

DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-519-529

HYDRODYNAMIC PROPERTIES OF PROPELLERS WITH LARGE BLADE-AREA RATIO AND TRUNCATED BLADE IN FREE WATER

A. K. Afanasyev¹, E. K. Revenko², K. M. Ushakov^{1,2}

¹ — Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

² — Forss Tekhnologii, Ltd., St. Petersburg, Russian Federation

In the literature exist data about the hydrodynamic characteristics of propulsion systems, which include a duct and a fixed-pitch propeller with a truncated blade shape (Kaplan propeller), which has a relatively small blade-area ratio of 0.55. Usual such propellers has a very high loading coefficient, which entails the need to increase propellers blade-area ratio in order to prevent the occurrence of developed cavitation. The article presents the results of the first stage of research, which included testing a series of four-blade truncated propellers with a blade-area ratio 1.0 in free water. The tests were carried out in the towing tank of Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping on experimental installation, which include a special hydrodynamic stand. A series of tested propellers were 3D printed from PET-G plastic. A preliminary assessment showed that the chosen diameter of the models will ensure the achievement of supercritical Reynolds numbers at a rotation frequency of about 20 s^{-1} . However, during the tests, it was found that the rotational speed must be increased to 30 s^{-1} , which, in turn, led to a reduction in the test program due to the regime limitations of the experimental equipment. Nevertheless, the analysis of the test results made it possible to build a “hull” and “machinery” diagrams according to the Pappel form. An assessment of the strength of the models was carried out, which showed that the stresses arising in the root of the blade are significantly less than the allowable ones. The obtained results expand the design possibilities of Kaplan propellers with water-jet propulsion units, as well as a part of the “propeller-nozzle” propulsion complex.

Keywords: ship propeller, Kaplan propeller, serial diagram, ship propulsor.

For citation:

Afanasyev, Andrei K., Ekaterina K. Revenko, and Konstantin M. Ushakov. “Hydrodynamic properties of propellers with large blade-area ratio and truncated blade in free water.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.4 (2024): 519–529. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-519-529.

УДК 629.5.035.5:532.582.5

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШИРОКОЛОПАСТНЫХ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ С УСЕЧЕННОЙ ФОРМОЙ ЛОПАСТИ В СВОБОДНОЙ ВОДЕ

А. К. Афанасьев¹, Е. С. Ревенко², К. М. Ушаков^{1,2}

¹ — ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

² — ООО «Форс технологии», Санкт-Петербург, Российская Федерация

В работе выполнено исследование широколопастных гребных винтов с усеченной формой лопасти на основе имеющихся в литературе данных о гидродинамических характеристиках движительных комплексов направляющая насадка – гребной винт фиксированного шага с усеченной формой лопасти (винт Каплана), имеющих сравнительно небольшое дисковое отношение 0,55. Как правило, такие движители являются тяжелонагруженными, что обуславливает необходимость увеличения дискового отношения винтов с целью предупреждения возникновения развитой кавитации. Представлены результаты первого этапа исследований, включающего испытания серии четырехлопастных гребных винтов с усеченной формой лопасти, имеющих дисковое отношение 1,0 в свободной воде. Испытания были проведены в опытовом бассейне ФГБОУ ВО ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова с использованием экспериментальной установки, включающей специальный гидродинамический стенд. Серия моделей испытанных гребных винтов

была изготовлена методом 3D-печати из пластика PET-G. Предварительная оценка показала, что выбранный диаметр моделей позволит обеспечить достижение закритических чисел Рейнольдса при частоте вращения около 20 с^{-1} . Однако в ходе испытаний было установлено, что частоту вращения необходимо повысить до 30 с^{-1} , что, в свою очередь, привело к сокращению программы испытаний вследствие режимных ограничений экспериментальной установки. Тем не менее анализ результатов испытаний позволил построить корпусную и машинную диаграммы по форме, предложенной Э. Э. Папмелем. Выполнена оценка прочности моделей, показавшая, что напряжения, возникающие в корне лопасти, существенно меньше допускаемых. Полученные результаты увеличивают возможности проектирования гребных винтов формы Каплана в качестве рабочих колес водометных движителей, а также в составе движительного комплекса «гребной винт-насадка».

Ключевые слова: гребной винт, винт Каплана, диаграммы серийных испытаний, судовой движитель.

Для цитирования:

Афанасьев А. К. Гидродинамические характеристики широколопастных гребных винтов с усеченной формой лопасти в свободной воде / А. К. Афанасьев, Е. С. Ревенко, К. М. Ушаков // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 4. — С. 519–529. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-519-529.

Введение (Introduction)

Работа тяжелонагруженных гребных винтов (ГВ) может сопровождаться возникновением кавитации, которая часто приводит к повышенной шумности, ухудшению гидродинамических характеристик движителя, а также разрушению поверхности лопастей. Одним из основных способов, направленных на предотвращение возникновения кавитации, является увеличение дискового отношения ГВ. При больших коэффициентах нагрузки в качестве движителя целесообразно использовать ГВ с направляющей насадкой [1]. Специально для работы в составе таких движительных комплексов предлагается использовать гребные винты с усеченной формой лопастей (винты Каплана) [2]. К сожалению, в настоящее время в открытом доступе опубликованы только кривые действия винтов Каплана с дисковым отношением 0,55 в направляющих насадках, что ограничивает возможности проектирования таких винтов для использования в составе тяжелонагруженных движителей.

В статье представлено исследование гидродинамических характеристик серии моделей широколопастных ГВ с усеченной формой лопасти в свободной воде. При проектировании данной серии гребных винтов Каплана был выбран утолщенный профиль лопасти с целью увеличения прочности моделей для успешного проведения экспериментального исследования. Цель исследования заключалась в построении серийных диаграмм, позволяющих выполнять проекторочные и поверочные расчеты гребных винтов Каплана, имеющих дисковое отношение 1,0. Здесь дисковое отношение определяется как A_E/A_O , где A_E — площадь спрямленной поверхности всех лопастей; A_O — площадь диска (гидравлического сечения) гребного винта. Выбор дискового отношения, равного 1,0, связан с тем, что винты с большим дисковым отношением в судостроении, как правило, не используются [1], [3].

В настоящее время прогнозируется широкое применение гребных винтов, созданных из композитных материалов, так как это позволяет существенно снизить их виброактивность и шумность [4]. В связи с этим представляется целесообразным отработать технологию изготовления моделей гребных винтов с использованием аддитивных технологий.

Получение экспериментальных данных о гидродинамике винтов формы Каплана с большим дисковым отношением позволит увеличить возможности использования таких винтов в составе комплекса «гребной винт – насадка», а также в качестве рабочих колес водометных движителей.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Исследование гидродинамических характеристик ГВ можно выполнять с использованием следующих способов:

1. *Определение свойств ГВ с использованием вихревой теории.* При расчете по вихревой теории гребной винт заменяется системой присоединенных и свободных вихрей, интенсивность которых определяется из условий непротекания поверхности лопастей [5].

2. Моделирование обтекания ГВ путем решения уравнений Навье – Стокса, осредненных по Рейнольдсу. Этот подход может быть реализован с использованием коммерческих (ANSYS, Star-CCM+) либо свободно распространяемых (OpenFOAM, Code-Saturne) программных продуктов. Пример такого исследования приведен в работе [6].

3. Экспериментальное исследование характеристик ГВ, которое может быть выполнено с использованием специального оборудования в опытовом бассейне, а также кавитационной [7] либо аэродинамической трубы.

В рамках данной работы был использован экспериментальный метод: проведение испытаний физических моделей винтов в опытовом бассейне ФГБОУ ВО ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова.

В рамках исследования была создана серия четырехлопастных ГВ с усеченной формой лопасти (винты Каплана) правого вращения с характеристиками, приведенными в табл. 1. Диаметр винтов серии был принят исходя из размеров насадки, предполагавшейся к использованию. Геометрические характеристики проектируемых ГВ с усеченной формой лопасти, которые были определены в соответствии с рекомендациями [2], приведены в табл. 1 и на рис. 1.

Таблица 1

Характеристики серии гребных винтов с усеченной формой лопасти

Характеристика	Гребной винт		
	№ 1	№ 2	№ 3
Диаметр, м	0,128	0,128	0,128
Дисковое отношение	1,000	1,000	1,000
Число лопастей	4	4	4
Откидка лопасти, °	0	0	0
Шаговое отношение	0,6	1,0	1,4
Толщина конца лопасти e_R , мм	1,28	1,28	1,28

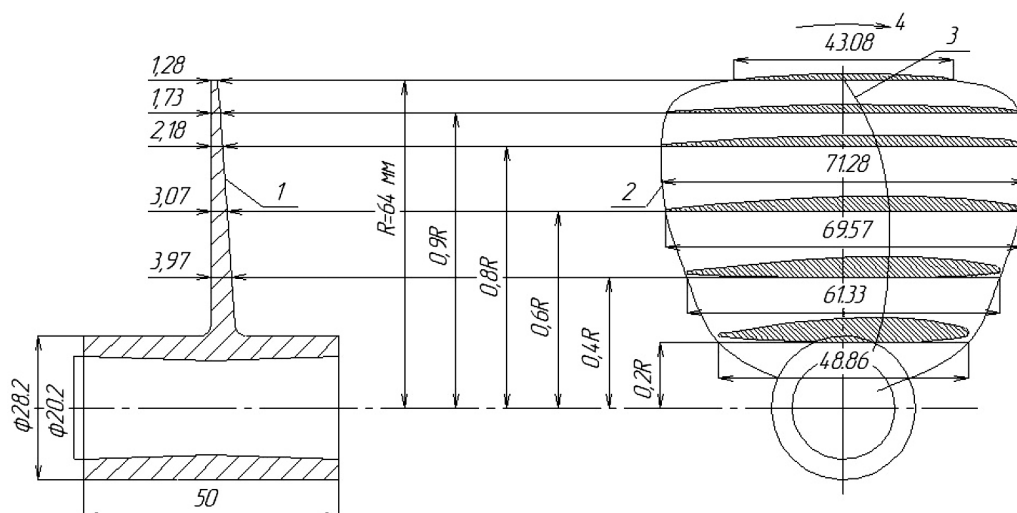


Рис. 1. Геометрические характеристики модели гребного винта

Для изготовления моделей ГВ была использована технология 3D-печати. В качестве материала для изготовления моделей был выбран пластик PET-G, который имеет низкое влагопоглощение и позволяет обеспечить высокую точность печати, поскольку у него практически отсутствует усадка. PET-G имеет высокую прочность и упругость.

Фотографии моделей серии широколопастных винтов с усеченной формой лопасти представлены на рис. 2. До начала испытаний модели винтов были отшлифованы и окрашены, после чего окончательно отполированы. Шероховатость поверхности лопастей моделей гребных винтов была измерена с использованием профилометра Marsurf PS1 на базовой длине 0,8 мм при длине оценки, равной 4 мм. Анализ результатов данных измерений позволил установить, что среднее значение шероховатости (по всем винтам) $R_a = 1,264$ мкм. Как известно, существенное влияние шероховатости поверхности моделей гребных винтов на КПД наблюдается при достижении значения шероховатости поверхности 3,000 мкм и более [8], [9].

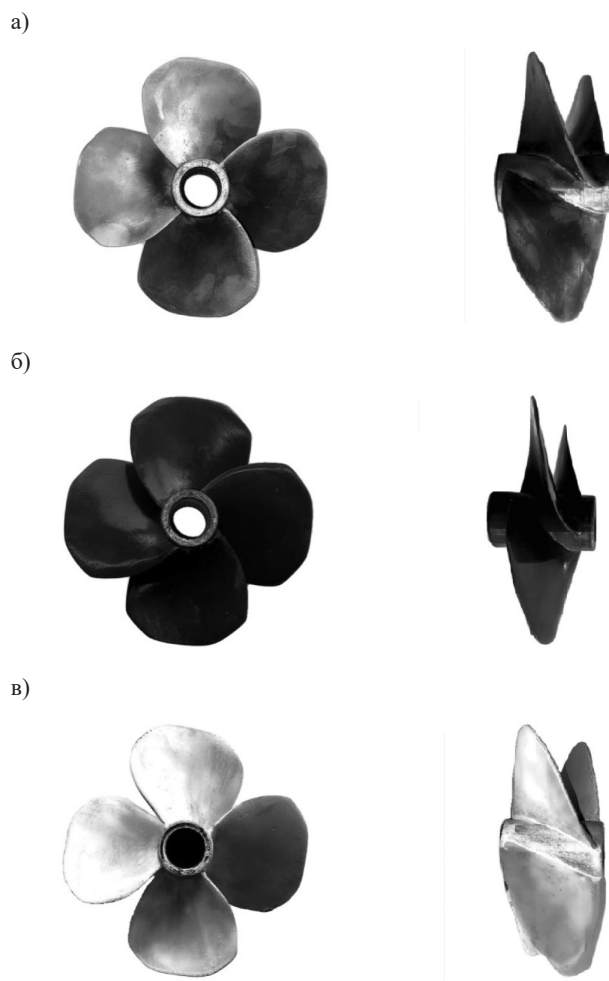
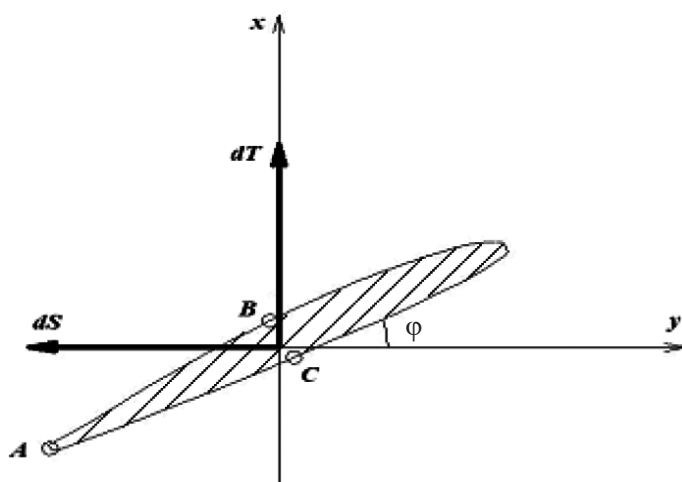


Рис. 2. Гребные винты с усеченной формой лопасти (вид спереди и сбоку):
а — ГВ № 1, шаговое отношение $P_p / D = 0,6$; б — ГВ № 2, шаговое отношение $P_p / D = 1,0$;
в — ГВ № 3, шаговое отношение $P_p / D = 1,4$

Известно, что механические характеристики изделий, изготовленных при помощи аддитивных технологий, зависят не только от свойств материала, но и от того, как была сформирована их внутренняя структура (форма ячеек и коэффициент заполнения). Поэтому традиционные способы оценки прочности гребных винтов не вполне применимы к моделям, используемым в работе. В то же время такая оценка даже с учетом сделанного замечания представляет определенный интерес.

При расчете прочности лопасть гребного винта в первом приближении рассматривается как жестко заделанный в корневом сечении стержень с переменной площадью поперечных сечений, подверженный косому изгибу от действия внешних сил [10]. К внешним силам относят гидродинамические силы, создающие крутящий момент Q и упор T , а также возникающие при вращении винта радиально направленные центробежные силы инерции $F_{ц}$ (рис. 3).

а)



б)

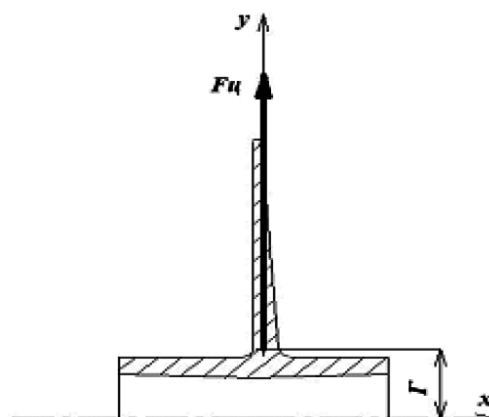


Рис. 3. Схема нагружения для расчета прочности лопастей гребного винта:

a — сечение лопасти; *б* — продольное сечение гребного винта

Условные обозначения

dT — элементарный упор; dS — элементарная тангенциальная сила; $F_{ц}$ — центробежная сила;
 φ — шаговый угол; x, y — координатные оси; r — радиус расчетного сечения; A, B, C — расчетные точки

При проверке рассчитанные наибольшие напряжения не должны превышать значение допускаемого напряжения, равного отношению предела текучести σ_s к коэффициенту запаса n_s , рекомендуемые значения которого составляют 3,5–4:

$$\sigma_{\max} \leq \frac{\sigma_s}{n_s}.$$

Результаты расчетной оценки прочности моделей гребных винтов [11] приведены в табл. 2. С учетом того, что предел текучести материала PET-G составляет ориентировочно 30 МПа, можно рассчитывать на то, что изготовленные гребные винты обладают достаточно хорошими прочностными характеристиками для использования в модельном эксперименте.

Таблица 2

Оценка прочности пластиковых гребных винтов

Номер винта	Точки в расчетном сечении	Моменты сопротивления в точке расчетного сечения 10^{-7} м^3	Напряжение максимальное, МПа
1	<i>A</i>	12,8	0,57
	<i>B</i> (сжатие)	8,7	0,84
	<i>C</i> (растяжение)	8,1	0,97
2	<i>A</i>	12,8	2,48
	<i>B</i> (сжатие)	8,7	1,87
	<i>C</i> (растяжение)	8,1	1,27
3	<i>A</i>	1,28	3,34
	<i>B</i> (сжатие)	8,71	2,30
	<i>C</i> (растяжение)	8,13	1,57

В состав экспериментальной установки входит специальный гидродинамический стенд (мотогондола) [10], закрепляемый к буксировочной тележке опытового бассейна так, чтобы на вращающуюся модель винта набегал невозмущенный поток. Максимально допустимая скорость буксировочной тележки с закрепленной мотогондолой составляет 3 м/с, максимальная частота вращения модели гребного винта — 35 с^{-1} , максимально допустимый упор гребного винта — 250 Н, максимально допустимый момент на гребном валу — 6 Н·м. В ходе испытаний измеряются момент Q и упор T модели винта, частота вращения модели n и скорость буксировочной тележки v_a .

Под гидродинамическими характеристиками гребных винтов понимают зависимости коэффициента упора $K_T = T / (\rho \cdot n^2 \cdot D^4)$, коэффициента момента $K_Q = Q / (\rho \cdot n^2 \cdot D^5)$ и коэффициента полезного действия $\eta = K_T \cdot J / (2 \cdot \pi \cdot K_Q)$ от относительной поступи $J = v_a / (n \cdot D)$.

В основу методики проведения испытаний серий моделей гребных винтов и последующего пересчета их на натуру заложены выводы теории подобия гидродинамических процессов [11], которые заключаются в том, что равенство безразмерных коэффициентов сил и моментов модели и натуре должно быть основано на равенстве критериев подобия, к которым относят следующие величины:

- число Фруда — $Fr = \pi n \sqrt{D / g}$;
- число Рейнольдса — $Re = 5nD^2 A_E / (v A_0 z)$;
- число кавитации σ_0 ;
- число Струхала, совпадающее для гребных винтов с относительной поступью J .

Здесь n — частота вращения гребного винта, c^{-1} ;

v_a — скорость натекания потока на винт, m/c ;

$g = 9,81$ — ускорение свободного падения, m/c^2 ;

D — диаметр винта, m ;

ν — кинематическая вязкость жидкости, m^2/c ;

A_E — площадь спрямленной площади лопастей гребного винта, m^2 ;

$A_0 = \pi D^2 / 4$ — площадь диска гребного винта, m^2 ;

z — число лопастей винта.

Критерий подобия Фруда должен учитываться в том случае, когда винт неполностью или недостаточно погружается в воду, так как в этом случае имеет место значительное влияние свободной поверхности на условия его обтекания. В данном случае погружение оси всех моделей составило 0,55 м, что заведомо достаточно для исключения влияния эффектов, возникающих на свободной поверхности, на результаты опытов.

Подобие по числу Рейнольдса между натурой и моделью, как правило, недостижимо, поскольку при уменьшении диаметра ГВ, например, в два раза необходимо четырехкратное увеличение частоты вращения. В связи с этим во время испытаний моделей гребных винтов ведется наблюдение за тем, чтобы число Рейнольдса модели превышало критическое значение $Re_{кр} = (3-5) \cdot 10^5$ [11].

При проведении испытаний в опытовых бассейнах возможность влияния на число кавитации σ_0 практически отсутствует, а получаемые результаты соответствуют бескавитационному режиму работы винта [11].

Возможны два способа организации проведения испытаний:

- варьирование скорости при постоянной частоте вращения;
- изменение частоты вращения при постоянной скорости.

В данной работе был использован первый вариант, поскольку в этом случае расчетное число Рейнольдса (Re) остается неизменным. В табл. 3 представлены результаты расчета чисел Рейнольдса (Re) и относительных поступей J при различных режимах испытаний.

Таблица 3

Числа Рейнольдса и относительных поступей при испытаниях

Частота вращения n, c^{-1}	Число Рейнольдса (Re)	Относительная поступь J при скорости движения модели винта v_a						
		0,0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
15	$2,66 \cdot 10^5$	0,000	0,260	0,521	0,781	1,042	1,302	1,563
20	$3,54 \cdot 10^5$	0,000	0,195	0,391	0,586	0,781	0,977	1,172
30	$5,31 \cdot 10^5$	0,000	0,130	0,260	0,391	0,521	0,651	0,781

Как следует из табл. 3, при частоте вращения $20 c^{-1}$ число Рейнольдса превышает критическое значение $3,0 \cdot 10^5$, что с учетом максимально возможной скорости движения буксировочной

тележки, равной 3 м/с, позволяет практически полностью охватить интересующий диапазон от-носительных поступей $J = 0-1,2$.

Результаты (Results)

На рис. 4 приведены кривые действия гребных винтов, полученные в результате измерений. При этом точками отмечены экспериментальные данные, а кривыми — аппроксимации. Для удобства анализа по оси ординат приведены коэффициенты момента, увеличенные в 10 раз.

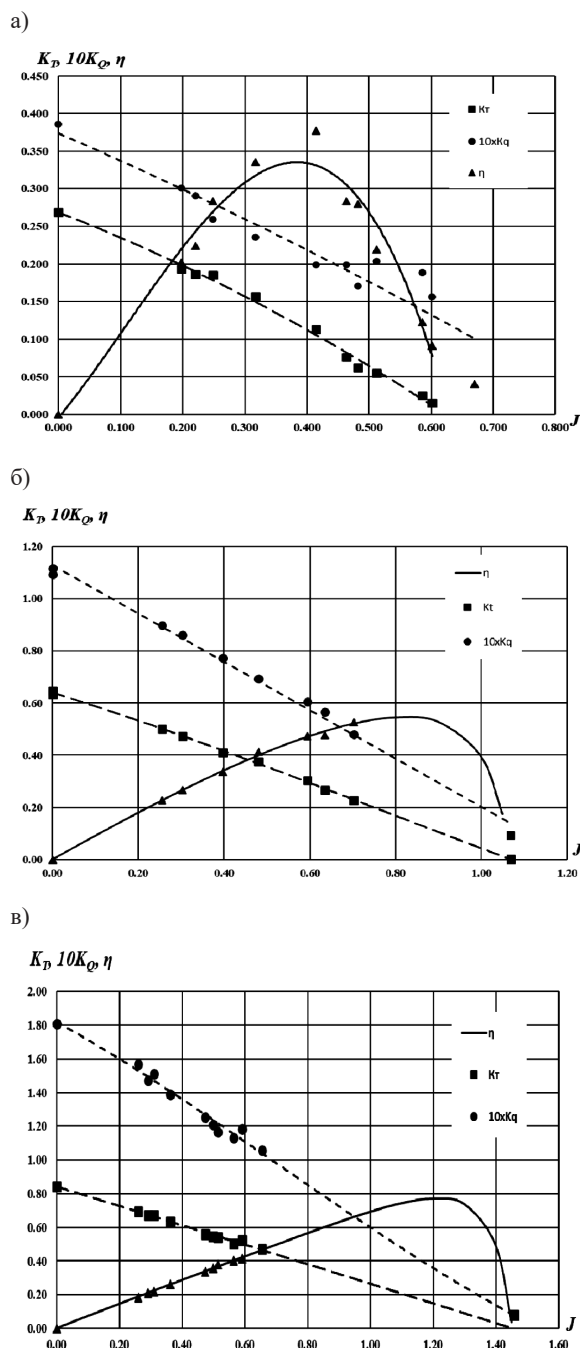


Рис. 4. Кривые действия моделей винтов «в свободной воде»:
а — ГВ № 1 $P_p/d = 0,6$; б — ГВ № 2 $P_p/D = 1,0$; в — ГВ № 3 $P_p/D = 1,4$

Полученные кривые действия моделей гребных винтов хорошо согласуются с экспериментами других исследователей [1], [2], [5], [11]. Исходя из ранее изложенного, можно сделать вывод, что результаты проведенных испытаний корректны.

Обсуждение (Discussion)

Результаты испытаний приведены в виде диаграмм по форме Папмеля [1]. Такие диаграммы позволяют решать многие проблемы проектирования и определения гидродинамических характеристик гребных винтов и, в частности, задачи проектирования гребных винтов с оптимальной частотой вращения либо с оптимальным диаметром. Существуют две диаграммы: *корпусная*, построенная в координатах J - K_T , и *машинная*, построенная в координатах J - K_Q . На рис. 5 приведены, соответственно, корпусная и машинная диаграммы, полученные на основе имеющихся результатов испытаний.

Корпусная диаграмма с помощью вспомогательных коэффициентов (коэффициентов задания) K_{DT} и K_{NT} позволяет спроектировать винты, оптимальные по частоте вращения и диаметру соответственно:

$$K_{DT} = v_a D \sqrt{\rho / T} = J / \sqrt{K_T} ;$$

$$K_{NT} = v_a \sqrt[4]{\rho / T} / \sqrt{n} = J / \sqrt[4]{K_T} .$$

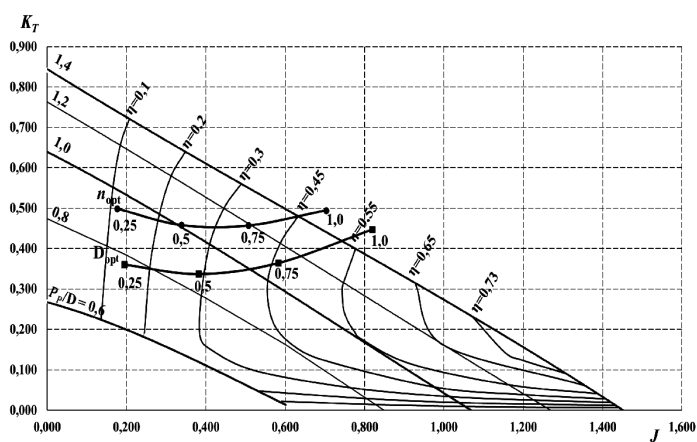
Машинная диаграмма устроена так же, как корпусная, за исключением того, что используются зависимости $\eta(J)$, а также несколько изменяются коэффициенты задания:

$$K_{DQ} = v_a D \sqrt{\rho \cdot v_a / P} = \sqrt{J^3 / (2\pi \cdot K_Q)} ,$$

$$K_{NQ} = v_a \sqrt[4]{\rho \cdot v_a / P} / \sqrt{n} = \sqrt[4]{J^5 / (2\pi \cdot K_Q)} ,$$

где P — мощность, подводимая к гребному винту, Вт.

а)



б)

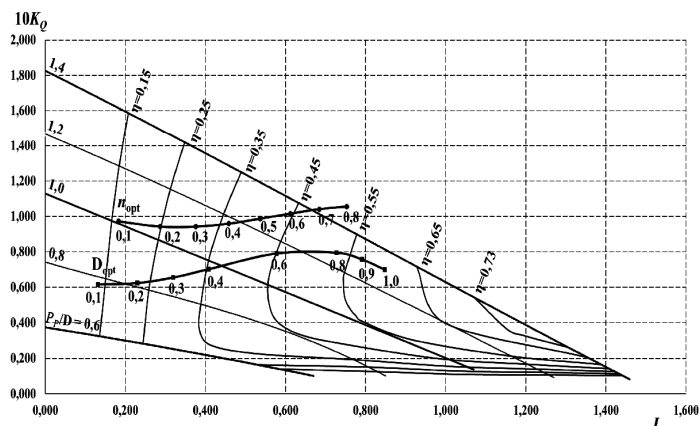


Рис. 5. Серийные диаграммы действия J - K_Q :

а — корпусная; б — машинная

Как выяснилось в ходе проведения испытаний, при частотах вращения винтов менее 30 с^{-1} (число Рейнольдса менее $5,3 \cdot 10^5$) безразмерные коэффициент упора и коэффициент момента винтов оказались зависящими от частоты вращения, что сделало возможным проводить испытания лишь в диапазоне относительных поступей $J = 0-0,7$ из-за ограничений скорости движения буксировочной тележки опытового бассейна с установленной мотогондолой.

Из результатов испытаний различных серий гребных винтов известно, что поступь нулевого упора (точка пересечения линии $K_T(J)$ с осью абсцисс) находится несколько правее поступи $J = H/D$, а поступь нулевого момента — правее поступи нулевого упора. Это обстоятельство позволило при дальнейшей обработке экстраполировать экспериментально полученные кривые действия $K_T(J)$ и $K_Q(J)$ для гребных винтов с $P_p/D = 1,0$ и $P_p/D = 1,4$ до поступи нулевого упора.

$K_T, 10K_Q, \eta$

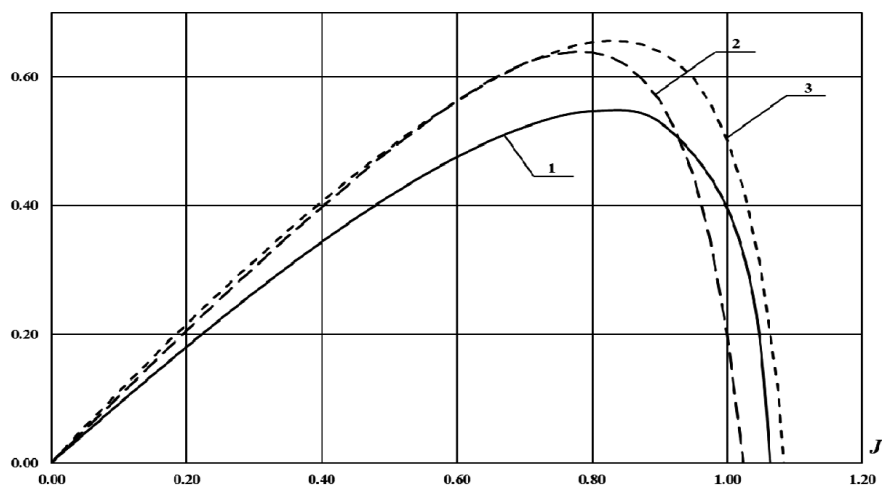


Рис. 6. Значения КПД гребных винтов с разной формой лопасти:

- 1 — расчетные результаты испытанной серии гребных винтов с усеченной формой лопасти (Каплана);
- 2 — расчетные результаты испытанной серии гребных винтов серии Трооста;
- 3 — расчетные результаты испытанной серии гребных винтов серии Завадовского

На рис. 6 видно, что кривая КПД серии моделей гребных винтов Каплана расположена ниже кривых КПД гребных винтов Трооста и Завадовского. Причиной такой разницы может служить интенсивное перетекание жидкости через концевую кромку лопасти винта Каплана, имеющего по сравнению с другими усеченную форму. Гребные винты Трооста и Завадовского имеют более сглаженную форму концевой кромки лопасти, позволяющей избежать данной проблемы и увеличить эффективность. Также при проектировании разработанной серии моделей гребных винтов Каплана был использован утолщенный профиль лопасти в целях обеспечения прочности. Данное обстоятельство является причиной возрастания значений коэффициентов упора K_T и коэффициентов момента K_Q , устанавливаемых в процессе экспериментальных исследований. Кроме того, диаметр ступицы испытанной модели составляет 0,22 от диаметра винта. Эта особенность также снижает коэффициент полезного действия примерно на 0,5–0,7 % [2].

Заключение (Conclusion)

В работе представлены результаты первого этапа исследования гидродинамических характеристик гребных винтов с усеченной формой лопасти и дисковым отношением, равным 1,0 в свободной воде. Испытания проводились в опытовом бассейне на предварительно собранной экспериментальной установке при различных скоростях движения и постоянной частоте вращения двигателя. В дальнейшем планируется выполнить испытания моделей такой же геометрии, но большего диаметра в насадках.

В ходе испытаний установлено, что частоту вращения необходимо повысить до 30 с^{-1} , что, в свою очередь, привело к сокращению программы испытаний вследствие режимных ограничений экспериментальной установки. Были получены кривые действия для каждой модели серии, что позволило построить корпусную и машинную диаграммы в форме Э. Э. Папмеля, дающие возможность выполнять проектировочные и поверочные расчеты гребных винтов Каплана с дисковым отношением, равным 1,0.

Полученные в работе результаты увеличивают возможности проектирования гребных винтов Каплана для использования в составе тяжелонагруженных движителей, таких как комплекс «гребной винт – насадка» или рабочее колесо водомета.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Справочник по теории корабля: в 3 т. / Под ред. Я. И. Войткунского. — Л.: Судостроение, 1985. — Т. 1 : Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители. — 768 с.
2. Басин А. М. Руководство по расчету и проектированию гребных винтов судов внутреннего плавания / А. М. Басин, Е. И. Степанюк. — Л.: Транспорт, 1977. — 268 с.
3. Tadros M. Design of propeller series optimizing fuel consumption and propeller efficiency / M. Tadros, M. Ventura, C. Guedes Soares // *Journal of Marine Science and Engineering*. — 2021. — Vol. 9. — Is. 11. — Pp. 1226. DOI: 10.3390/jmse9111226.
4. Пустошный А. В. Анализ перспектив применения композитных гребных винтов в судостроении / А. В. Пустошный, Н. В. Маринич, О. В. Савченко // *Труды Крыловского государственного научного центра*. — 2023. — № 3 (405). — С. 26–48. DOI: 10.24937/2542-2324-2023-3-405-26-48.
5. Бавин В. Ф. Гребные винты. Современные методы расчета / В. Ф. Бавин, Н. Ю. Завадовский, Ю. Л. Левковский. — Л.: Судостроение, 1983. — 296 с.
6. Таранов А. Е. Определение гидродинамических характеристик моделей гребных винтов с учетом ламинарно-турбулентного перехода / А. Е. Таранов, М. П. Лобачев // *Труды Крыловского государственного научного центра*. — 2015. — № 90 (374). — С. 47–54.
7. Жинкин В. Б. Модернизация кавитационной трубы с целью расширения ее экспериментальных возможностей / В. Б. Жинкин // *Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства*. — 2021. — № 62–63. — С. 74–77.
8. Дарчиев Г. К. Разработка технологии проектирования гребных винтов ледовых транспортных судов с улучшенными кавитационными характеристиками на режимах движения в свободной воде: дис. ...канд. техн. наук: 05.08.01 / Г. К. Дарчиев. — СПб.: ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 2021. — 131 с.
9. Пустошный А. В. Влияние шероховатости поверхности гребного винта на его пропульсивные характеристики / А. В. Пустошный, А. В. Сверчков, С. П. Шевцов // *Труды Крыловского государственного научного центра*. — 2019. — № 4 (390). — С. 11–26. DOI: 10.24937/2542-2324-2019-4-390-11-26.
10. Яцук Ю. В. Стенд для определения гидродинамического момента, возникающего при вращении подводного аппарата на месте / Ю. В. Яцук, А. К. Афанасьев // *Сборник тезисов докладов национальной научно-практической конференции профессорско-преподавательского состава ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»*. — СПб.: Изд-во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2018. — С. 213–214.
11. Бавин В. Ф. Ходкость и управляемость судов / В. Ф. Бавин, В. М. Зайков, В. Г. Павленко [и др.]. — М.: Транспорт, 1991. — 397 с.

REFERENCES

1. Voitkunsii, Ya. I., ed. *Spravochnik po teorii korablya*. Vol. 1. L.: Sudostroenie, 1985.
2. Basin, A. M., and E. I. Stepanyuk. *Rukovodstvo po raschetu i proektirovaniyu grebnykh vintov sudov vnutrennego plavaniya*. L.: Transport, 1977.
3. Tadros, Mina, Manuel Ventura, and Carlos Guedes Soares. “Design of propeller series optimizing fuel consumption and propeller efficiency.” *Journal of Marine Science and Engineering* 9.11 (2021): 1226. DOI: 10.3390/jmse9111226.

4. Pustoshny, A. V., N. V. Marinich, and O. V. Savchenko. "Prospects of composite propellers in shipbuilding." *Transactions of the Krylov State Research Centre* 3(405) (2023): 26–48. DOI: 10.24937/2542-2324-2023-3-405-26-48.

5. Bavin, V. F., N. Yu. Zavadovskii, and Yu. L. Levkovskii. *Grebnye vinty. Sovremennye metody rascheta*. L.: Sudostroenie, 1983.

6. Taranov, A. E., and M. P. Lobachev. "Importance of considering laminary-turbulent transition in hydrodynamic calculations of propeller models." *Transactions of the Krylov State Research Centre* 90(374) (2015): 47–54.

7. Zhinkin, V. B. "Modernization of cavitation tunnel to increase experimental possibilities." *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping* 62–63 (2021): 74–77.

8. Darchiev, G. K. *Razrabotka tekhnologii proektirovaniya grebnykh vintov ledovykh transportnykh sudov s uluchshennymi kavitatsionnymi kharakteristikami na rezhimakh dvizhenie v svobodnoi vode*. PhD diss. SPb.: FGUP «Krylovskii gosudarstvennyi nauchnyi tsentr», 2021.

9. Pustoshny, A. V., A. V. Sverchkov, and S. P. Shevtsov. "Roughness of propeller blade surface and its implications for propulsion performance." *Transactions of the Krylov State Research Centre* 4(390) (2019): 11–26. DOI: 10.24937/2542-2324-2019-4-390-11-26.

10. Yatsuk, Yu. V., and A. K. Afanas'ev. "Stend dlya opredeleniya gidrodinamicheskogo momenta, voznikayushchego pri vrashchenii podvodnogo apparata na meste." *Sbornik tezisov dokladov natsional'noi nauchno-prakticheskoi konferentsii professorsko-prepodavatel'skogo sostava FGBOU VO «GUMRF imeni admirala S. O. Makarova»*. SPb.: Izd-vo GUMRF im. adm. S. O. Makarova, 2018. 213–214.

11. Bavin, V. F., V. M. Zaikov, V. G. Pavlenko, and L. B. Sandler. *Khodkost' i upravlyaemost' sudov*. M.: Transport, 1991.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Афанасьев Андрей Константинович —
кандидат технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
Двинская, 5/7
e-mail: Af-an-ko@ya.ru

Ревенко Екатерина Сергеевна — инженер
ООО «Форсс технологии»
190013, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
Бронницкая 44/117, лит. А, пом.1Н
e-mail: yekaterina1919_the_gost@list.ru

Ушаков Константин Михайлович —
старший преподаватель,
ведущий инженер-конструктор
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
Двинская, 5/7
ООО «Форсс технологии»
190013, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
Бронницкая 44/117, лит. А, пом.1Н
e-mail: lotinskey@yandex.ru,
kaf_shipbuilding@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Afanasyev, Andrei K. —
PhD, associate professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: Af-an-ko@ya.ru

Revenko, Ekaterina K. — Engineer
Forss Tekhnologii, Ltd.
44/117 Bronnitskaya Str., St. Petersburg, 190013,
Russian Federation
e-mail: yekaterina1919_the_gost@list.ru

Ushakov, Konstantin M. —
Senior lecturer,
Leading Design Engineer
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
Forss Tekhnologii, Ltd.
44/117 Bronnitskaya Str., St. Petersburg, 190013,
Russian Federation
e-mail: lotinskey@yandex.ru,
kaf_shipbuilding@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 18 июля 2024 г.
Received: July 18, 2024.