical power prediction method. *International Shipbuilding Progress*, 1978. Vol. 25. No. 290. pp. 253–256.
16. Holtrop J., Mennen G.G.J. An approximate power prediction method. *International Shipbuilding Progress*, 1982. Vol. 29. No. 335. pp. 166–170.
17. Holtrop J. A statistical re-analysis of resistance and propulsion data. *International Shipbuilding Progress*, 1984. Vol. 31. pp. 272–276.
18. Platov A.Yu., Vasil'eva O.Yu. Analiz primenimosti metodov rascheta koeffitsienta ostatochnogo soprotivleniya dlya sudov vnutrennego plavaniya pri ekspluatatsionno-ekonomicheskom obosnovanii novykh sudov. *Vestnik VGAVT*, 2019. № 60. pp. 193-201.
19. Platov A.Yu. *Metody operativnogo planirovaniya raboty rechnogo gruzovogo flota na osnove optimal'nogo normirovaniya khodovoy operatsii: monografiya*. N.Novgorod: Izd-vo FGOU VPO «VGAVT», 2009. 156 p.
20. Oosterveld M.W.C., van Oossanen P. Further computer-analysed data of the Wageningen B-screw series. *International Shipbuilding Progress*, 1975. Vol. 22. No. 251. pp. 251–262.
21. *Rukovodstvo po teplotekhnicheskomu kontrolyu seriynykh teplokhodov*. M.: Transport, 1980. 424 p.
22. *Rukovodstvo po teplotekhnicheskomu kontrolyu seriynykh teplokhodov*. M-vo rech. flota RSFSR, Topliv.-energ. upr. - 3-e izd., pererab. i dop. M.: Transport, 1986. 205 p.
23. Tikhomirov N.A. *Khodkost' sudna*. M.: Rechnoy transport, 1959. 200 p.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Васильева Оксана Юрьевна, аспирант кафедры Управления транспортом, Волжский государственный университет водного транспорта (ФГБОУ ВО «ВГУВТ»), 603951, г. Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5, e-mail: vasilieva_ox@mail.ru

Oksana Y. Vasileva, postgraduate of Transport Management Chair Volga State University of Water Transport, 5, Nesterov st, Nizhny Novgorod, 603951, e-mail:

Статья поступила в редакцию 20.02.2021; опубликована онлайн 15.06.2021
Received 20.02.2021; published online 15.06.2021