



Gennadiy V. Egorov
Егоров
Геннадий
Вячеславович

УДК 629.5
Е 30

RESEARCH OF PERFORMANCE OF RIVER-SEA GOING VESSELS WITH HIGH BLOCK COEFFICIENT AND RUDDER PROPELLERS

ИССЛЕДОВАНИЕ ХОДОВЫХ КАЧЕСТВ СУДОВ СМЕШАННОГО РЕКА–МОРЕ ПЛАВАНИЯ БОЛЬШОЙ ПОЛНОТЫ С ВИНТОРУЛЕВЫМИ КОЛОНКАМИ

DOI 10.1004/978-2-321-97836-1

Gennadiy V. Egorov

Г. В. Егоров, генеральный директор, д-р техн. наук, проф.
egorov@meb.com.ua

ORC ID: 0000-0003-2594-5273

Igor A. Ilnitskiy

И. А. Ильницкий, главный конструктор, инженер
office@meb.com.ua

ORC ID: 0000-0002-3288-3018



Igor A. Ilnitskiy
Ильницкий
Игорь
Анатольевич

Marine Engineering Bureau, Odesa

Морское инженерное бюро, г. Одесса

Abstract. Main characteristics (length, breadth, draught) of the river-sea going vessels (RSV) are fully determined by the tracking conditions during the design process.

After the tracking condition analysis and the defining of these characteristics the next step is to choose the maximal value of C_b block coefficient according to the given sea speed.

The homeland RSV built before XXI century had hulls with $C_b = 0.84...0.85$ block coefficient. The RSV hulls of new generation are characterized by more “thick” forms ($C_b = 0.88...0.90$). A correspond question appears: “What is the restriction for RSV block coefficient increasing?”

The effect of block coefficient increasing (at region $0.88...0.93$) for RSV of typical 10 kn operational speed is insignificant.

This conclusion is very important and it means that the block coefficient for RSV may be increased up to 0.93.

Keywords: design, river–sea going vessel, block coefficient.

Аннотация. Выполнен анализ корпусов судов смешанного река–море плавания нового поколения, показывающий, что корпуса этих судов характеризуются более полными обводами ($C_b = 0.88...0.90$) по сравнению с корпусами таких судов, построенных в прошлом столетии с коэффициентом общей полноты $C_b = 0.84...0.85$.

Показано, что эффект повышения коэффициента общей полноты (для диапазона $0.88...0.93$) у судов смешанного река–море плавания на типичных скоростях 10 уз незначителен. Этот вывод принципиален и означает, что коэффициент общей полноты для таких можно увеличить до 0,93.

Ключевые слова: проектирование, судно смешанного река–море плавания, коэффициент общей полноты.

Анотація. Виконано аналіз корпусів суден змішаного ріка–море плавання нового покоління, який показує, що корпуси цих суден характеризуються більш повними обводами ($C_b = 0.88...0.90$) у порівнянні з корпусами таких суден, побудованих у минулому сторіччі з коефіцієнтом загальної повноти $C_b = 0.84...0.85$.

Показано, що ефект підвищення коефіцієнта загальної повноти (для діапазону $0.88...0.93$) у суден змішаного ріка–море плавання на типових швидкостях 10 вуз незначний. Цей висновок принциповий і означає, що коефіцієнт загальної повноти для таких суден можна збільшити до 0,93.

Ключові слова: проектування, судно змішаного ріка–море плавання, коефіцієнт загальної повноти.

References

Aleksyeyeva N. V., Shtumpf V. M. Eksperimentalnoe issledovanie khodovykh kachestv sudov s bolshoy polnotoy obvodov [Experimental investigation of ship performance with big fullness]. *Trudy Tsentralnogo nauchnoho-issledovatel'skogo instituta imeni akademika A. N. Krylova — Proceedings of the Krylov Shipbuilding Research Institute*, 1975, vol. 285.

Bogdanov B. V. *Morskiye i reidovyye barzhy* [Marine and estuarial barges]. St. Petersburg, Shipbuilding Publ., 1963.

Valko N. H. *Proektirovaniye mnogotsелеvogo sukhogruznogo sudna smeshannogo plavaniya* [Design of multipurpose river-sea going dry cargo vessel]. Odessa, OIIMF Publ., 1993.

Egorov G. V. *Vybor glavnykh elementov sukhogruznykh i nefenalivnykh sudov smeshannogo «reka-more» plavaniya* [Selection of the main elements of dry-cargo and tanker river-sea going vessels]. *Sudostroeniye — Shipbuilding*, 2004, vol. 6, pp.10–16.

Egorov G. V. *Proektirovaniye sudov ogranichennykh rayonov plavaniya na osnovanii teorii riska* [Ship design of specified operating area service based on risk theory]. St. Petersburg, Shipbuilding Publ., 2007.

Egorov G. V., Stankov B. N., Pechenyuk A. V. *Opyt ispolzovaniya CFD-modelirovaniya pri proektirovanii propulsivnogo kompleksa sudna* [Experience of CFD modeling usage while designing of the propulsion vessel complex], *Zbirnyk naukovykh prats Natsionalnoho universitetu korablebuduvannia — The Collection of Scientific Publications of NUS*, 2007, no. 2, pp. 3–11.

Egorov G. V., Pechenyuk A. V. *Primenenie metodov vychislitelnoy gidromekhaniki pri proektirovanii korpusa konteynerovo-voza* [Application of hydromechanics method for container vessel hull design], *Problemy tekhniki — Problems of Engineering*, 2008, vol. 3, pp. 3–15.

Egorov G. V., Ilnitskiy I. A., Stankov B. N., Pecheniuk A. V. *Prorabotka variantov propulsivnogo kompleksa sudna smeshannogo plavaniya klassa «Volgo-Don maks»* [Variant elaboration of propulsion class river-sea going vessel complex of “Volgo-Don Max”], *Morskoi vestnik — Marine Bulletin*, 2011, vol. 2 (38), pp. 101–106.

Issledovanie khodovykh i morekhodnykh kachestv tankerov smeshannogo reka-more plavaniya novogo pokoleniya [Investigation of performance and sea-going properties of river-sea going tankers of new generation]. St. Petersburg, Krylov State Research Centre Publ., 2010, vol. 45583.

Katsman F. M., Pustoshnyy A. F., Shtumpf V. M. *Propulsivnyye kachestva morskikh sudov* [Propulsion properties of marine vessels]. St. Petersburg, Shipbuilding Publ., 1972.

Provedenie issledovaniy i razrabotka tekhnicheskikh materialov, obespechivayushchikh vozmozhnost povysheniya khodovykh kachestv bolshegruznykh sudov vnutrennego i smeshannogo plavaniya (reka-more). [Study and development of technical materials for providing the ability of speed performance of heavy river and river-sea going vessels]. St. Petersburg, Krylov State Research Centre Publ., 1974, vol. 16562.

Sakhnovskiy B. M. *Razrabotka metodologii obosnovaniya proektnykh kharakteristik sudov smeshannogo i vnutrennego plavaniya s uchetom dominiruyushchikh faktorov ekspluatatsii*. Doct. Diss. [Development of methodology of design characteristics substantiation of the river-sea and inland navigation vessels according to the dominating operational factors. Doct. Diss.]. St. Petersburg, 2006.

Turbal V. K., Shpakov V. S., Shtumpf V. M. *Proektirovaniye obvodov i dvizhiteley morskikh transportnykh sudov* [Design of forms and propulsion devices for marine cargo vessels]. St. Petersburg, Shipbuilding Publ., 1984.

Alte R., Baur M. V. *Propulsion. Handbuch der Werften*. Hansa, vol. XVIII, 1986, p. 132.

Osterveld M. W. C. *Wake Adapted Ducted Propellers*. NSMB, Wageningen Publ., 1970, no 345.

Problem Statement. One of the most popular types of river-sea going vessels (RSV) in Russia is “Volgo-Don Max” class, which is defined by the maximal dimensions of the Volgo-Don Canal Locks (VDCL) and has the maximal load capacity up to 5000 tons (which is specific for the 3.60 m river draught). At the same time it has the load capacity of 7000 tons at the maximal draught. Such vessel satisfies the VDCL dimensions so it can be used for sailing through practically all the united high-depth system of the united inland waters (UHDSUIW) of the former USSR.

About 180–190 “Volgo-Don Max” vessels of new class generation are required during the nearest 5 years in order to replace the well known “Volgoneft” and “Volgodon” soviet series.

Analysis of recent research and publications. RSVs of this class built before the XXI century have hulls with $C_b = 0.84...0.85$ block coefficient, the l_{PMB} relative cylindrical long part up to 0.60, the fore end in the form of a “sharp spoon” and the aft end in the form of a “keel spoon” [11, 12].

Study of “thick” vessels has been carried out for many times, but the C_b value didn’t exceed 0.88.

Постановка проблемы. Одним из наиболее популярных в России классов судов смешанного река-море плавания (ССП) является «Волго-Дон макс» класс, который определяется габаритными размерами шлюзов Волго-Донского судоходного канала (ВДСК) и имеет максимально возможную для реки осадку 3,60 м грузоподъемность до 5000 т. При этом грузоподъемность при максимальной осадке составляет около 7000 т. Удовлетворение габаритам ВДСК позволяет использовать такие суда практически по всей единой глубоководной системе внутренних водных путей (ЕГСВВП) бывшего СССР.

Для замены судов известных советских серий «Волgoneфть» и «Волго-Дон» необходимо построить в ближайшие 5 лет более 180 судов класса «Волго-Дон макс».

Анализ последних исследований и публикаций. Суда смешанного река-море плавания этого класса, построенные до XXI века, имеют корпуса с коэффициентом общей полноты $C_b = 0,84...0,85$, относительной длиной цилиндрической вставки l_{PMB} до 0,60, носовой оконечностью в виде «острой ложки» и кормовой в виде «килеватой ложки» [11, 12].

In the book of Bogdanov B. V. [2] there were quality assumptions that the best fore end (which has a high block coefficient) is of the “spoon” type and the best for aft end is of the “sledge” type, then the “spoon” type and the worst is the “wedge” type.

It was concluded in the book [9] that for thick vessels which operated at $Fr = 0.17 \dots 0.24$ Froud numbers using the bulb the wave generation intensity and wave resistance can be decreased. It was also marked that the L/B parameter has the main impact factor on the character of flow around the aft end for $C_b > 0.88$; in total the resistance of the thick vessel is defined by the relation of separation of the region area to the middle-section area. In the 70-s of the last century the series investigations of thick sea going vessels were carried out at the KSRC (Krylov State Research Centre) [11]. Model characteristics were varied as follows: $L/B = 5.8, 6.2, 6.8, 8.3$; $B/T = 2.2, 2.7, 3.5$; $C_b = 0.800, 0.825, 0.850, 0.875$; with fore ends of the V -type, cylindrical (U -type), bulb type, ram-cone type and aft ends of U -type, V -type and cigar-shaped type [1, 13].

In 1974 the work “Investigations and Technical Materials Development for Providing Ability of Running Characteristics Enhancement of Heavy River and River-sea Going Vessels” has been carried out by the institute [11]. The comparative model tests were done on the basis of 1557 project ($C_b = 0.82$, the aft end is of the “keel spoon” type) with the initial form of the “spoon” type and V -type frames and inclined stem rounded at the bottom; with the “cylinder” bow (U -type frames and a vertical stem with displacement increased by 6.7% from the initial one); with the “bulb” bow (ram-cone fore end and with water displacement increased by 5.8% from the initial one). In the range of $Fr < 0.14$ the residual resistance curves are very close for all variants and only at $Fr < 0.18$ the bulb bow became more efficient than the cylinder one (at deep water). It was concluded that the fore end thickness increasing leads to speed decreasing by 2.5...3.0% at deep water and by 1.7...2.7% at shallow water. But at the same time due to the advanced water displacement the transport work per power unit $\nabla V_s/N_p$ has also been increasing (by 4.3% for a cylinder bow).

Model research for 507B vessel project ($C_b = 0.85$) showed that the aft end forms of the “keel sledge” type provide the unseparated flow unlike the “keel spoon” type forms (based on the 1557 and 781 projects which had the significantly smaller C_b). Within this work it was experimentally proved that the specific resistance (per displacement unit) decreases almost proportionally to L/B increase and the vessel transport work per power unit increases for a RSV at the range of $6 < L/B < 12$. Thus, the research of 1974 [11] showed that the study of longer RSV hulls (comparing to the 1557 vessel project) with sledge aft end were necessary.

Исследование обводов относительно полных судов проводилось неоднократно, но количественные решения завершались корпусами с C_b до 0,88.

Б.В. Богданов привел качественные оценки [2]: лучшей формой носовых обводов барж (которые имеют высокий коэффициент полноты) является ложкообразная, а кормовых – санеобразная, затем ложкообразная и хуже всего — клинообразная.

В книге [9] сделан вывод, что для полных судов, эксплуатирующихся при числах Фруда $Fr = 0,17 \dots 0,24$, за счет использования бульба можно снизить интенсивность волнообразования и волнового сопротивления. Там же отмечается, что для $C_b > 0,88$ главным фактором влияния на характер обтекания кормовой оконечности является L/B , а в целом сопротивление формы полного судна определяется отношением проекции площади отрыва на плоскость мидельшпангоута. Для получения количественных оценок в начале 70-х годов прошлого столетия в ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова [11] были проведены серийные испытания морских судов полных обводов с $L/B = 5,8; 6,2; 6,8; 8,3$, $B/T = 2,2; 2,7; 3,5$, $C_b = 0,800; 0,825; 0,850; 0,875$, с V -образной, цилиндрической (U -образной), бульбовой, таранно-конической носовой оконечностью и U -образной, V -образной и сигарообразной кормовой оконечностью [1, 13].

В 1974 году институтом [11] была выполнена работа «Проведение исследований и разработка технических материалов, обеспечивающих возможность повышения ходовых качества большегрузных судов внутреннего и смешанного плавания (река–море)». Были проведены сравнительные испытания модели на базе пр. 1557 ($C_b = 0,82$, корма в форме «килеватой ложки») с исходной формой ложкообразной носовой оконечности, с V -образными шпангоутами и наклонным форштевнем, закругленным внизу, с цилиндрическим носом (U -образными шпангоутами и вертикальным форштевнем, с водоизмещением на 6,7% больше исходного), с бульбовым носом (таранно-коническая оконечность, водоизмещение на 5,8% больше исходного). В диапазоне $Fr < 0,14$ кривые остаточного сопротивления во всех вариантах весьма близки и только при $Fr > 0,18$ бульбовый нос оказался выгоднее цилиндрического (на глубокой воде). Был сделан вывод, что увеличение полноты носовой оконечности приводит к снижению скорости на 2,5...3,0% на глубокой воде и на 1,7...2,7% на мелководье. При этом за счет опережающего роста водоизмещения увеличивается транспортная работа на единицу мощности $\nabla V_s/N_p$ (для цилиндрического носа — на 4,3%).

Исследование модели судна пр. 507Б, имевшего $C_b = 0,85$, показало, что кормовые обводы в виде «килеватых саней» обеспечивают безотрывное обтекание, в отличие от обводов типа «килеватая ложка» (на базе пр. 1557 и 781, которые имели при этом и существенно меньший коэффициент общей полноты). Там же было экспериментально доказано, что для ССП в диапазоне $6 < L/B < 12$ практически пропорционально росту L/B уменьшается удельное сопротивление

The quality conclusion was made in Valko N.G. work [3] that the U-type fore frames with straight inclined stem is optimal for a RSV with $C_b = 0.80 \dots 0.88$; the bulb fore end is efficient for thicker vessels. The aft end for a RSV with $C_b > 0.88$ was accepted as the sledge type.

Sakhnovskiy B. M. [12] admitted that the C_b increase which is specific for a RSV of the new generation leads to the development of bow pond wave in the stem area. So when $Fr > 0.19$, the bulb fore end is recommended, but at the lower speed bulb usage is disputable and requires special study.

The hull of the new generation of such RSVs (Marine Engineering Bureau 005RST01, 006RSD02, 006RSD05, 007RSD07, RSD19, RSD49, RST22, RST22M projects) is characterized by “thicker” forms ($C_b = 0.88 \dots 0.90$) and by a longer cylindrical part ($l_{\text{ПМВ}} = 0.68 \dots 0.70$). These features allow providing the river deadweight of 4700–5000 t at 3.60 m draught in spite of the hull shell thickness increase and total weight of steel hull increase. At the same time such hull forms ensure the usage of hull aft form of “sledge” type which is adapted for two turn rudder propellers (TRPs) as the united propulsion and maneuvering (or for two fixed pitch propellers in nozzles with two rudders) [4, 5, 8]. When the aft end form is accepted, the most interesting is selection of the fore end form.

The development of such “thick” vessels, which could operate not only in the river but in the sea, used to be considered as absurd and would be refused as controversial to the theory, and, especially, to the model tests results oriented at the main dimensions ratio for sea vessels.

However, successful operation of more than 60 vessels since 2001 (Marine Engineering Bureau projects) with such characteristics has fully confirmed the accepted principal decisions [4].

Bureau study of the optimal fore end forms for new generation Volgo-Don Max vessels (with $C_b = 0.90$ and “sledge” aft end) concluded as follows:

1. The hull with the cylinder fore forms has better parameters of transport work per power unit (economical characteristics) at the speed range of 9–12 kn.

2. The maximal running speed of 12.11 kn (2 rudder propellers on the shafts with the power of $1200 \cdot 0.85 = 1020$ kWt each) provides the hull with bulb fore ends. The maximal running velocity of a vessel with the cylinder fore end is 12.07 kn., and with inclined stem is 11.85 kn.

3. Tests [9] carried out under the direction of Kamevskiy G.I at the KSRC for a model with the inclined stem gave the velocity estimation as 11.8 ± 0.7 kn for the power of 2040 kWt (due to the CFD modeling results – 11.85 kn). The values obtained as a result of towage tests of river-sea going tankers are well agreed with the CFD

(на единицу водоизмещения) и растет транспортная работа судна на единицу мощности. Таким образом, уже из испытаний 1974 года [11] следовало, что необходимы исследования относительно более длинных (по сравнению с пр. 1557) корпусов ССП, причем с санной формой кормы.

В работе Н.Г. Валько [3] был сделан качественный вывод, что для ССП с $C_b = 0,80 \dots 0,88$ оптимальным является U-образная форма носовых шпангоутов с прямым наклонным форштевнем, а для более полных — бульбовая носовая оконечность. Корма для ССП с $C_b > 0,88$ однозначно определялась как санная.

Б.М. Сахновский [12] отмечал, что рост C_b , характерный для ССП нового поколения, приводит к возникновению подпорной волны в районе форштевня, поэтому при $Fr > 0,19$ рекомендуется бульбовая носовая оконечность, однако при меньших скоростях применение бульба далеко не однозначно и является предметом специального исследования.

Корпус нового поколения таких судов (пр. Морского инженерного бюро 005RST01, 006RSD02, 006RSD05, 007RSD07, RSD19, RSD49, RST22, RST22M) отличается более полными обводами ($C_b = 0,90$), более протяженной цилиндрической вставкой ($l_{\text{ПМВ}} = 0,68 \dots 0,70$). Несмотря на увеличение толщин и рост массы металлического корпуса, это позволяет обеспечивать дедейт в реке при осадке 3,60 м около 4700...5000 т, а также кормовую часть санной формы, приспособленную к двум винторулевым колонкам (ВПК) в качестве единого средства движения и управления (или к двум винтам фиксированного шага в насадках с двумя рулями) [4, 5, 10]. При отработанной форме кормы наибольший интерес представляет выбор формы носовой оконечности.

Ранее создание таких полных судов, которые могут работать не только в реке, но и в море, представлялось бы полным абсурдом и было бы отвергнуто, как противоречащее теории и особенно результатам модельных испытаний, ориентированных на соотношения главных размерений, принятых у морских судов.

Однако эффективная эксплуатация с 2001 года более 60 судов (пр. Морского инженерного бюро) с такими характеристиками полностью подтвердила принятые принципиальные решения [4].

Исследования Бюро оптимальной формы носовых обводов для судна «Волго-Дон макс» класса нового поколения (с коэффициентом общей полноты около 0,90 и кормой в форме «саней») позволили сделать следующие выводы:

1. В заданном диапазоне скоростей хода 9...12 уз корпус с цилиндрическими носовыми обводами имеет лучшие показатели по критерию транспортной работы судна на единицу мощности, т. е. по экономическим показателям.

2. Наибольшую скорость полного хода 12,11 уз при заданной мощности (две ВПК мощностью на гребных валах по $1200 \cdot 0,85 = 1020$ кВт) обеспечивает корпус с бульбообразными носовыми обводами.

method prediction and ensure that there are no significant separation effects on the hull.

A quite natural question rises: “What is the restriction for the RSV block coefficient increase?”

The article aim is to study RSV performance with the maximal C_b and rudder propellers.

Basic material. For study the theoretical vessel hull with $C_b = 0.93$ has been designed. The fore end of the bulb-type and transom aft end with semi-tunnels and skeg were used.

The geometric characteristics of the theoretical vessel hull are shown in Table 1.

The 3D model of the vessel hull with outside parts was prepared for the numerical study of vessel towage characteristics.

For validation of the calculations the KSRC carried out model towing tests in the deep-water tank; the model scale was 1:16 [7].

The general view of the model (the virtual and KSRC ones) is given in Fig. 1, the fore end and aft end are shown in Fig. 2 and 3. In these pictures the submerged part of the hull below river draught of 3.6 m is brown, the draughts region 3.6...4.6 m is green, the above waterline (freeboard) part is red.

Скорость полного хода судна с цилиндрическими носовыми обводами составляет 12,07 уз, с наклонным форштевнем – 11,85 уз.

3. Испытания [8], проведенные под руководством Г.И. Каневского в ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, для модели с наклонным форштевнем дали оценку скорости при 2040 кВт 11,8±0,7 уз (по результатам CFD моделирования – 11,85 уз). Полученные по результатам буксировочных испытаний величины буксировочной мощности танкера смешанного река–море плавания весьма удовлетворительно согласуются с прогнозом по CFD методу и свидетельствуют об отсутствии на корпусе судна значительных отрывных явлений.

Возникает вполне закономерный вопрос: какой предел увеличения коэффициента общей полноты для судна смешанного река–море плавания?

ЦЕЛЮ СТАТЬИ является исследование ходовых качеств судна смешанного река–море плавания с винторулевыми колонками и предельно высоким значением коэффициента общей полноты.

Изложение основного материала. Для исследования был специально разработан теоретический корпус судна с коэффициентом общей полноты 0,93. Применена бульбообразная форма носовой оконечности, кормовая оконечность — транцевая, с полутоннелями и скегом.

Геометрические характеристики теоретического корпуса представлены в табл. 1.

Table 1. Hull Geometric Characteristics

Таблица 1. Геометрические характеристики корпуса

No.	Name Наименование характеристики	Indication Обозначение	Value Величина	Dimension Единицы измерения
1	Length due to Waterline Длина по ватерлинии	L_{WL}	140.660	m / м
3	Breadth Ширина	B	16.600	m / м
4	Theoretical Draught Осадка расчетная	T_F	3.600	m / м
5	Block Coefficient Коэффициент общей полноты	C_b	0.930	–
6	Waterplane Coefficient Коэффициент полноты площади ватерлинии	C_{WP}	0.973	–
7	Midship Section Coefficient Коэффициент полноты площади мидель-шпангоута	C_M	0.999	–
8	Prismatic Coefficient Коэффициент продольной полноты	C_P	0.931	–
9	Relative Abscissa of Center of Buoyancy Абсцисса центра величины относительная	l_{CB}	1.01	%
10	Area of Bulb Section at Fore Perpendicular Площадь поперечного сечения бульба на НП	A_{BT}	4.83	m ² / м ²
11	Bulb CoG Altitude above BL Возвышение центра тяжести площади бульба над ОП	h_B	2.193	m / м
12	Transom Submerged Area Погруженная площадь транца	A_{TR}	5.402	m ² / м ²
13	Abscissa of Cylinder Part Center (from the Middle of L_{WL}) Абсцисса центра цилиндрической вставки (от середины L_{WL})	x_{PMB}	2.670	m / м
14	Cylindrical Part Length Длина цилиндрической вставки	L_{PMB}	96.000	m / м
15	Relative Cylindrical Part Length (L_{PMB}/L_{OA}) Длина цилиндрической вставки относительная (L_{PMB}/L_{OA})	l_{PMB}	68.1	%

Such parts were taken into consideration, as follows: a bow thruster canal (BTC) of the 1200 mm diameter, bilge keels located between 4 ft. and 17 ft. in the cylinder part, and rudder propeller fairings.

Two SRP1012 full-circle rudder propellers (Schottel) with fixed pitch propellers (FPP) in the nozzles were designed to provide motion and control.

The SRP1012 rudder propeller has 4-blade FPPs of the 1.9 m diameter. Finally the geometrical elements of FPP blades are defined by the manufacturer according to the towing resistance of the hull and hull-propulsion interaction coefficients.

In this article in order to prepare preliminary running calculations the correlation between geometrical characteristics of blades and hydrodynamic characteristics of rudder propellers was accepted due to the data of systematic model tests of Ka 4-70 screws in the 19A nozzle carried out by the Netherlands Hydrodynamic Institute [15].

Towing tests modeling was carried out by solving Reynolds equations via the finite-volume method within the calculated area where a 3D vessel's hull model was placed [6, 7]. Motion equations are closed with help of the statistical $k-\epsilon$ turbulence model for the case of incompressible liquid. The calculations were made in the nature scale in order to avoid scale effect and model-nature recalculation procedures [6].

For prediction of running test results and vessel operational running abilities the differences in surface conditions of 3D models (technically smooth surface) and vessel shell after building were considered. The calculation results are shown for the surface of a natural vessel with the liner roughness of 40 micro-m (technological roughness).

Full towing resistance included also air resistance at calm weather.



Fig. 1. General view of the model

Рис. 1. Общий вид модели

Для численного исследования буксировочных характеристик судна была подготовлена 3D модель корпуса судна с выступающими частями.

С целью проверки результатов расчетов ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова провел в глубоководном опытовом бассейне буксировочные испытания модели этого же судна в масштабе 1:16 [7].

Общий вид модели (виртуальной и ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова) представлен на рис. 1, изображение носовой оконечности — на рис. 2, кормовая оконечность — на рис. 3. На рисунках подводная часть, погруженная при расчетной осадке в реке 3,6 м, окрашена коричневым цветом, район между осадками 3,6 и 4,6 м — зеленым, надводная часть — красным.

При моделировании были учтены выступающие части: канал носового подруливающего устройства (НПУ) диаметром 1200 мм; скуловые кили, размещенные между 4-м и 17-м теоретическими шпангоутами, в основном в пределах цилиндрической вставки, и обтекатели ВРК.

В качестве единых средств, обеспечивающих движение и управление, предусматривалась установка двух полноповоротных ВРК SRP1012 (фирмы «Schottel») с гребными винтами фиксированного шага (ВФШ) в направляющих насадках.

Винторулевые колонки типа SRP1012 имеют четырехлопастные ВФШ диаметром $D_p = 1,9$ м. Геометрические элементы лопастей ВФШ окончательно выбираются производителем с учетом информации о буксировочном сопротивлении корпуса судна и коэффициентах взаимодействия в системе «корпус-двигатель».



Fig. 2. Fore end of the model

Рис. 2. Носовая оконечность модели

Towing resistance and power of the vessel defined with help of computational hydrodynamics are shown in Table 2 and Figure 4.

Towing resistance is calculated for still deep water conditions.

The components of towing resistance (in percent) are shown in Figure 5 depending on the vessel velocity.

It should be marked that form resistance and friction play the main role while the velocity is about 10 kn (a usual operational value for such a type of vessels). Wave resistance is small in such case, but when the velocity exceeds 10 kn, the role of this type of resistance grows significantly.

The results of validation towing tests in the basin show that the residual resistance coefficient is nearly the same for ballast draught or full cargo draught up to $Fr \approx 0.13$.

The design vessel velocity is of $V_s = 10.5$ kn; the corresponding Froud number is $Fr = 0.145$. At this velocity vessel's dynamic draught change is of $\Delta T/\Delta T_F \approx -0.03$ for ballast and cargo conditions; the running trim is $\psi \approx 0.065$ and $\psi \approx -0.055^\circ$ for ballast and cargo conditions correspondingly.

The article shows some examples of visualization of water flow around the vessel hull.

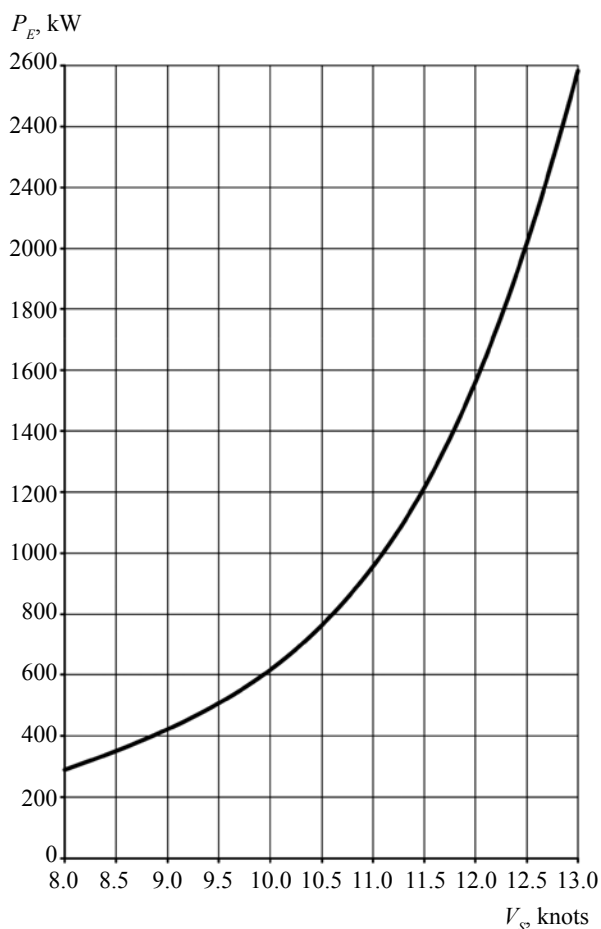


Fig. 4. Vessel towing power

Рис. 4. Буксировочная мощность судна



Fig. 3. Model aft end

Рис. 3. Кормовая оконечность модели

В настоящей работе для предварительного расчета ходкости взаимосвязь между геометрическими элементами лопастей и гидродинамическими характеристиками движителей принята на основе данных систематических модельных испытаний винтов серии Ка 4-70 в направляющей насадке №19А Нидерландского института гидродинамики [15].

Моделирование буксировочных испытаний выполнялось путем решения уравнений Рейнольдса конечно-объемным методом в расчетной области, внутрь которой помещена 3D модель корпуса судна [6, 7]. Уравнения движения жидкости замкнуты при помощи статистической $k-\epsilon$ модели турбулентности для случая несжимаемой жидкости. Расчеты выполнялись в масштабе природы с намерением избежать влияния масштабных эффектов и процедур пересчета с модели на природу [6].

Для прогнозирования результатов ходовых испытаний и ходовых качеств судна в эксплуатации учитывались различия в состоянии поверхности 3D моделей (технически гладкая поверхность) и обшивки корпуса судна после постройки. Результаты расчетов представлены для состояния поверхности натурального судна, которое характеризуется линейным размером шероховатости 40 мкм (технологическая шероховатость).

Полное буксировочное сопротивление включало в себя также воздушное сопротивление в условиях полного штиля.

Буксировочное сопротивление и мощность судна, определенные с помощью методов вычислительной гидродинамики, приведены в табл. 2 и на рис. 4. Буксировочное сопротивление получено для условий тихой и глубокой воды.

Table 2. Towing resistance and power of the vessel

Таблица 2. Буксировочное сопротивление и мощность судна

$C_{Air} = 0,100 \cdot 10^{-3}$								
$V_s, kn / уз$	Fr	$Rn \cdot 10^{-8}$	$C_R \cdot 10^3$	$C_{F0} \cdot 10^3$	$C_A \cdot 10^3$	$C_T \cdot 10^3$	$R_T, kN / кН$	$P_E, kWt / кВт$
8,0	0,111	5,085	0,712	1,711	0,038	2,560	70,45	290,1
8,5	0,118	5,403	0,745	1,698	0,040	2,583	80,23	351,0
9,0	0,125	5,721	0,794	1,685	0,041	2,621	91,26	422,7
9,5	0,132	6,039	0,869	1,674	0,042	2,685	104,18	509,4
10,0	0,139	6,357	0,987	1,663	0,043	2,793	120,05	617,9
10,5	0,145	6,674	1,179	1,653	0,044	2,976	141,04	762,3
11,0	0,152	6,992	1,474	1,643	0,045	3,262	169,69	960,8
11,5	0,159	7,310	1,852	1,634	0,046	3,632	206,49	1222,3
12,0	0,166	7,628	2,306	1,625	0,047	4,078	252,46	1559,4
12,5	0,173	7,946	2,890	1,616	0,048	4,655	312,67	2011,7
13,0	0,180	8,263	3,557	1,609	0,049	5,315	386,14	2583,8

The model's fore view with distribution of pressure without a hydrostatic component for the velocity of 10 kn is shown in Fig. 6. The corresponding aft view is shown in Fig. 7.

Velocity vectors near the hull surface at the towing velocity of 10 kn are shown in Fig. 8 (fore view) and Fig. 9 (aft view). Free liquid surface at the towing velocity of 10 kn is shown in Fig. 10 (fore view) and Fig. 11 (aft view).

Velocities field calculation for nominal wake flow in the rudder propellers disks were carried out in order to learn working conditions of propulsion devices behind the vessel hull.

The nominal wake flow may be defined relatively to the rudder propeller in a whole or relatively to the isolated "propeller-nozzle" unit. In the first case the wake flow is explained by the influence of the hull and outstanding parts only. In the second case the influence of the rudder

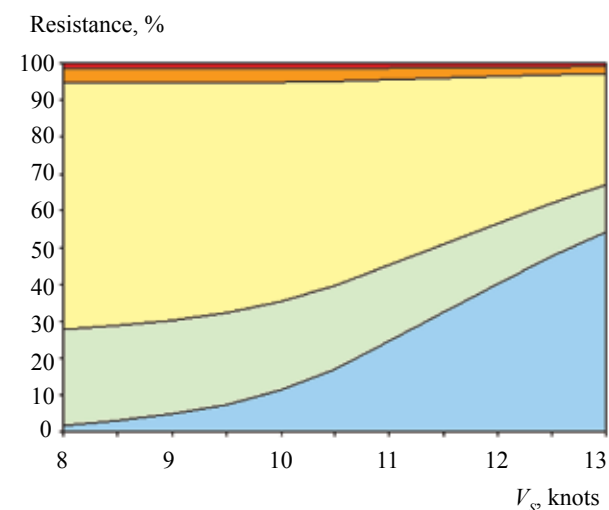


Fig. 5. Towing resistance components (in percent)

Рис. 5. Составляющие буксировочного сопротивления, %

■ — Waveformation / волнообразование; ■ — Form and appendages / форма и ВЧ; ■ — Friction / трение; ■ — Air / воздух; ■ — Roughness / шероховатость;
Resistance — сопротивление

На рис. 5 приведены составляющие буксировочного сопротивления (в процентах) в зависимости от скорости судна.

Следует обратить внимание, что на интересующих нас скоростях (около 10 уз) основную роль играют трение и сопротивление формы. Волновое сопротивление при этом незначительно, но уже выше 10 уз роль этой составляющей резко возрастает.

Результаты проверочных буксировочных испытаний в бассейне показывают, что величины коэффициента остаточного сопротивления при осадке судна в грузу и в балласте практически совпадают до значения числа Фруда $\sim 0,13$.

При числе Фруда $Fr = 0,145$, соответствующем проектной скорости судна $V_s = 10,5$ уз, величина просадки судна составила $\Delta T/T_F \approx -0,03$ в грузу и в балласте, а возникающий при движении ходовой дифферент судна в грузу $\psi \approx -0,055^\circ$ и $\psi \approx 0,065^\circ$ в балласте.

В статье приведены некоторые примеры визуализации потока воды, обтекающего корпус судна.

На рис. 6 представлен вид на нос модели с распределением давления за вычетом гидростатической составляющей при скорости буксировки 10 уз, на рис. 7 — аналогичный вид на корму.

На рис. 8 (вид на нос) и 9 (вид на корму) представлены векторы скорости у поверхности корпуса при скорости буксировки 10 уз; на рис. 10 (вид на нос) и 11 (вид на корму) представлены изображения свободной поверхности жидкости при скорости буксировки 10 уз.

Для изучения условий работы движителей за корпусом судна выполнены расчеты поля скоростей номинального попутного потока в дисках гребных винтов ВРК.

Номинальный попутный поток может быть определен относительно ВРК в целом и относительно изолированного комплекса «винт-насадка». В первом случае попутный поток обусловлен только влиянием корпуса и ВЧ, во втором — также и влиянием обтекателей ВРК. Выбор подхода зависит от того, какие исходные данные о гидродинамических характеристиках движителей в свободной воде используются в расчетах ходкости.

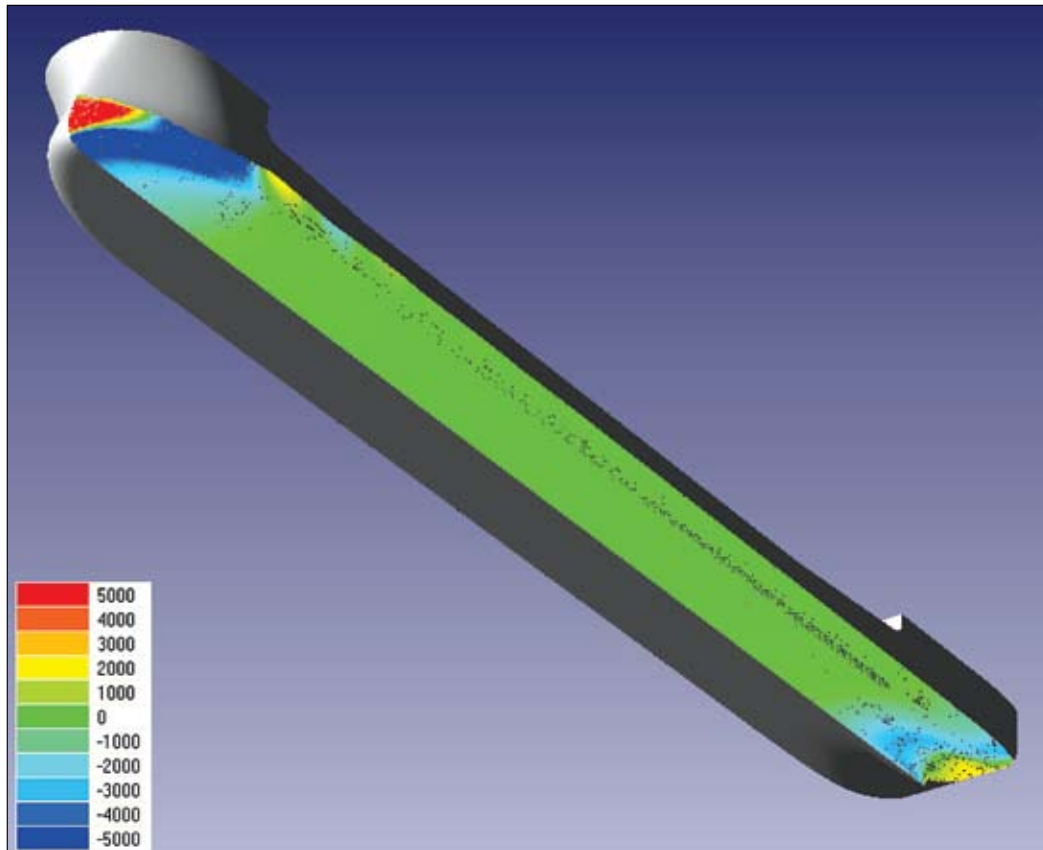


Fig. 6. Distribution of pressure without hydrostatic component (Pa). Fore view. 10 kn

Рис. 6. Распределение давления воды за вычетом гидростатики (шкала в Па). Вид на нос. 10 уз

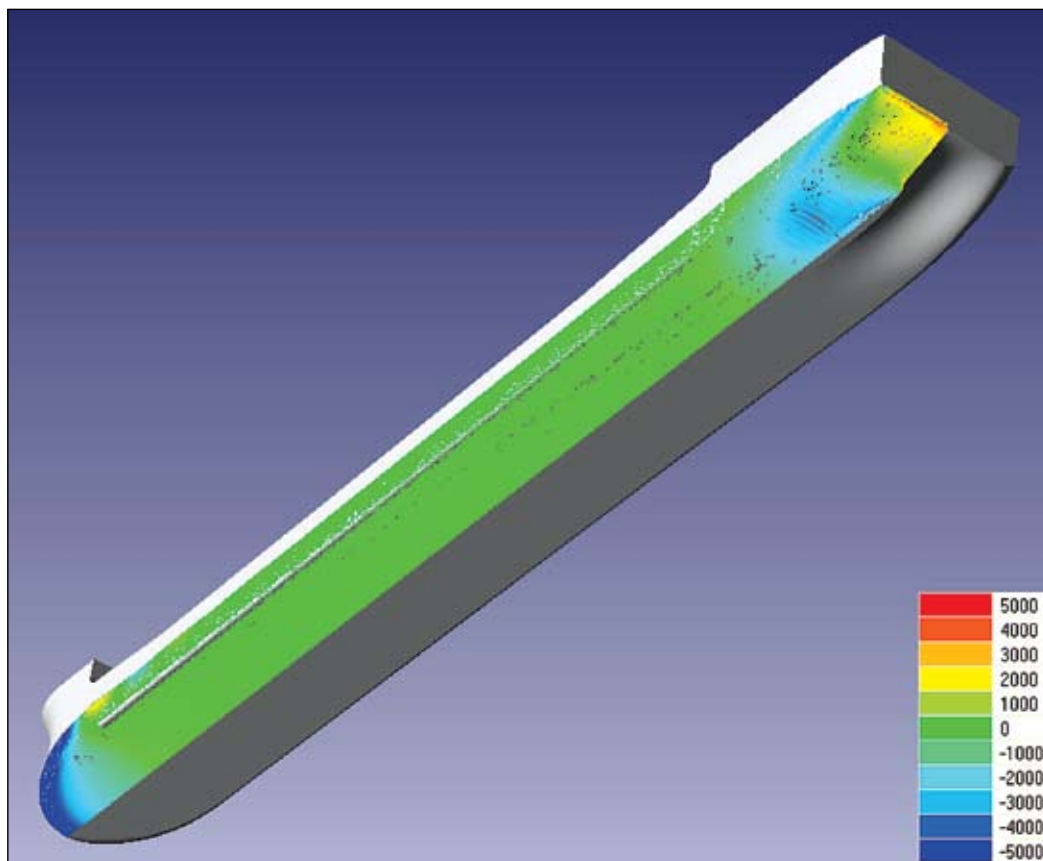


Fig. 7. Distribution of pressure without hydrostatic component (Pa). Aft view. 10 kn

Рис. 7. Распределение давления воды за вычетом гидростатики (шкала в Па). Вид на корму. 10 уз

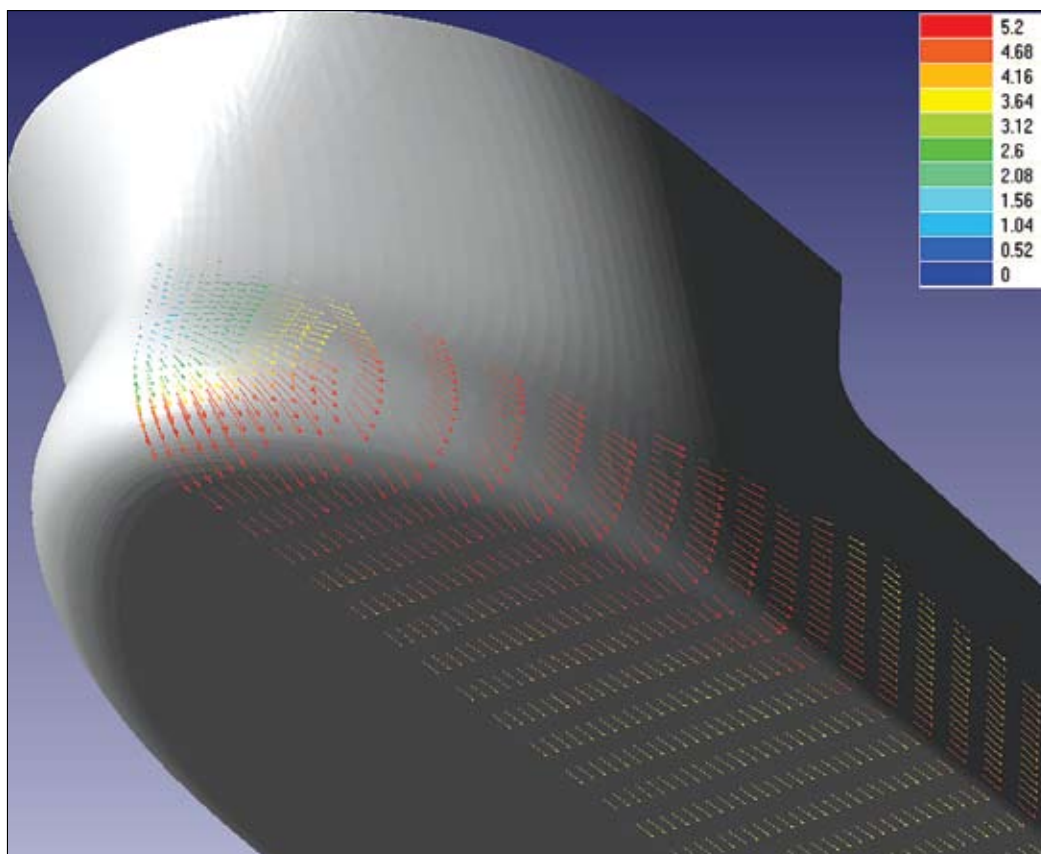


Fig. 8. Velocity vectors near hull surface (m/s). Fore view. 10 kn

Рис. 8. Векторы скорости у поверхности корпуса (шкала в м/с). Вид на нос. 10 уз

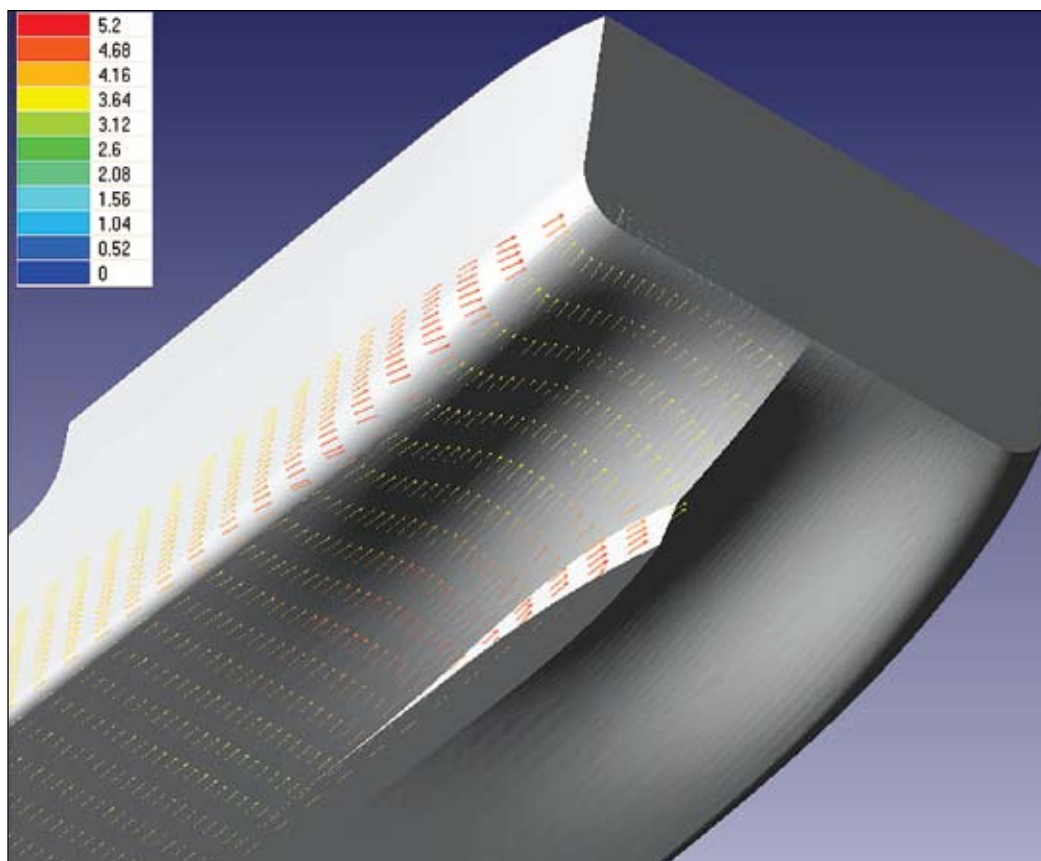


Fig. 9. Velocity vectors near hull surface (m/s). Aft view. 10 kn

Рис. 9. Векторы скорости у поверхности корпуса (шкала в м/с). Вид на корму. 10 уз

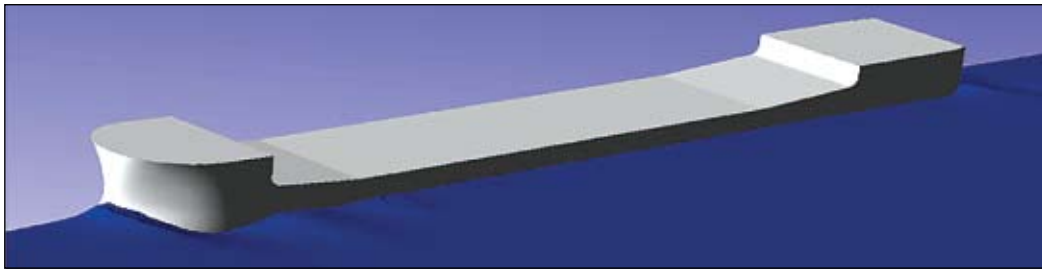


Fig. 10. Free liquid surface. Fore view. 10 kn

Рис. 10. Свободная поверхность. Вид на нос. 10 уз



Fig. 11. Waves generation during model towage

Рис. 11. Картина волнообразования во время буксировки модели

propellers fairings should be added. The selection of the approach depends on what initial data concerning free water hydrodynamic properties of propulsion devices are used in the running calculations.

Our running calculations were carried out using hydrodynamic characteristics of the Ka 4-70 screws in the 19A nozzles. Therefore the nominal wake flow measured about the “propeller–nozzle” unit is used. Rudder propellers fairings are considered as outside parts.

Distribution of the axis relative velocity V_A/V of the nominal wake flow and velocity vectors in the disk of the left propeller is shown in Fig. 12.

The value of the nominal wake flow average in disk area is $\psi = 0.168$. The fairings of the TRP are considered here which affects the “propeller–nozzle” complex.

Interaction between vessel’s hull and the propulsion device is characterized by the effective wake flow factor W_T , wake flow nonuniformity influence on the propulsion efficiency factor “ i ” and the thrust deduction factor t_p .

The effective wake flow factor is approximately defined based on the measurement of nominal velocities field for the wake flow in the propeller’s disk; $W_T \approx \psi = 0.168$.

Расчеты ходкости выполнены с применением гидродинамических характеристик серийных винтов Ka 4-70 в направляющих насадках 19А. Поэтому используется номинальный попутный поток, измеренный относительно комплекса «винт–насадка», с учетом обтекателей ВРК как выступающих частей.

Распределение осевой относительной скорости V_A/V номинального попутного потока и векторы скорости в диске левого винта представлены на рис. 12.

Среднее по площади диска значение коэффициента номинального попутного потока, который действует на комплекс «винт–насадка», с учетом обтекателей ВРК составляет $\psi = 0,168$.

Взаимодействие между корпусом судна и двигателем характеризуют коэффициент эффективного попутного потока W_T , коэффициент влияния неравномерности попутного потока на пропульсивный КПД i и коэффициент засасывания t_p .

Коэффициент эффективного попутного потока приближенно определен на основе замеров номинального поля скоростей попутного потока в диске движителя: $W_T \approx \psi = 0,168$.

Величина коэффициента влияния неравномерности попутного потока принята $i = 1,000$.

Наиболее сложно прогнозировать величину коэффициента засасывания t_p , поскольку она в общем случае может быть определена лишь из модельного

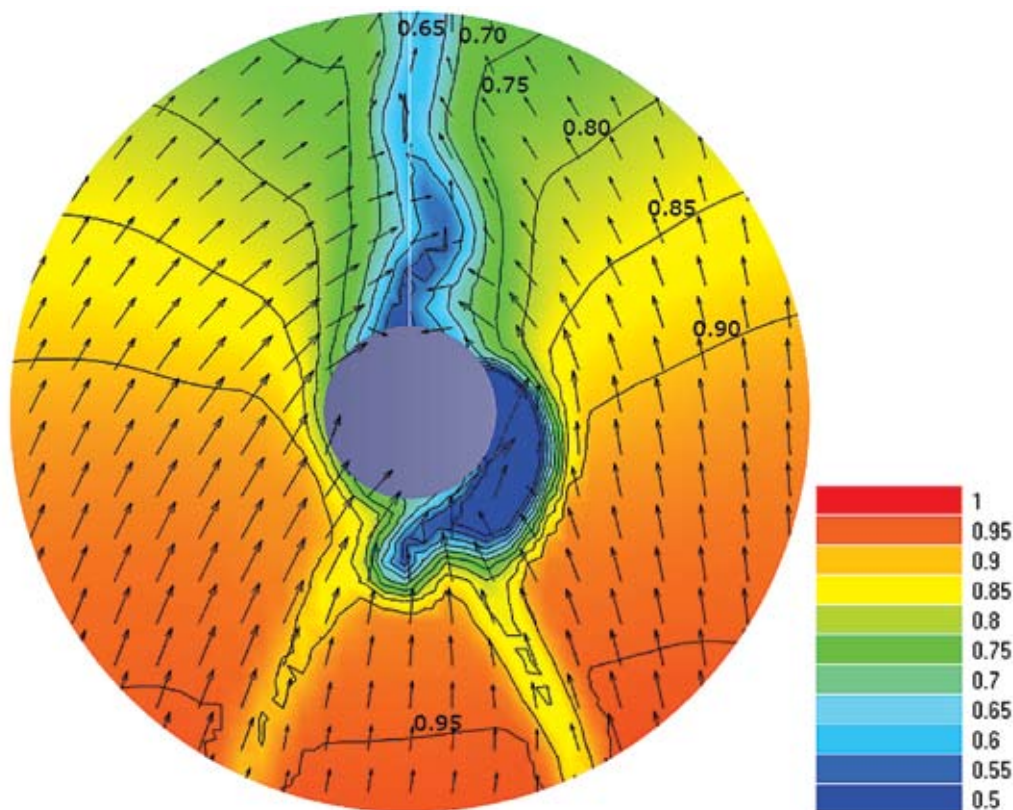


Fig. 12. Distribution of axis relative velocity V_A/V of nominal wake flow and velocity vectors in the disk of the left propeller

Рис. 12. Распределение осевой скорости V_A/V номинального попутного потока и векторы скорости в диске левого винта

The value of nonuniformity influence on the propulsion efficiency factor is accepted as $i = 1.000$.

It is highly difficult to predict the value of the t_p thrust deduction factor because in general it can be defined via a model or numerical test at which propulsion devices work behind vessel's hull is simulated. Relations between main hull's geometric characteristics and effective interaction coefficients also between the wake flow factor and thrust deduction factor are defined for several types of vessels based on the features of their propulsions. But for vessels with rudder propeller or with azimuthal propulsion in a whole such relations widely accepted for design are absent yet.

In this situation assessment of the thrust deduction factor t_p is done as follows. Empirical relation between the wake flow factor and the thrust deduction factor were represented by Alte and Bauer [14], in the form of $(1 - t_p) = (1 - W_T)^n$.

The n exponential may differ due to the type of a vessel and propulsion; the authors of this formula introduce $n = 0.4 \dots 0.8$ for traditional vessel types.

In our case the n value is defined considering the data of running assessment which was done by Schottel specialists for a similar vessel with the TRP (005RST01 project tanker). According to these data, $W_T = 0.20$, $t_p = 0.25$; so $n = 1.289$.

или численного эксперимента, в котором непосредственно моделируется работа движителей за корпусом судна. Для отдельных типов судов с учетом особенностей их пропульсивного комплекса построены эмпирические зависимости между основными геометрическими параметрами корпуса и коэффициентами эффективного взаимодействия, а также между коэффициентом попутного потока и засасывания. Однако для судов с ВРК и в целом с азимутальными движителями подобные зависимости, широко апробированные в проектной практике, пока не известны.

В этих условиях величина коэффициента засасывания t_p оценена следующим образом. Эмпирическая взаимосвязь между коэффициентами попутного потока и засасывания представлена Альте и Бауром [14] в виде $(1 - t_p) = (1 - W_T)^n$.

Показатель степени n может варьироваться в зависимости от типа судна и пропульсивного комплекса: авторами этой формулы для судов традиционного типа предложены пределы $n = 0,4 \dots 0,8$.

В нашем случае величина n определена с учетом данных оценки ходкости, выполненной специалистами компании «Schottel» для судна близкого типа с ВРК — танкера пр. 005RST01. Согласно этим данным, $W_T = 0,20$; $t_p = 0,25$. Отсюда $n = 1,289$.

The thrust deduction factor is defined as $t_p = 1 - (1 - W_T)^n = 1 - (1 - 0.168) \cdot 1.289 = 0.211$.

The results of calculation of “propeller in nozzle” optimal characteristics and vessel running characteristics using data of the systematic model tests of Ka 4-70 screws in the 19A nozzle is given in Table 3.

In this Table the values for several parameters are given for each velocity value, as follows: pitch ratio P/D_p , propellers revolution and required power per single primary engine NE. The engines provide reaching this velocity in still deep water at 15% sea reserve.

The results of calculation of the required power per single primary engine depending on the vessel motion velocity are given in Fig. 13. For convenience of the results assessment the power of some Wärtsilä marine diesels which may be used for power plant equipping is shown.

For results analysis it is useful to compare specific towing power (per volumetric displacement unit) and specific effective power (per vessel's velocity unit) with data of prototype vessels with similar correlations of the main dimensions and rudder propeller type.

The comparison of the specific effective power for the vessel considered in this article ($L/B = 8.47$, $B/T = 4.61$ and $C_b = 0.93$) and for the prototype vessel ($L/B = 8.38$, $B/T = 4.61$ and $C_b = 0.90$) is given in Fig. 14. The significant C_b influence on the intensity of wave resistance increase appears at the velocity of more than 10.5 kn.

The towing power results for a RSV with thick forms obtained at the KSRC via towing tests for a river-sea going tanker [9] conform to the CFD prediction and ensure that there are no significant separation effects on the hull.

The comparison of the experimental relations of the residual resistance factor to the Froude number F_n for normal ($C_b = 0.90$) and thick ($C_b = 0.93$) forms also showed that for cargo loading C_R values are very close for both vessels.

Коэффициент засасывания определяется как $t_p = 1 - (1 - W_T)^n = 1 - (1 - 0.168) \cdot 1.289 = 0.211$.

Результаты расчетов оптимальных характеристик винта в насадке и ходовых качеств судна с использованием данных систематических модельных испытаний серии Ка 4-70 в насадке № 19А приведены в табл. 3.

В таблице для каждого значения скорости хода дано шаговое отношение гребных винтов P/D_p , число их оборотов и потребная мощность в расчете на один главный двигатель NE, которые обеспечивают достижение этой скорости в условиях тихой и глубокой воды при 15%-м морском запасе.

На рис. 13 представлены результаты расчета потребной мощности для одного главного двигателя в зависимости от скорости хода судна. Для удобства оценки результатов также показана мощность некоторых моделей судовых дизельных двигателей компании «Wärtsilä», которые могут быть использованы для комплектации энергетической установки.

Для оценки полученных результатов полезно сопоставить удельную буксировочную мощность (на 1 м³ объемного водоизмещения) и удельную эффективную мощность с данными прототипов с примерно такими же соотношениями главных размерений и типом ВРК.

На рис. 14 дано сравнение удельной эффективной мощности от скорости для судна, рассмотренного в статье ($L/B = 8.47$; $B/T = 4.61$ и $C_b = 0.93$) с судном-прототипом ($L/B = 8.38$; $B/T = 4.61$ и $C_b = 0.90$). При скоростях выше 10,5 уз наблюдается значительное влияние коэффициента общей полноты обводов на интенсивность увеличения волнового сопротивления.

Полученные в ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова по результатам буксировочных испытаний [8] величины буксировочной мощности танкера смешанного река-море плавания с большой полнотой весьма удовлетворительно согласуются с прогнозом по CFD методу и свидетельствуют об отсутствии на корпусе судна значительных отрывных явлений.

Сравнение экспериментальных зависимостей коэффициента остаточного сопротивления от числа Фруда моделей с нормальной (0,90) и большой

Table 3. Calculation of optimal propeller and running characteristics

Таблица 3. Расчет оптимального винта и ходовых качеств

$W_T = 0.168, t_p = 0.211, I = 1.000, \eta_S = 0.95$											
$V_S, \text{kn. / уз}$	$R_T, \text{kN / кН}$	$T_P, \text{kN / кН}$	K_{DT}	$n, \text{min}^{-1} / \text{мин}^{-1}$	P/D_P	J	K_T	$K_Q \cdot 10$	η_0	η_P	$N_E, \text{kWt / кВт}$
8.0	70.4	44.6	0.974	187.2	1.2167	0.5780	0.3520	0.5578	0.5806	0.5231	326.2
8.5	80.2	50.8	0.970	199.6	1.2159	0.5760	0.3527	0.5577	0.5798	0.5224	395.3
9.0	91.3	57.8	0.963	212.5	1.2145	0.5728	0.3538	0.5575	0.5785	0.5212	477.1
9.5	104.2	66.0	0.951	226.5	1.2122	0.5673	0.3556	0.5572	0.5763	0.5192	577.2
10.0	120.0	76.1	0.933	242.1	1.2085	0.5586	0.3585	0.5567	0.5725	0.5158	704.7
10.5	141.0	89.4	0.904	260.8	1.2027	0.5445	0.3631	0.5557	0.5663	0.5102	878.9
11.0	169.7	107.5	0.863	283.5	1.1944	0.5247	0.3695	0.5541	0.5569	0.5017	1126.5
11.5	206.5	130.9	0.818	309.8	1.1850	0.5020	0.3767	0.5520	0.5453	0.4912	1463.7
12.0	252.5	160.0	0.772	339.2	1.1753	0.4784	0.3840	0.5494	0.5321	0.4794	1913.4
12.5	312.7	198.1	0.723	373.7	1.1647	0.4524	0.3920	0.5464	0.5165	0.4654	2542.9
13.0	386.1	244.7	0.676	411.3	1.1548	0.4274	0.3995	0.5431	0.5004	0.4508	3371.2

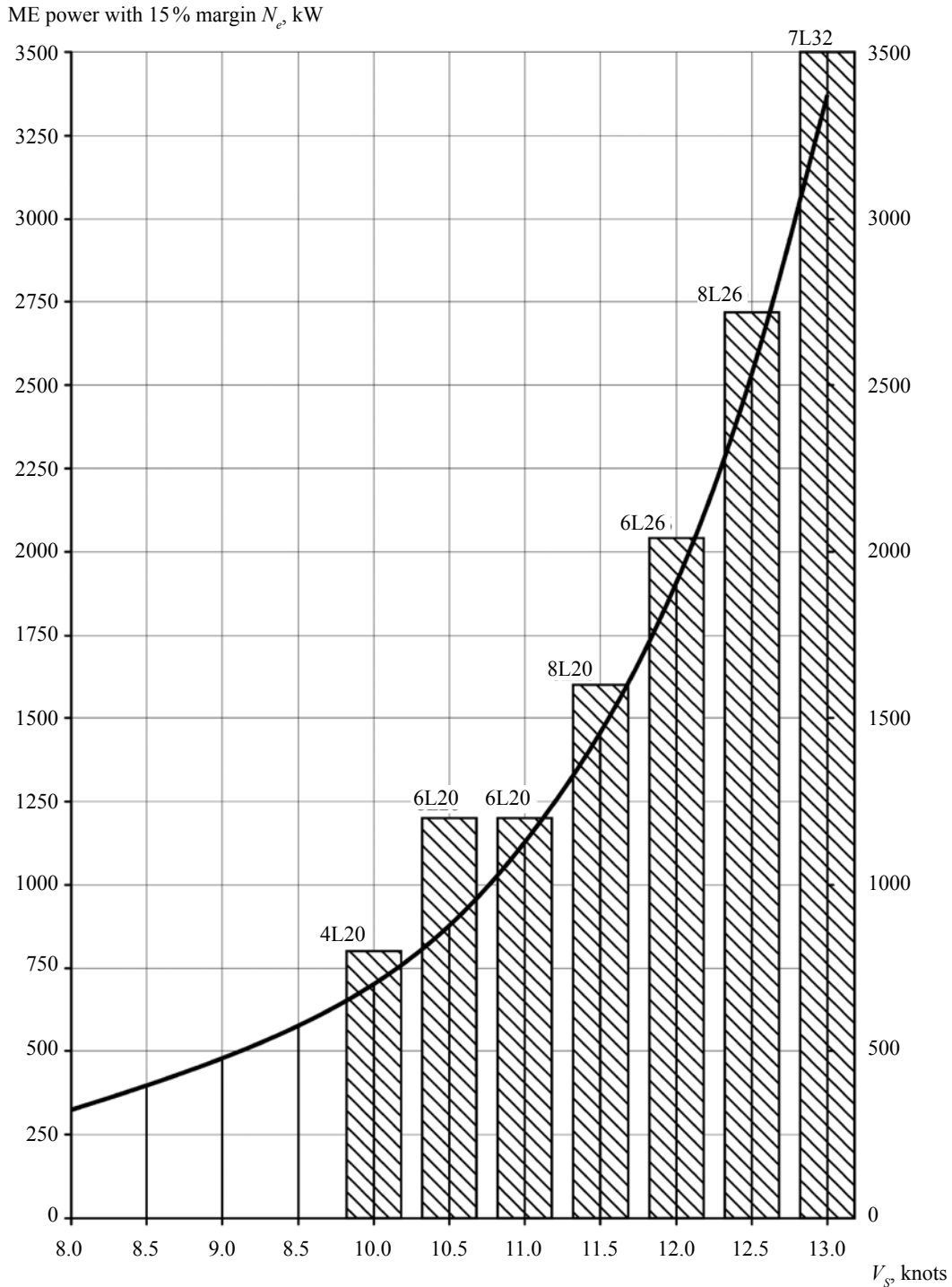


Fig. 13. Required primary engine power relatively to velocity

Рис. 13. Потребная мощность главного двигателя в зависимости от скорости

▨ — Wartsila Engine / двигатели Wärtsilä; — — Nedeed ME Power / потребная мощность ГД
 ME power with 15% margin N_e , kW — мощность ГД с учетом 15% запаса N_e , кВт

In accordance with pool tests the value of the towing power of a loaded vessel differs by ~4% from the vessel with $C_b = 0.90$. At the ballast the P_E thrust power value for a “thick” tanker is higher than for the vessel with normal thickness and at the velocity of 10.5 kn the difference is ~80 kWt (about 13%).

полнотой (0,93) обводов также показало, что при посадке в грузу величины C_R для обоих судов достаточно близки.

По данным бассейновых испытаний, в грузу величина буксировочной мощности «полного» судна отличается на ~4 % от судна с коэффициентом полноты около 0,90. В балласте буксировочная

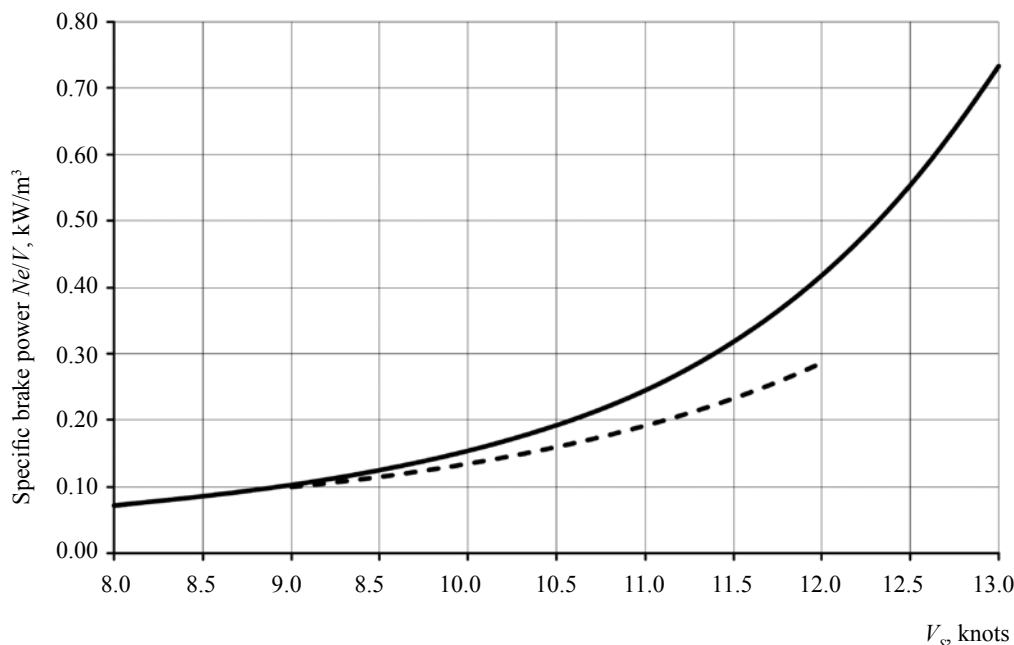


Fig. 14. Specific effective power in relation to velocity for vessels with different “thickness”

Рис. 14. Зависимость удельной эффективной мощности от скорости для судов с различной полнотой обводов:

— $L/B = 8,38$, $B/T = 4,61$, $C_b = 0,88$; — — — $L/B = 8,47$, $B/T = 4,61$, $C_b = 0,93$

ME power with 15% margin N_e , kW — мощность ГД с учетом 15% запаса N_e , кВт

Specific brake power Ne/V , kW/m³ — удельная эффективная мощность Ne/V , кВт/м³

CONCLUSION. 1. The effect of the block coefficient (for the range of 0.88...0.93) is insignificant for the velocities of 10 kn typical for RSVs.

This conclusion is very important; it means that the block coefficient for a RSV may be increased up to 0.93.

2. The obtained theoretical results let the Marine Engineering Bureau design a new project of the “thick” river–sea going tanker (RST27); the tanker deadweight is of 5520 t for the river draught of 3.60 m. One may compare it to the RST22 tanker which has the river deadweight about 4700 t while the classes of both tankers are equal.

The unique vessel characteristics caused high interest of the leading Russian ship owners. 32 tankers of the RST27 project were ordered during 2011-2012 only; 14 tankers were built in 2012.

мощность P_E танкера с большой полнотой обводов выше, чем у танкера с нормальной полнотой, и при проектной скорости $V_s = 10,5$ уз разница составляет ~80 кВт (около 13%).

ВЫВОДЫ. 1. На типичных для судна смешанного река–море плавания скоростях 10 уз влияние коэффициента полноты (для диапазона 0,88...0,93) незначительно. Этот вывод принципиален и означает, что можно увеличивать коэффициент общей полноты для судов смешанного река–море плавания до 0,93.

2. Полученные теоретические результаты позволили Морскому Инженерному Бюро создать новый проект «полного» танкера смешанного река–море плавания (пр. RST27), который имеет дедвейт при речной осадке 3,60 м около 5520 т (для сравнения: при одинаковом классе пр. RST22 имеет дедвейт в реке около 4700 т).

Уникальные характеристики судна вызвали активный интерес у ведущих российских судовладельцев (только за 2011–2012 годы заказано 32 танкера пр. RST27, причем в 2012 году было уже построено 14).

Список литературы

- [1] Алексеева, Н. В. Экспериментальное исследование ходовых качеств судов с большой полнотой обводов [Текст] / Н. В. Алексеева, В. М. Штумпф // Труды ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. — Л. : ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 1975. — Вып. 285.
- [2] Богданов, Б. В. Морские и рейдовые баржи [Текст] / Б. В. Богданов. — Л. : Судостроение, 1963. — 295 с.
- [3] Валько, Н. Г. Проектирование многоцелевого сухогрузного судна смешанного плавания [Текст] / Н. Г. Валько. — О. : ОИИМФ, 1993. — 70 с.

- [4] **Егоров, Г.В.** Выбор главных элементов сухогрузных и нефтеналивных судов смешанного река–море плавания [Текст] / Г.В. Егоров // Судостроение. — 2004. — № 6. — С. 10–16.
- [5] **Егоров, Г.В.** Проектирование судов ограниченных районов плавания на основании теории риска [Текст] / Г.В. Егоров. — СПб. : Судостроение, 2007. — 384 с.
- [6] **Егоров, Г.В.** Опыт использования CFD-моделирования при проектировании пропульсивного комплекса судна [Текст] / Г.В. Егоров, Б.Н. Станков, А.В. Печенюк / 36. науч. праць НУК. — Миколаїв : НУК, 2007. — № 2. — С. 3–11.
- [7] **Егоров, Г.В.** Применение методов вычислительной гидромеханики при проектировании корпуса контейнеровоза [Текст] / Г.В. Егоров, А.В. Печенюк // Проблемы техники. — 2008. — № 3. — С. 3–15.
- [8] Исследование ходовых и мореходных качеств танкеров смешанного река-море плавания нового поколения [Текст] : научно-технический отчет. — СПб. : ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2010. — № 45583. — 128 с.
- [9] **Кацман, Ф.М.** Пропульсивные качества морских судов [Текст] / Ф.М. Кацман, А.Ф. Пустошный, В.М. Штумпф. — Л. : Судостроение, 1972. — 512 с.
- [10] Проработка вариантов пропульсивного комплекса судна смешанного плавания класса «Волго-Дон макс» [Текст] / Г.В. Егоров, И.А. Ильницкий, Б.Н. Станков, А.А. Печенюк / Морской вестник. — 2011. — №2 (38). — С. 101–106.
- [11] Проведение исследований и разработка технических материалов, обеспечивающих возможность повышения ходовых качества большегрузных судов внутреннего и смешанного плавания (река–море) [Текст] : технический отчет. — ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. — Л., 1974. — № 16562. — 235 с.
- [12] **Сахновский, Б.М.** Разработка методологии обоснования проектных характеристик судов смешанного и внутреннего плавания с учетом доминирующих факторов эксплуатации [Текст] / Б.М. Сахновский : автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.08.03. — СПб. : СПбГМТУ. — 2006. — 38 с.
- [13] **Турбал, В.К.** Проектирование обводов и движителей морских транспортных судов [Текст] / В.К. Турбал, В.С. Шпаков, В.М. Штумпф. — Л. : Судостроение, 1983. — 304 с.
- [14] **Alte, R.** Propulsion. Handbuch der Werften [Text] / R. Alte, M. V. Baur // Hansa. — Vol. XVIII. — 1986. — P. 132.
- [15] **Oosterveld, M. W. C.** Wake Adapted Ducted Propellers [Text] / M. W. C. Oosterveld // NSMB Wageningen Publication. — 1970. — № 345.

© Г.В. Егоров, И.А. Ильницкий

КНИЖНАЯ ПОЛКА



“ Эта книга посвящена самой знаменитой серии судов в истории человечества.

Пароходы проекта ЕС-2, рожденные войной и строившиеся, как считалось, на один рейс, шагнули далеко за пределы предначертанной им судьбы. Получившие сначала обидное прозвище «гадкие утята», они вошли в мировую историю с громким и значимым именем «Либерти».

Несложные в устройстве и технологичные в производстве, дешевые и неприхотливые в эксплуатации, «Либерти» стали эталоном среднетоннажного торгового судна.

Несмотря на прогнозы скептиков, они еще долго бороздили воды Мирового океана после завершения Второй мировой войны, и даже сегодня, превращенные в плавучие музеи, изредка выходят на морские пути.

Организация постройки и технологии, использованные в производстве пароходов проекта ЕС-2, во многом предопределили развитие судостроительной науки XX века.

Теперь оценку этому труду должны дать читатели: корабельщики и проектанты, моряки и просто люди, для которых безразличны прошлое и будущее флота — ведь история «Либерти» продолжается и, быть может, в нее получится вписать новые страницы.

Геннадий ЕГОРОВ ”