В.М. Котлович, Г.В. Андерсон, Л.К. Крылова, А.Б. Мухин, М.А. Соколов
ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, Россия

О МЕТОДИКЕ САМОХОДНЫХ ИСПЫТАНИЙ МОДЕЛЕЙ СУДОВ С ДВИЖИТЕЛЯМИ ТИПА «ВИНТ В НАСАДКЕ»

Объект и цель научной работы. Объектом исследования являются вопросы методики самоходных испытаний моделей, оборудованных движителями типа «гребной винт в насадке». Цель работы – анализ особенностей таких экспериментов при наличии динамометра для измерения упора насадки и при его отсутствии.

Материалы и методы. Выявление состава измеряемых величин и способов их представления при этих двух вариантах проведения испытаний. Рассмотрение особенностей определения характеристик взаимодействия движителя и корпуса в обоих случаях. Оценка достоинств и недостатков каждого метода. Эти вопросы иллюстрируются данными испытаний, проведенных с одной из характерных моделей судов.

Основные результаты. На основе гипотезы эквивалентности условий работы винта в насадке в «свободной воде» и в попутном потоке судна разработан приближенный метод пересчета экспериментальных результатов самоходных испытаний моделей с комплексом «винт в насадке» (при котором упор насадки не измеряется) на данные опыта с измерением этого упора, при котором обеспечивается более полная информация о физических условиях работы движителя и возможность проведения расчетов ходкости по различным алгоритмам. Выявлена зависимость гидродинамических характеристик насадки от дополнительного радиального скоса набегающего на движитель потока корпуса, приводящая к ограничению точности указанного пересчета.

Заключение. Для моделей судов с движителем типа «винт в насадке» предложена схема приближенного пересчета данных самоходных испытаний, выполненных без измерения упора насадки, на результаты, аналогичные опыту с его измерением. Показано, что для уточнения методов проектирования комплексов «винт в насадке» необходимо оценивать и учитывать радиальный скос потока за корпусом судна. Материал может быть полезен специалистам, занимающимся расчетами ходкости судов или проведением экспериментов в опытовом бассейне.

Ключевые слова: самоходные испытания судов с винтом в насадке, упор насадки, взаимодействие движителя с корпусом, радиальный скос потока.

Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.

Для цитирования: Котлович В.М., Андерсон Г.В., Крылова Л.К., Мухин А.Б., Соколов М.А. О методике самоходных испытаний моделей судов с движителями типа «винт в насадке». Труды Крыловского государственного научного центра. 2018; 3(385): 29–40.

УДК 629.5.018.713 DOI: 10.24937/2542-2324-2018-3-385-29-40

V.M. Kotlovich, G.V. Anderson, L.K. Krylova, A.B. Mukhin, M.A. Sokolov
Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russia

ON PROPULSION TEST PROCEDURES FOR SHIP MODELS WITH DUCTED PROPELLERS

Object and purpose of research. The study examines the procedures of self-propulsion tests performed on ship models with ducted propellers. The purpose is to analyze specific aspects of such experiments when these are conducted with and without dynamometer for thrust measurement on the propeller duct.

Materials and methods. The list of measured quantities and methods of their display are worked out for the two alternative setups under consideration. Specific procedures for determination of hull/propeller interaction characteristics in these two cases are considered. Merits and limitations of the alternative methods are appraised. These issues are illustrated by test data obtained for one of the typical ship models.

Main results. A hypothesis that ducted and open-water propellers operate in equivalent ship wake conditions is used to develop an approximate method for extrapolation of model test data obtained in self-propulsion tests with a ducted propeller

system when duct thrust is not measured to the case when this duct thrust is measured and more comprehensive information on the physical conditions of propeller operation is obtained enabling a wide choice of calculation algorithms for propulsion performance estimations. It is found that hydrodynamic characteristics of the propeller duct depend on the extra radial angle of wake flow incidence on propeller, which limits the accuracy of the above extrapolation procedure.

Conclusion. A procedure is suggested for extrapolation of model test data obtained in self-propulsion tests with ducted propellers when duct thrust is not measured to the case when this duct thrust is measured. It is shown that a radial wake flow angle behind hull should be estimated and taken into account for refining the methods for design of ducted propellers. The results of this study could be useful for researchers involved in ship propulsion estimates and experiments.

Key words: self-propulsion model tests of ships with ducted propellers, duct thrust, propeller/hull interaction, radial wake angle.

Authors declare lack of the possible conflicts of interests.

For citations: Kotlovich V.M., Anderson G.V., Krylova L.K., Mukhin A.B., Sokolov M.A. On propulsion test procedures for ship models with ducted propellers. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2018; 3(385): 29–40 (in Russian).

UDC 629.5.018.713 DOI: 10.24937/2542-2324-2018-3-385-29-40

Введение
Introduction

Как известно, самоходные испытания модели судна представляют собой комплекс экспериментов, состоящий из собственно самоходных испытаний модели, оборудованной в рассматриваемом случае движительным комплексом типа «винт в насадке», а также предварительно проводимых испытаний изолированного такого движителя («свободная вода») и буксировочных испытаний, когда модель испытывается при демонтированном движителе [1, 2].

Если судно оснащено движительными комплексами типа «винт в насадке», то испытания модели судна могут выполняться двумя способами:

- при соединении насадки с корпусом модели посредством специального динамометра, установленного на модели для измерения упора насадки;
- при жестком соединении насадки непосредственно с корпусом модели; в этом случае насадку иногда приходится рассматривать как своеобразную выступающую часть корпуса.

В дальнейшем, для краткости, первый способ будем называть способом «а» или, условно, «точным», а второй – способом «б». После создания в 70–80-х гг. насадочных динамометров для моделей способ «а» практически вытеснил способ «б», который почти 50 лет назад применялся как единственно возможный.

Оба способа проведения самоходных испытаний равноправны: оба обеспечивают возможность выполнения расчетов ходовых качеств судна. Но если способ «а», благодаря большему объему экспериментальной информации, позволяет получать более полное и наглядное представление об условиях работы движителя типа «винт в насадке» за корпусом судна, то способ «б» отличается большей простотой конструкции модели и ее подготовки к испытаниям, поскольку динамометр для измерения упора насадки на модели отсутствует. Причины отсутствия динамометра могут быть различны: отсутствие такого прибора, габаритные ограничения, проблемы с водонепроницаемостью динамометра или корпуса модели и т.д. Однако способ «б» не обеспечивает наглядности представления об условиях работы движителя, чем создает определенные сложности при анализе результатов опыта и расчетах ходовых качеств судна.

Данная статья – результат предметного обсуждения авторами различных схем для частичного преодоления трудностей анализа результатов испытаний по способу «б», когда экспериментаторы столкнулись с невозможностью размещения насадочного динамометра внутри самоходной модели судна и были вынуждены проводить ее испытания по этому способу.

Целью настоящего анализа является создание метода пересчета результатов самоходных испытаний, проведенных по способу «б», к более полной структуре данных, которые получались бы при выполнении опыта по способу «а», а также оценка влияния радиального скоса потока корпуса, набегающего на движитель типа «винт в насадке».

Следует обратить внимание на то, что в приведенных ниже материалах обозначение различных параметров – вид надчеркивания или его отсутствие – отмечают величины, полученные при тех или иных видах испытаний или способах обработки их результатов.

Самоходные испытания моделей с движителем типа «винт в насадке». Способ «а»

Self-propulsion model tests
with ducted propellers. Method a)

При проведении собственно самоходных испытаний модели судна, оборудованной движительным комплексом типа «винт в насадке», по способу «а» обычно используется следующее измерительное оборудование: датчики скорости движения модели судна и частоты вращения (оборотов) его гребных винтов, буксировочный и винтовые динамометры, а также динамометры для измерения упора направляющих насадок. Если $z_P = 1, 2\ldots$ – количество таких движителей на судне, его вальность[1], они измеряют, соответственно, следующие параметры модели судна и движителя:

- скорость модели судна V_0;
- частоту вращения (обороты) каждой модели гребного винта n;
- упор T_B и момент Q_B каждой модели гребного винта в насадке;
- упор каждой модели насадки T_{DB};
- действующую на модель результирующую продольную силу Z, которая иногда называется «тягой на гаке» или избыточной (недостающей) тягой движителей в целом.

Индекс «B» в T_B, Q_B и T_{DB} обозначает, что указанные параметры измеряются при работе движителя в попутном потоке корпуса модели судна. При этом упор каждой модели движителя в целом (суммарный упор) составляет $T_{TB} = T_B + T_{DB}$. Параметры Z, T_B, T_{DB}, T_{TB} и Q_B являются функциями V_0 и n.

Измеряемая буксировочным динамометром при собственно самоходных испытаниях сила включает в себя ряд составляющих: $Z(V_0, n) = z_P T_{TB} - (R + z_P \Delta R)$, где $R(V_0)$ – ранее определенное буксировочное сопротивление корпуса, ΔR – реализующаяся на корпусе модели судна сила засасывания от работы каждого из движителей самоходной модели. Засасывание обусловлено тем, что перед каждым из движителей его индуктивные скорости ускоряют поток и снижают давления, которые реализуются на некотором участке кормовой оконечности корпуса. Понятно, что составляющие $z_P T_{TB}$ и $R + z_P \Delta R$ направлены противоположно друг другу – это учитывается знаком «–» между ними.

Полезная тяга T_E каждой из моделей движителя, которыми оборудовано судно, представляет собой упор комплекса типа «винт в насадке» за вычетом из него ΔR – соответствующей потери на засасывание: $T_E(V_0, n) = T_{TB} - \Delta R$. Поскольку силы Z и ΔR действуют на все судно, по этим силам рассчитывается полезная тяга одного из движителей: $T_E(V_0, n) = (Z + R)/z_P$.

Обработка результатов измерений выполняется в два этапа:

- определение безразмерных значений параметров движения модели и характеристик работы ее движителя;
- расчет коэффициентов взаимодействия движителя и корпуса.

На первом этапе определяются следующие модельные параметры:

- кажущаяся относительная поступь движителя при работе за корпусом
$$J_V = \frac{V_0}{nD},$$
где D – расчетный диаметр движителя (обычно диаметр винта);
- коэффициент упора винта
$$K_{TB}(J_V) = \frac{T_B}{n^2 D^4};$$
- коэффициент упора насадки
$$K_{TDB}(J_V) = \frac{T_{DB}}{n^2 D^4};$$
- коэффициент упора движительного комплекса в целом
$$K_{TTB}(J_V) = \frac{T_{TB}}{n^2 D^4};$$
- коэффициент полезной тяги движителя в целом
$$K_E(J_V) = \frac{T_E}{n^2 D^4};$$
- коэффициент момента движителя
$$K_{QB}(J_V) = \frac{Q_B}{n^2 D^5};$$
- пропульсивный коэффициент
$$_D(J_V) = \frac{T_E V_0}{2\ nQ_B} = \frac{K_E}{K_{QB}} \cdot \frac{J_V}{2}.$$

В качестве примера результатов обоих способов проведения самоходных испытаний использо-

[1] В данной статье рассматриваются лишь одно- и двухвальные суда ($z_P \le 2$).

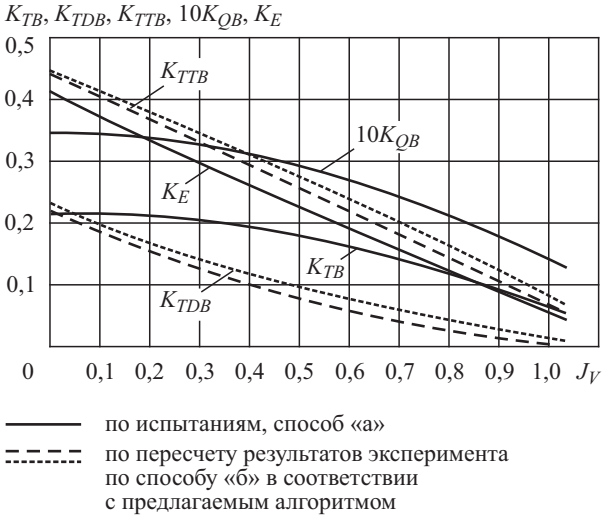

Рис. 1. Кривые действия комплекса «винт в насадке» за корпусом самоходной модели

Fig. 1. Propeller curves for ducted propeller behind self-propelled ship model

ваны данные ранее выполненного по способу «а» эксперимента с одной из моделей подводного аппарата. Обводы прилегающей к движителю кормовой части модели были близки к форме кормы модели, явившейся причиной обсуждения. В обоих случаях они были примерно осесимметричными. Результаты этих испытаний показаны на рис. 1, причем здесь и далее, чтобы не затруднять чтение рисунков, на кривых не приводятся экспериментальные точки. На нем также не показана зависимость $\eta_D(J_V)$, т.к. пропульсивный коэффициент непосредственно не измеряется, а является лишь комбинацией приведенных на рисунке параметров. Если не принимать во внимание кривые коэффициента упора насадки K_{TDB} и, следовательно, коэффициента суммарного упора движителя K_{TTB}, которые на рис. 1 показаны мелким пунктиром, то остаются данные, которые получились бы при проведении испытаний этой модели по способу «б».

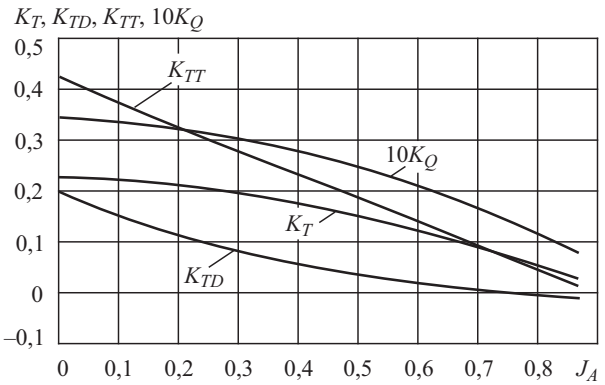

Рис. 2. Кривые действия движительного комплекса «винт в насадке» в «свободной воде»

Fig. 2. Propeller curves for open-water ducted propeller

На втором этапе определяются характеристики взаимодействия движителя и корпуса модели. Для его выполнения привлекаются результаты предварительных испытаний движителя типа «винт в насадке» в «свободной воде» (рис. 2). В безразмерной форме они представляются в виде коэффициентов, структура которых аналогична схожим коэффициентам при работе движителя за корпусом: K_T, K_{TD}, K_{TT} и K_Q, – а также коэффициента полезного действия движителя

$$_0(J_A) = \frac{K_{TT}}{K_Q} \cdot \frac{J_A}{2},$$

который на рис. 2 не приведен по указанной выше причине (как и на рис. 1). Эти коэффициенты являются функциями относительной поступи движителя $J_A = V_A/nD$.

Если же данных таких испытаний конкретного движителя «винт в насадке» нет, то можно привлечь к анализу близкие к ним результаты серийных испытаний таких комплексов [1, 2] или ОСТ [3], разработанный В.К. Турбалом.

Одним из факторов взаимодействия движителя с корпусом является засасывание. Как отмечалось, это явление обусловлено понижением давления перед движителем (главным образом) и некоторыми другими причинами, например, непараллельностью гребного вала скорости V_0. В результате часть упора движителя тратится на преодоление возникающего дополнительного сопротивления жидкости движению судна. Засасывание характеризуется отношением соответствующих потерь к упору движителя в целом – коэффициентом засасывания:

$$t(J_V) = \frac{R}{T_{TB}} = 1 - \frac{K_E(J_V)}{K_{TTB}(J_V)}.$$

Характеристики движителя в «свободной воде» не требуются.

Средняя скорость V_{AB} потока, натекающего на движитель за корпусом судна, характеризуется коэффициентом попутного потока w, а его неоднородность – коэффициентом влияния неоднородности потока на гидродинамические характеристики движителя i. Эти характеристики взаимодействия

Таблица. Коэффициенты попутного потока *w* и влияния неоднородности *i* для движителя типа «винт в насадке». Условия эквивалентности, обозначения и расчетные формулы

Table. Wake fractions *w* and non-uniform flow effect *i* for ducted propeller. Equivalent conditions, symbols and formulas

№ вар.	Условие эквивалентности	J_A	$w = 1 - \frac{J_A}{J_V}$	$i = i_T/i_Q$	
				i_Q	i_T
1*	$K_{TB}(J_V) = K_T(J_A)$	$J_{AT} = \frac{V_{AT}}{nD}$	$w_{TAT} = 1 - \frac{J_{AT}}{J_V}$	$i_Q = \frac{K_Q(J_V)}{K_Q(J_{AT})}$	1
2**	$K_{TDB}(J_V) = K_{TD}(J_A)$	$J_{ATD} = \frac{V_{ATD}}{nD}$	$w_{TATD} = 1 - \frac{J_{ATD}}{J_V}$	$i_Q = \frac{K_{QB}(J_V)}{K_Q(J_{ATD})}$	1
3	$K_{TTB}(J_V) = K_{TT}(J_A)$	$J_{ATT} = \frac{V_{ATT}}{nD}$	$w_{TATT} = 1 - \frac{J_{ATT}}{J_V}$	$i_Q = \frac{K_Q(J_V)}{K_Q(J_{ATT})}$	1
4*	$K_{QB}(J_V) = K_Q(J_A)$	$J_{AQ} = \frac{V_{AQ}}{nD}$	$w_{QAQ} = 1 - \frac{J_{AQ}}{J_V}$	1	$i_T = \frac{K_{TTB}(J_V)}{K_{TT}(J_{AQ})}$

* используется и для открытого гребного винта. В этом случае $K_{TTB} = K_{TB}$ и $K_{TT} = K_T$.
** вариант 2 никогда не используется и здесь приводится лишь для общности.

определяются на основе испытаний движителя типа «винт в насадке» в «свободной воде» и гипотезы эквивалентности условий работы движителя за корпусом судна и изолированного винта. Гипотеза эквивалентности предполагает, что при одинаковых оборотах и скоростях натекания воды на движитель будут одинаковы и любые сходственные гидродинамические характеристики движителя (упор, момент, давление в той или иной точке и т.д.), и наоборот. В идеальном случае, когда поток за корпусом равномерен, эти положения гипотезы эквивалентности безусловно выполняются.

Но на практике поток за корпусом судна имеет сложную, неоднородную структуру. Поэтому при самоходных испытаниях оценка средней скорости потока корпуса V_{AB} и влияния его неоднородности зависят от того, какая из гидродинамических характеристик движителя принята равной сходственному параметру при его работе в «свободной воде». В отличие от открытого гребного винта, для движителя типа «винт в насадке» возможно больше вариантов для таких оценок, представленных в безразмерном виде в таблице.

Если условием эквивалентности является равенство упоров движителя целиком или только его винта либо насадки, то эти подходы следуют способу Фруда. Если же полагается равенство моментов, то такой способ принадлежит Тейлору. В отечественной практике оценки указанных коэффициентов взаимодействия движителя и корпуса судна, по аналогии с коэффициентом засасывания, как правило, используется вариант 3 таблицы, основанный на равенстве суммарных упоров.

На рис. 3 для упомянутой выше самоходной модели приведен пример оценки коэффициента попутного потока по всем вариантам таблицы (дополнительный индекс – номер варианта). Видно, что в районе рабочих кажущихся поступей $J_V \approx 0{,}7$ оценки *w* значительно отличаются друг от друга

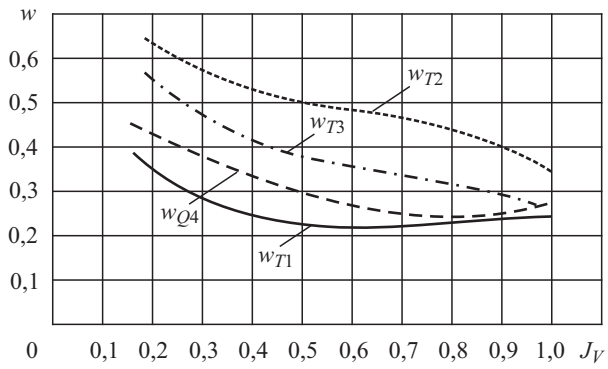

Рис. 3. Оценки коэффициента попутного потока по разным вариантам использования гипотезы эквивалентности работы комплекса «винт в насадке» за корпусом и в «свободной воде»

Fig. 3. Estimates of wake fraction using various procedures based on the hypothesis that ducted propeller behind hull and in open water operate in equivalent conditions

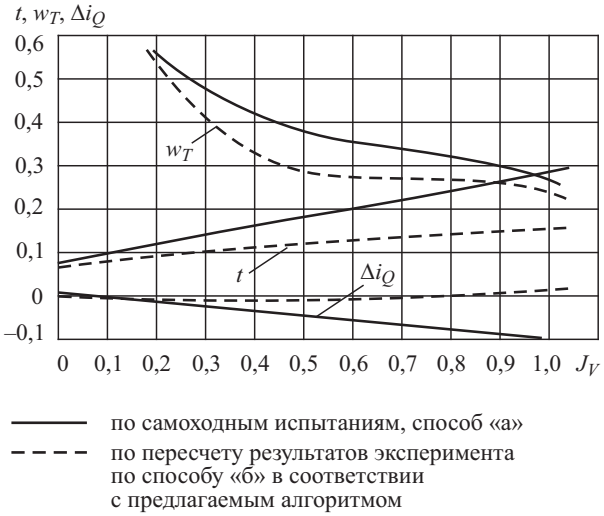

Рис. 4. Коэффициенты взаимодействия движителя типа «винт в насадке» с корпусом

Fig. 4. Hull/propeller interaction coefficients for ducted propeller behind hull

(например, для w_{T1} и w_{T2} – более чем вдвое), чего ранее, по крайней мере, применительно к судам с открытыми винтами, не наблюдалось.

Поскольку принцип действия насадки основан на индуктивном радиальном скосе потока, создаваемого работающим в ее канале винтом, гипотеза эквивалентности применительно к движителям типа «винт в насадке», строго говоря, справедлива лишь в тех случаях, когда набегающий на движитель поток корпуса имеет радиальный скос (в системе, связанной с движителем), пренебрежимо малый по сравнению со скосом потока, индуцированного винтом движителя. Поэтому для некоторых водометных движителей (например, водометов типа памп-джет, для которых, кроме того, не вполне корректно само понятие «свободной воды») величина коэффициента попутного потока не может быть определена на основе гипотезы эквивалентности (см. раздел 4).

По указанным параметрам взаимодействия может быть рассчитан коэффициент влияния корпуса

$$_H(J_V) = \frac{1}{i_Q} \cdot \frac{1-t}{1-w_T} \text{ (по Фруду)},$$

который, наряду с коэффициентом полезного действия движителя в «свободной воде» $\eta_0(J_{ATT})$, является составной частью другой формы представления пропульсивного коэффициента $\eta_D(J_V) = \eta_0\eta_H$.

Пример коэффициентов взаимодействия движителя с корпусом для упомянутой выше самоходной модели приведен на рис. 4. На нем, в целях единства масштаба графического представления всех характеристик взаимодействия, значения i_Q даны в виде их приращений $\Delta i_Q = i_Q - 1$. Кривая $\eta_H(J_V)$ на графике не приводится по тем же соображениям, что и $\eta_D(J_V)$, $\eta_0(J_A)$ на рис. 1, 2.

На основе результатов самоходных испытаний модели могут быть определены многие другие параметры, нашедшие применение в расчетах ходкости судна, в частности, коэффициенты нагрузки движителя:

- по полезной тяге

$$C_E(J_V) = \frac{T_E}{\frac{1}{2}V_0^2 \frac{D^2}{4}} = \frac{8}{} \frac{K_E}{J_V^2};$$

- по суммарному упору

$$C_{TT}(J_V) = \frac{T_{TB}}{\frac{1}{2}V_{ATT}^2 \frac{D^2}{4}} = \frac{8}{} \frac{K_{TTB}}{J_{ATT}^2}.$$

Удобно использовать изменяющиеся в пределах от 0 до 1 нормированные величины этих коэффициентов

$$C_{EN}(J_V) = \frac{C_E}{1+C_E} \text{ или } C_{TTN} = \frac{C_{TT}}{1+C_{TT}}.$$

Следует отметить, что способ «а» проведения самоходных испытаний моделей с движителем типа «винт в насадке» предусмотрен ОСТом [3] (п. 4.4, способ № 3) как наиболее полный. Алгоритм обработки результатов таких опытов именно по способу «а» реализован в системе автоматической обработки экспериментальных данных.

Самоходные испытания моделей с движителем типа «винт в насадке». Способ «б»

Self-propulsion model tests with ducted propellers. Method b)

По разным причинам, указанным выше, самоходную модель иногда не удается оснастить динамометром для измерения упора направляющей насадки, в то время как при испытаниях изолированного движителя подобный динамометр по-прежнему применяется. При испытаниях по способу «б» используются датчики скорости хода модели, частоты вращения гребного винта и пока-

зания буксировочного и винтового динамометров. Поэтому прежними остаются безразмерные значения J_V, $K_{TB}(J_V)$ и $K_{QB}(J_V)$.

В рассматриваемом случае для проведения собственно самоходных испытаний насадку жестко крепят к модели. Ее упор T_{DB} не измеряется, но непосредственно передается корпусу. При этом буксировочное сопротивление корпуса $\tilde{R}(V_0)$ может предварительно определяться в двух вариантах:

1) так же, как при способе «а» – без установленной направляющей насадки. Тогда, поскольку $\tilde{R}_1(V_0) = R(V_0)$, результирующая продольная сила на модели не изменяется: $\tilde{Z}_1 = z_P\,(T_B + T_{DB}) - (\tilde{R}_1 + z_P\Delta R) = Z$;
2) при установленной на модели насадке, которая в этом случае рассматривается как своеобразная «выступающая часть» корпуса. При этом сопротивление возрастает до $\tilde{R}_2(V_0) = R + z_P R_D$, где R_D – сопротивление насадки, когда в ее канале отсутствует гребной винт. Тогда $\tilde{Z}_2 = z_P\,(T_B + T_{DB}) - (\tilde{R}_2 + z_P\Delta R) = Z - z_P R_D$, т.е. результирующая продольная сила, действующая на модель, оказывается меньше, чем Z, на ту же величину $z_P R_D$, что и приращение сопротивления.

Таким образом, в обоих случаях полезная тяга остается неизменной:

$$T_E = \frac{\tilde{Z}_{1,2} + \tilde{R}_{1,2}}{z_P} = \frac{Z + R}{z_P}.$$

Соответственно, не изменяются коэффициенты полезной тяги $K_E\,(J_V)$ и нагрузки C_E, а также пропульсивный коэффициент $\eta_D\,(J_V)$. Если для расчета скорости натурного судна используется буксировочное сопротивление, основанное на $\tilde{R}_1(V_0) = R(V_0)$, то она остается прежней, поскольку η_D не изменяется по сравнению с испытаниями по способу «а». Если же для такого расчета используется зависимость $\tilde{R}_2(V_0) > \tilde{R}_1(V_0)$, то определяемая скорость хода, естественно, несколько снижается.

По сравнению с данными, получаемыми по способу «а», при выполнении самоходных испытаний по способу «б» изменяются следующие параметры:

- коэффициент K_{TDB}, он принимает значение $\tilde{K}_{TDB} \equiv 0$;
- коэффициент K_{TTB}, он формально теперь принимает значение $\tilde{K}_{TTB} = K_{TB}$;
- характеристики взаимодействия движителя и корпуса, причем значительно.

В этом случае коэффициенты $\tilde{t}$, $\tilde{w}_T$ и $\tilde{i}_Q$ совпадают со значениями t, w_T и i_Q, определенными по способу «а» только при некоторой кажущейся поступи $J_V = J_{V0}$, при которой был бы равен нулю коэффициент K_{TDB}. Если рабочий режим движителя лежит в области слабых нагрузок движителя $J_V > J_{V0}$, то применения комплекса типа «винт в насадке» не требуется. В широком же диапазоне кажущихся поступей $J_V < J_{V0}$ величина коэффициента засасывания $\tilde{t} = 1 - K_E/\tilde{K}_{TTB}$ принимает значения меньше обычных и даже отрицательные, поскольку $\tilde{K}_{TTB} = K_{TB} < K_{TTB}$. В данном случае в силу «засасывания» наряду с ΔR включен и упор насадки. Так, предположив, что значение $\tilde{K}_{TTB} = K_{TB} \approx 1/2K_{TTB}$ (при больших нагрузках), при $t \approx 0{,}15$ получаем

$$\tilde{t} = 1 - 2\frac{K_E}{K_{TTB}} = -1 + 2t \approx -0{,}7 < 0.$$

Поскольку в «свободной воде» испытывается комплекс «винт в насадке», значения коэффициента попутного потока $\tilde{w}_T = 1 - \tilde{J}_{ATT}/J_V$ (по способу Фруда) также оказываются ниже, чем w_T. Это происходит из-за того, что меньшему $\tilde{K}_{TTB} = K_{TB}$ в условиях эквивалентности отвечают значения $\tilde{J}_{ATT} = J_{AT}$, бóльшие, чем «точная» поступь J_{ATT}. В данном случае в «попутный поток», наряду с потоком корпуса, включено вызванное насадкой ускорение потока, натекающего на винт комплекса.

Лишь в диапазоне предельно малых нагрузок движителя ($J_V > J_{V0}$) коэффициенты $\tilde{t}$ и $\tilde{w}_T$ оказываются выше их обычных значений.

Коэффициент влияния неоднородности $\tilde{i}_Q\,(J_V) = K_{QB}\,(J_V)/K_Q\,(\tilde{J}_{ATT})$, обычно близкий к 1, в отличие от коэффициентов $\tilde{t}$ и $\tilde{w}_T$, в области $J_V < J_{V0}$ превосходит свое «точное» значение i_Q из-за указанного выше снижения $\tilde{w}_T$, а при $J_V > J_{V0}$ оказывается меньше, чем i_Q.

Коэффициент влияния корпуса в этом случае также изменяется и формально составляет

$$\tilde{\ }_H\,(J_V) = \frac{1}{\tilde{i}_Q}\frac{1-\tilde{t}}{1-\tilde{w}_T}.$$

Именно из-за того, что коэффициент засасывания и коэффициент попутного потока оказываются заниженными, а иногда даже отрицательными, становится трудно, а подчас практически невозможно, определить коэффициент полезного действия изолированного движительного комплекса «винт в насадке» $\eta_0\,(J_{ATT})$ и оптимизировать параметры движителя, опираясь на диаграммы серийных испытаний таких комплексов.

Обычно для получения исходных данных для проектирования движителя типа «винт в насадке»

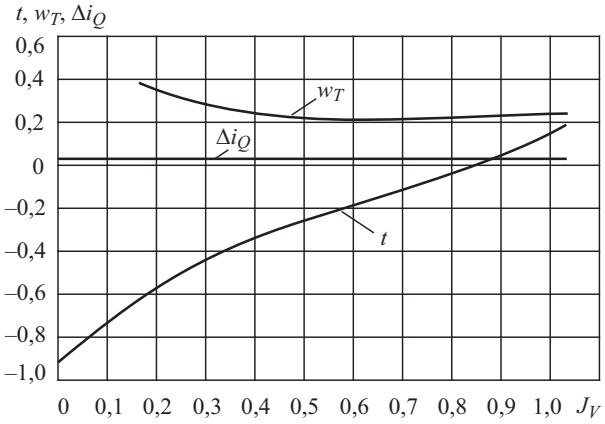

Рис. 5. Коэффициенты взаимодействия движителя типа «винт в насадке» с корпусом по самоходным испытаниям способом «б» (надчеркивания опущены)

Fig. 5. Hull/propeller interaction coefficients for ducted propeller behind hull as per method b) (no overline superscripts)

по способу «а» предварительно проводятся самоходные испытания модели, оснащенной магазинным винтом для комплекса «винт в насадке» с характеристиками, близкими к данным предварительных расчетов. Из результатов этих испытаний получают предварительную оценку коэффициентов взаимодействия движителя с корпусом, которые в дальнейшем используются при окончательном проектировании движителя.

Однако при проведении самоходных испытаний по способу «б» нет никаких исходных экспериментальных данных для его проектирования. Поэтому такие самоходные испытания необходимо выполнять на модели, оснащенной движителем, строго геометрически подобным натурному (испытанным и в «свободной воде»).

Пример результатов определения коэффициентов взаимодействия движителя с корпусом при самоходных испытаниях по способу «б» для упомянутой выше модели приведен на рис. 5 (как и на рис. 4, с использованием параметра $\Delta\tilde{i}_Q = \tilde{i}_Q - 1$ и вдвое меньшим масштабом по вертикали).

Способ «б» выполнения самоходных испытаний моделей, оборудованных винтом в насадке, также предусмотрен ОСТом [3] (п. 4.4, способ № 1), но с использованием в «свободной воде» данных испытания лишь открытого винта комплекса, что на рабочих режимах приводит к отрицательным значениям не только $\tilde{t}$, но и коэффициента $\tilde{w}_T$.

Пересчет данных самоходных испытаний, выполненных по способу «б»

Extrapolation of experimental data obtained by method b)

В ходе упомянутого во Введении обсуждения делались различные предложения по преодолению недостатков способа «б» для испытаний самоходных моделей с винтами в насадке. Одно из них – наряду с этими самоходными испытаниями дополнительно проводить испытания той же самоходной модели, оборудованной тем же винтом, но винт должен быть открытым (без насадки).

В обоснование этого подхода отмечалось, что и движитель типа «винт в насадке», и открытый гребной винт при работе за корпусом судна создают перед собой область пониженных давлений, которые приводят к явлению засасывания. Можно полагать, что при одинаковой нагрузке этих двух движителей (разной конструкции) потери на засасывание будут близки, если будут близки их диаметры и коэффициенты нагрузки, например – по полезной тяге. Направляющая насадка является сравнительно тонким кольцевым крылом, поэтому размеры движителя типа «винт в насадке» и открытого винта этого движителя близки друг к другу ($D \approx \text{const}$). Проведем кроме самоходных испытаний модели судна по способу «б» дополнительные собственно самоходные испытания этой модели с демонтированной насадкой и определим по ним зависимость коэффициента засасывания от нагрузки $\breve{t}(\breve{C}_E)$. Тогда можно положить, что эта зависимость аналогична коэффициенту засасывания $t(C_E)$ в случае испытаний по способу «а» модели судна, оборудованной комплексом «винт в насадке». Следовательно, удается оценить коэффициент упора комплекса «винт в насадке» в целом:

$$\tilde{K}_{TTB}(C_E) = \frac{\tilde{K}_E(C_E)}{1-\breve{t}(\breve{C}_E)} \approx K_{TTB}(C_E).$$

Далее определяются коэффициенты упора насадки

$$\tilde{K}_{TDB}(J_V) = \tilde{K}_{TTB}(J_V) - K_{TB}(J_V) \approx K_{TDB}$$

и остальные параметры взаимодействия, близкие к данным испытаний по способу «а». Однако испытания модели с открытым винтом, увеличивая трудоемкость опыта, по-видимому, не обеспечивают достаточно точного определения искомых характеристик.

В итоге обсуждения был предложен новый метод. Поскольку значения K_{QB} известны из самоходных испытаний по способу «б», следует прибегнуть к оценке коэффициента попутного потока по Тейлору (вариант 4 таблицы). Аналогичный прием ранее был использован в [4, 5] для определения скорости потока, набегающего на рабочее колесо водомета, при принятии момента изолированного колеса, измеренного на специальном стенде. Как видно из рис. 3, это позволяет получить правдоподобные величины $\hat{w}_T$ (и также $\tilde{\iota}_Q(J_V)$), но способ «б», как и прежде, из-за заниженных потерь на засасывание ($\tilde{t} < 0$) приводит к завышенным значениям коэффициента влияния корпуса $\tilde{\eta}_H$.

Последний подход к пересчету данных самоходных испытаний, выполненных по способу «б», можно развить следующим образом. Зная поступь изолированного движителя типа «винт в насадке» J_A, равную J_{AQ} (таблицы), следует, согласно гипотезе эквивалентности, по данным испытаний комплекса в «свободной воде» определить в исходном приближении коэффициент упора насадки при работе комплекса за корпусом $\bar{K}_{TDB}(J_V)_0 = K_{TD}(J_{AQ})$ и затем найти в этом приближении $\bar{K}_{TTB}(J_V)_0 = K_{TB} + \bar{K}_{TDB}(J_V)_0$. Далее выполняется небольшое уточнение результатов пересчета: применяя гипотезу эквивалентности, но не по Тейлору, а по трактовке Фруда, по коэффициенту $\bar{K}_{TTB}(J_V)_0$ находим соответствующие ему значения поступи $\bar{J}_{ATT} < J_{AQ}$ и новую величину коэффициента упора насадки $\bar{K}_{TDB}(J_V)_1 = K_{TD}(\bar{J}_{ATT})$. Наконец, вновь оценивается коэффициент суммарного упора как $\bar{K}_{TTB}(J_V)_1 = K_{TB} + \bar{K}_{TDB}(J_V)$. Процесс приближений продолжать не следует, т.к. он ведет к постоянному возрастанию $\bar{K}_{TDB}(J_V)$ и $\bar{K}_{TTB}(J_V)$, пока не выполнится условие $dK_{TD}(J_A)/dJ_A = 0$. В дальнейшем индексы номеров приближений опускаются. Определив $\bar{K}_{TTB}(J_V)$, обычным способом устанавливают соответствующие характеристики взаимодействия движителя и корпуса – значения $\bar{t}$, $\bar{w}_T$ и $\bar{\iota}_Q$, как это изложено в разделе 1.

Для модели, ранее рассматривавшейся в качестве примера, приближенные кривые действия движителя при работе за корпусом рассчитывались по изложенным выше алгоритмам. Как эти кривые, так и приближенные коэффициенты взаимодействия представлены кривыми, соответственно, на рис. 1 и 4 (крупный пунктир). Видно, что в сравнении с данными раздела 2 (рис. 5) они стали значительно ближе к «точным» значениям соответствующих параметров. Однако величины приближенного коэффициента упора насадки для различных J_V систематически занижены по сравнению с «точными» данными на $\Delta K_{TDB} = K_{TDB} - \bar{K}_{TDB} \approx 0{,}017$, что составляет примерно 9 % от экспериментального значения этого параметра на швартовом режиме $K_{TDB}(J_V = 0)$. Той же величине равно занижение приближенной оценки коэффициента суммарного упора комплекса $\Delta K_{TTB} = K_{TTB} - \bar{K}_{TTB} = \Delta K_{TDB} \approx 0{,}017$; оно составляет всего ~3,7 % от значения этого коэффициента на швартовах.

Занижение $\bar{K}_{TTB}$ (по данным пересчета) относительно K_{TTB} (по эксперименту) снижает оценки коэффициентов засасывания $\bar{t}$ и попутного потока $\bar{w}_T$ и повышает $\bar{\iota}_Q$. При кажущейся поступи $J_V \approx 0{,}7$ (рабочий режим) расхождения коэффициентов взаимодействия, полученных экспериментально и путем пересчета на основе гипотезы эквивалентности, составляют примерно $t - \bar{t} \approx 0{,}09$, $w_T - \bar{w}_T \approx 0{,}07$ и $i_Q - \bar{\iota}_Q \approx -0{,}06$. Характерно, что приближенные значения коэффициента попутного потока $\bar{w}_T$ близки к коэффициентам w_T, рассчитанным по поступям J_{AT} или J_{AQ} (варианты 2 и 4 таблицы), а также то, что, в отличие от i_Q, коэффициент $\bar{\iota}_Q \approx 1$.

Изложенный метод пересчета результатов самоходных испытаний моделей с движителем типа «винт в насадке» по способу «б» на приближенные данные таких испытаний по способу «а» можно считать наиболее строгим и рекомендовать к использованию в практике расчетов ходкости судов.

О влиянии радиального скоса потока корпуса судна на упор насадки движителя

Effect of radial wake angle on duct thrust

В сопоставимых по гипотезе эквивалентности условиях, т.е. при работе комплекса «винт в насадке» как за корпусом судна при поступи движителя J_{ATT}, определенной по варианту 3 таблицы («точные» зависимости), так и в «свободной воде» при поступи J_A, отношение коэффициентов суммарного упора движителя, естественно, равно $K_{TTB}(J_{ATT})/K_{TT}(J_A) = 1$. Сопоставление других сходственных параметров в рассмотренном примере показало, что упор насадки за корпусом оказался заметно больше, чем у изолированного движителя, а упор винта и его момент – меньше, чем в «свободной воде». Так, в районе $J_V \approx 0{,}7$ отношения $K_{TDB}(J_{ATT})/K_{TD}(J_A) = 1{,}5$, в то время как $K_{TB}(J_{ATT})/K_T(J_A) = 0{,}87$ и $K_{QB}(J_{ATT})/K_Q(J_A) = 0{,}92$. Отклонение этих отношений от 1 свидетельствует

об отмечавшейся ранее неточности гипотезы эквивалентности применительно к винтам в насадке.

Можно считать, что в значительной мере неточности пересчета данных самоходных испытаний, выполненных по способу «б», обусловлены тем, что поток за корпусом не только подторможен, что учитывается коэффициентом попутного потока w_T, но и характеризуется радиальным скосом потока относительно продольной оси движителя, зависящим от угла схода ватерлиний в корме судна. В отличие от открытого винта, нечувствительного к такому скосу набегающего потока, принцип действия насадки как кольцевого крыла основан именно на этом скосе: неважно, чем он вызван – винтом или корпусом судна. Однако следует отметить, что, согласно парадоксу Даламбера, часть упора насадки, обусловленная радиальным скосом потока корпуса, должна уравновешиваться аналогичными по величине дополнительными потерями на корпусе. Эти силы являются внутренними и потому не создают какого-либо упора.

При испытаниях по способу «а» часть упора насадки, вызванного ее размещением в области радиального скоса потока корпуса (в системе, связанной с движителем), измеряется не непосредственно, а в составе полного ее упора. Также и дополнительные потери на корпусе входят в общие потери на засасывание. Но рассматриваемая часть упора насадки дополнительно ускоряет поток, набегающий на гребной винт, работающий в ее канале. Именно этим обусловлено, с одной стороны, некоторое повышение коэффициента $K_{TDB}(J_{ATT})$ относительно $K_{TD}(J_A)$, а с другой – снижение коэффициентов упора винта $K_{TB}(J_{ATT})$ и его момента $K_{QB}(J_{ATT})$.

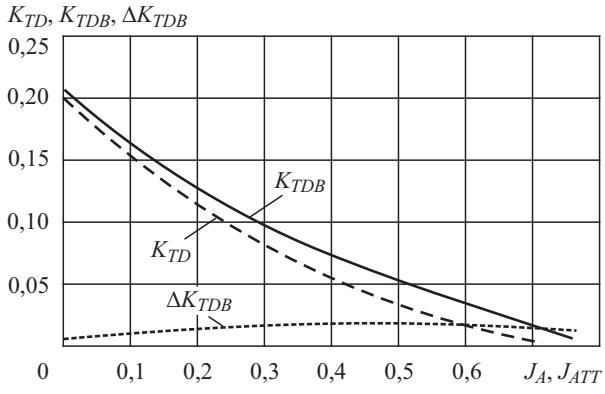

Рис. 6. Оценка поправки ΔK_{TDB} на радиальный скос потока от корпуса Δα

Fig. 6. Estimate of correction ΔK_{TDB} for radial wake angle due to hull Δα

Как показывают результаты анализа, коэффициент упора насадки за корпусом

$$K_{TDB}(J_{ATT}) = C'_Y \quad (\quad + \quad)\sin(\quad + \quad)\times$$

$$\times\left(1-\frac{C_X/(C'_Y\ (\quad + \quad))}{\tan(\quad + \quad)}\right)J_{ATT}^2 \quad \frac{D_D}{D}\frac{L_D}{D}$$

можно представить как сумму

$$K_{TDB}(J_{ATT}) = K_{TDPB}(J_{ATT}) + K_{TDSB}(J_{ATT}),$$

причем

$$K_{TDPB}(J_{ATT}) = C'_Y \quad {}^2\left(1-\frac{C_X/(C'_Y\ (\quad + \quad))}{\tan(\quad + \quad)}\right)\times$$

$$\times J_{ATT}^2 \quad \frac{D_D}{D}\frac{L_D}{D} \approx C'_Y \quad {}^2 J_{ATT}^2 \quad \frac{D_D}{D}\frac{L_D}{D};$$

$$K_{TDSB}(J_{ATT}) = 2C'_Y \qquad \left(1-\frac{C_X/(C'_Y\ (\quad + \quad))}{\tan(\quad + \quad)}\right)\times$$

$$\times J_{ATT}^2 \quad \frac{D_D}{D}\frac{L_D}{D} \approx 2C'_Y \qquad J_{ATT}^2 \quad \frac{D_D}{D}\frac{L_D}{D};$$

где $C'_{Y\alpha}$ и C_X – соответственно, производная коэффициента подъемной силы профиля насадки по углу атаки и его коэффициент сопротивления; α и Δα – средние по периметру насадки углы радиального скоса потока (относительно направления нулевой подъемной силы ее профиля), набегающего на насадку, индуцируемые, соответственно, винтом, работающим в канале насадки, и за счет обводов кормовой оконечности корпуса; J_{ATT} – поступь движителя в эквивалентных условиях за корпусом судна; D_D/D и L_D/D – относительные величины диаметра и длины насадки.

Приведенные формулы отвечают малым значениям углов α и Δα, для которых $\sin(\alpha + \Delta\alpha) \approx \alpha + \Delta\alpha$, а $(\Delta\alpha)^2 << 2\alpha\Delta\alpha$. Приближенные части рассматриваемых выражений верны для $C_X = 0$. Как видно, коэффициент K_{TDPB} определяется в основном углом скоса потока α, а коэффициент K_{TDSB} пропорционален Δα.

При испытаниях движителя типа винт в насадке в «свободной воде» скоса набегающего потока нет, т.е. Δα = 0, и, соответственно, $K_{TDSB} = 0$. При работе же движителя за корпусом, когда Δα ≠ 0, в сопоставимых по гипотезе эквивалентности условиях ($J_{ATT} = J_A$) расхождение $\Delta K_{TDB} = K_{TDSB}$. Поэтому описанный пересчет данных самоходных испытаний модели судна, выполненных по способу «б», на данные способа «а», в принципе, не может учесть

скос потока корпуса $\Delta\alpha \neq 0$ и составляющую $K_{TDSB} \neq 0$ коэффициента K_{TDB}.

Упомянутые выше испытания самоходной модели, выполненные по способу «а», позволяют знать коэффициенты упора насадки в условиях эквивалентности как при работе движителя за корпусом $K_{TDB}(J_{ATT})$, так и в «свободной воде» $K_{TD}(J_A)$. С их использованием была определена величина ΔK_{TDB} (рис. 6). В широком диапазоне нагрузок, включая рабочие режимы, она оказалась практически постоянной, несколько снижаясь к швартовому режиму: при повышении нагрузки движителя угол скоса потока α от его работы возрастает, но убывает поступь J_{ATT}, причем скос от корпуса $\Delta\alpha \approx$ const.

Учет поправки K_{TDB}, естественно, привел к полному совпадению данных пересчета с экспериментальными результатами испытаний модели по способу «а» (рис. 1).

Как отмечалось, в рассмотренном примере корма судна была почти осесимметрична, поэтому дополнительный скос $\Delta\alpha$ оказался значительным. Однако, например, в случае расположения комплекса «винт в насадке» в кормовом подзоре плоскодонного речного судна большой ширины поток в его корме почти плоский, с однонаправленным скосом (в системе, связанной с корпусом); в таком случае величина среднего радиального скоса $\Delta\alpha \approx 0$ (в системе движителя) и, соответственно, $\Delta K_{TDB} \approx 0$.

На практике при проведении самоходных испытаний по способу «б», когда величина $K_{TDB}(J_V)$ неизвестна, нет возможности определить поправку $\Delta K_{TDB}(J_{ATT})$ так, как это было сделано в описанном выше примере. Поэтому в дальнейшем требуется накопление информации о самоходных испытаниях моделей судов с движителями типа винт в насадке, выполненных по способу «а», и всесторонний анализ их результатов с учетом геометрии и движителя, и корпуса судна.

Наконец, как было показано, результаты самоходных испытаний модели судна, выполненных по способу «а» (в частности, коэффициент упора насадки K_{TDB} и, следовательно, K_{TTB}, а также коэффициенты взаимодействия движителя и корпуса), могут содержать в себе заметные эффекты, связанные со скосом набегающего на движитель потока корпуса, которые не создают упора. По этой причине следует оценить целесообразность оптимизации параметров движителя типа «винт в насадке» не на основе непосредственных результатов такого эксперимента, а по данным их пересчета на основе гипотезы эквивалентности, описанного в этой статье.

Заключение

Conclusion

Применительно к судам, оснащенным движительным комплексом типа «винт в насадке», изложены и проанализированы методы проведения самоходных испытаний их моделей при использовании в эксперименте динамометра для измерения упора насадки (способ «а») и без таких измерений, когда насадка жестко крепится к корпусу (способ «б»).

Предложен метод приближенного определения коэффициентов упора насадки, не измеряемого при самоходных испытаниях моделей по способу «б», и суммарного упора комплекса, что позволяет более точно рассчитывать характеристики взаимодействия движителя и корпуса, аналогичные данным испытаний по способу «а».

Установлено, что радиальный скос потока, обусловленный телесностью корпуса судна, в эквивалентных условиях может вносить различия по упору насадки между данными испытаний изолированного движителя типа «винт в насадке» и при его работе за корпусом. Эти различия необходимо учитывать в процессе проектирования таких движителей.

Библиографический список

References

1. *Басин А.М.*, *Миниович И.Я.* Теория и расчет гребных винтов. Л.: Судпромгиз, 1983. [*Basin A.M.*, *Miniovich I.Ya.* Theory and calculations of propellers. L.: Sudpromgiz, 1983. (in Russian)].
2. Справочник по теории корабля / Под ред. Я.И. Войткунского. Т. 1. Л.: Судостроение, 1985. [Ship Theory. Reference book. Under editorship of Ya. Voitkunsky. Vol. 1. Leningrad, Sudostroyeniye, 1985. (in Russian)].
3. ОСТ 5.4129-75. Комплекс движительный гребной винт – направляющая насадка. Методика расчета и правила проектирования. М., 1975. [OST 5.4129-75. Propulsion system – propeller in duct. Calculation method and design rules. M., 1975. (in Russian)].
4. *Мавлюдов М.А.*, *Русецкий А.А.* Основы теории и проектирования водометных движителей. СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2009. [*Mavlyudov M.A.*, *Rusetsky A.A.* Theory and basic design principles of waterjet propulsion units. SPb.: Krylov Shipbuilding Research Institute, 2009. (in Russian)].
5. *Лобачев М.П.*, *Русецкий А.А.*, *Яковлев А.Ю.* Проектирование и гидродинамический расчет водометных движителей. СПб.: Крыловский государственный

научный центр, 2014. [*Lobachev M.P.*, *Rusetsky A.A.*, *Yakovlev A.Yu.* Design and hydrodynamic calculations of waterjet propulsors. SPb.: Krylov State Research Centre, 2014. (in Russian)].

Сведения об авторах

Котлович Валерий Михайлович, к.т.н., ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44. Тел.: 8 (812) 377-25-17. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Андерсон Геннадий Викторович, начальник стенда ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44. Тел.: 8 (812) 415-47-77. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Крылова Лариса Константиновна, начальник стенда ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44. Тел.: 8 (812) 415-47-77. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Мухин Андрей Борисович, к.т.н., руководитель проектов ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44. Тел.: 8 (812) 415-45-25. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Соколов Марат Александрович, к.т.н., заместитель начальника отделения по экспериментальной базе ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44. Тел.: 8 (812) 415-47-77. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

About the authors

Valery M. Kotlovich, Cand. Sc., Krylov State Research Centre. Address: Moskovskoe shosse 44, St. Petersburg, 196158, Russia. Tel.: 8 (812) 377-25-17. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Gennady V. Anderson, Head of Test Rig, Krylov State Research Centre. Address: Moskovskoe shosse 44, St. Petersburg, 196158, Russia. Tel.: 8 (812) 415-47-77. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Larisa K. Krylova, Head of Test Rig, Krylov State Research Centre. Address: Moskovskoe shosse 44, St. Petersburg, 196158, Russia. Tel.: 8 (812) 415-47-77. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Andrei B. Mukhin, Cand. Sc., Head of Sector, Krylov State Research Centre. Address: Moskovskoe shosse 44, St. Petersburg, 196158, Russia. Tel.: 8 (812) 415-45-25. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Marat A. Sokolov, Cand. Sc., Deputy Head of Division (Experimental facilities), Krylov State Research Centre. Address: 196158, Moskovskoe shosse 44, St. Petersburg, 196158, Russia. Tel.: 8 (812) 415-47-77. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Поступила / Received: 18.05.18
Принята в печать / Accepted: 22.08.18
© Коллектив авторов, 2018