

Численное моделирование взаимодействия между корпусом судна и движителями

А. В. Печенюк

Digital Marine Technology,
Украина, 65062, г. Одесса, Аркадиевский переулок, д. 4, оф. 1

Существует ряд задач ходкости, при решении которых необходимо определять или использовать гидродинамические характеристики гребных винтов. Традиционный путь решения этих задач заключается в проведении модельных экспериментов в опытовых бассейнах, кавитационных трубах и других лабораторных установках. В качестве менее затратной и более удобной альтернативы может рассматриваться численное моделирование, разработка методики которого является актуальной задачей. Одними из наиболее сложных экспериментальных исследований в области ходкости судов являются самоходные модельные испытания, которые проводятся с целью определения и оптимизации параметров взаимодействия между корпусом судна и его движителями. Параметры взаимодействия, наряду с величиной буксировочного сопротивления корпуса и эффективностью движителей в свободной воде оказывают большое влияние на эффективность движения судна. Сложность постановки численного моделирования, позволяющего исследовать взаимодействие между корпусом судна и движителями, заключается, прежде всего, в создании достаточно адекватных и точных моделей движителей, работающих за корпусом судна. Могут применяться различные упрощенные модели, например, основанные на замене движителей их живыми сечениями. Однако получение параметров взаимодействия в полном объеме и с достаточной для практики точностью, по-видимому, возможно только с геометрически подобными моделями гребных винтов, работа которых моделируется в условиях винто-рулевого комплекса. В настоящей статье рассмотрены возможности численного моделирования взаимодействия между корпусом судна смешанного плавания и гребными винтами в направляющих насадках. Постановка предусматривает полное соответствие расчетной геометрии реальному пропульсивному комплексу судна, однако в физической модели присутствуют некоторые упрощения (например, не моделируется свободная поверхность). Полученные результаты сопоставлены с данными модельного эксперимента. Сопоставление показало, что зависимости параметров взаимодействия от нагрузки движителей подобны экспериментальным, а их значения адекватно описывают моделируемые физические явления, хотя и не вполне точно совпадают с экспериментальными. По нашему мнению, предложенный подход уже сейчас может успешно применяться в оптимизационных задачах проектирования пропульсивных комплексов судов.

1. Введение

Основные технико-эксплуатационные и экономические показатели судна в значительной степени определяются эффективностью его движения. Наряду с величиной буксировочного сопротивления корпуса и характеристиками изолированных движителей эффективность движения судна зависит от параметров взаимодействия между его корпусом и движителями.

В ряде предыдущих публикаций мы рассматривали методы определения буксировочного сопротивления корпуса судна с помощью численного моделирования на фоне традиционного модельного эксперимента [Печенюк, 2006, 2014], а также методы определения гидродинамических характеристик судового движителя [Печенюк, 2017]. Были отмечены практические достоинства численного моделирования в этих задачах, позволяющие сократить сроки и стоимость работ по сравнению со сложными модельными экспериментами.

Для определения параметров взаимодействия между корпусом судна и движителями используются еще более сложные самоходные модельные испытания, которые представляют собой особым образом организованные буксировочные испытания модели корпуса с установленными за ней работающими моделями гребных винтов. Следовательно, применение численного моделирования в этой задаче имеет большие перспективы, а разработка его методики является актуальной. Результаты, полученные в этой области с помощью ПК FlowVision версии 3.10.03, и их сравнение с экспериментальными данными представлены в настоящей статье.

Самоходные модельные испытания [Ходкость ...], как правило, проводятся согласно одному из двух принципов. Первый принцип – это принцип «свободного самохода», при котором модель судна движется равномерно под действием силы упора гребных винтов, как и натурное судно в

эксплуатации. В соответствии со вторым принципом, который получил большее распространение, модель судна буксируется с заданной скоростью тележкой бассейна, а модели винтов вращаются с некоторой заданной частотой. Сила упора гребных винтов при этом не равна (в общем случае) силе сопротивления корпуса. Варьируя скорости движения модели корпуса и частоту вращения моделей винтов, получают широкий диапазон измеряемых величин, который содержит все расчетные режимы, включая свободный самоход. Такой метод проведения испытаний получил название «жесткой запряжки».

Принцип свободного самохода на первый взгляд кажется более естественным, однако, на самом деле это не так. Дело в том, что масштабная модель обладает более высоким удельным сопротивлением, чем натурное судно при том же числе Фруда (Fr) из-за повышенного трения. Поэтому модельное равенство сил сопротивления корпуса и упора движителей не соответствует натурному и не представляет особой ценности. В любом случае, пересчет результатов испытаний на натуру требует обработки данных по специально разработанным процедурам.

Этой же логикой можно воспользоваться при выборе рациональной постановки численного расчета. Например, если в расчете не моделируется свободная поверхность, сила сопротивления корпуса не включает волновое сопротивление, следовательно, условие свободного самохода не удастся выполнить даже в натурном масштабе. Кроме того, свободный самоход, при котором сила упора винтов разгоняет судно до некоторой неизвестной заранее скорости, чрезвычайно сложно осуществить в обращенном движении, которое применяется в численных постановках обтекания корпуса. Однако принцип жесткой запряжки в этих условиях вполне применим. Корпус судна при этом будет обтекаться обращенным потоком при заданной скорости, а модели винтов вращаться с заданной частотой. Получаемые из расчета силы на корпусе и винтах с помощью процедур обработки можно преобразовать в искомые параметры взаимодействия.

Еще одна особенность самоходных испытаний заключается в том, что они проводятся с так называемыми «магазинными» моделями гребных винтов, то есть моделями из набора, имеющегося в опытовом бассейне. Модельные винты (диаметр 0,1-0,2 м) требуют большой точности изготовления, что обуславливает их высокую стоимость. Поэтому испытываются не геометрически подобные модели винтов исследуемого судна, а наиболее близкие из имеющихся магазинных моделей. Лишь диаметры винтов строго соответствуют масштабу модели корпуса, поскольку последний выбирается именно из этого условия.

В свою очередь, в методику проведения самоходных испытаний и обработки их результатов заложена формальная независимость параметров взаимодействия от гидродинамических характеристик гребных винтов, что удобно и по ряду методологических причин. В результате, геометрические элементы и гидродинамические качества винтов, спроектированных на основании испытаний, могут существенно отличаться от таковых у использованных в испытаниях модельных винтов.

В численных расчетах нетрудно использовать любую геометрию, и нет необходимости ограничиваться «магазинными» моделями. Однако, логика, выработанная в экспериментальных исследованиях, снова оказывается полезной. Одной из основных проблем численной постановки является точность определения упора и момента гребных винтов за корпусом судна и в свободной воде. Поскольку упор и момент (кривые действия) устраняются из результатов в процессе их обработки, то в некотором приближении можно надеяться, что ошибки в кривых действия слабо влияют на получаемые параметры взаимодействия. Строго говоря, подобные ошибки не оказывали бы никакого влияния только в том случае, если проявлялись бы абсолютно одинаково в расчете изолированного винта в свободной воде и за корпусом судна. Представляется, что рассчитывать на это нельзя, но, с другой стороны, высокий уровень погрешности в численном определении кривых действия не стоит непосредственно переносить на параметры взаимодействия, что подтверждают и результаты, представленные в настоящей статье.

2. Объект исследования и экспериментальные данные

Объектом исследования является пропульсивный комплекс судна смешанного плавания (ССП) [Проектирование ...]. Корпус СПП имеет очень полные обводы ($C_B = 0.9$). Носовая оконечность таранно-коническая; кормовая оконечность транцевая, с неглубокими полутуннелями. Основные геометрические характеристики корпуса в натурном и модельном масштабе представлены в таблице 1. СПП оборудовано двухвальной пропульсивной установкой с гребными винтами фиксированного шага в направляющих насадках.

Таблица 1. Основные геометрические характеристики корпуса ССП

Характеристики объекта	Натура	Модель (М 1:16,1)
Длина по ватерлинии L_{WL} , м	137,8	8,5431
Ширина B , м	16,5	1,0229
Высота борта D , м	6,0	0,3720
Осадка T , м	4,6	0,2852
Водоизмещение объёмное V , м ³	9428,8	2,2467
Площадь смоченной поверхности S , м ²	3271,6	12,5745
Коэффициент общей полноты C_B	0,902	
Относительная абсцисса ЦВ L_{CB} (%), в нос «+»	+0,72	

В процессе разработки проекта ССП в Крыловском государственном научном центре (КГНЦ) был выполнен комплекс самоходных модельных испытаний и определены параметры взаимодействия между корпусом судна и гребными винтами в направляющих насадках. Фотографии самоходной модели представлены на рис. 1.

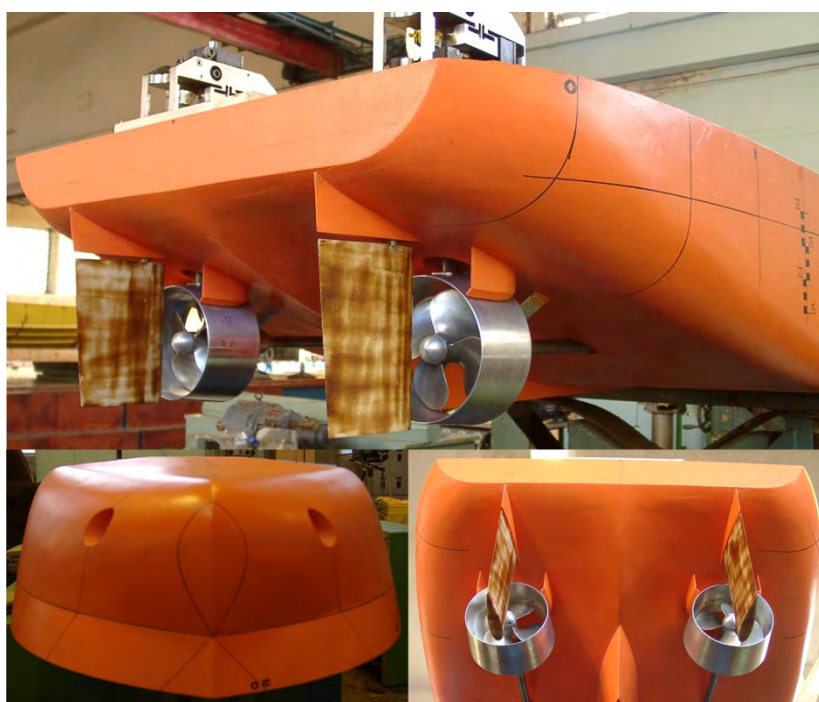


Рис. 1. Самоходная модель ССП

Полученные параметры взаимодействия были представлены в виде зависимостей от коэффициента нагрузки гребного винта по тяге K_{DE} , аппроксимирующих экспериментальные точки:

$$K_{DE} = \frac{vD}{\sqrt{T_E/\rho}}, \quad (1)$$

где:

v – скорость движения судна или модели;

D – диаметр гребного винта;

T_E – полезная тяга винта, равная упору за вычетом силы засасывания;

ρ – плотность воды.

Представив параметры взаимодействия как функции одной переменной (1), специалисты КГНЦ косвенно исключили их зависимость от Fr [Кацман ...], хотя замеры выполнялись при различных скоростях модели. По-видимому, влияние Fr для данного тихоходного судна было оценено как незначительное. Полученные зависимости представлены ниже при сравнении экспериментальных и расчетных данных.

3. Основные подходы к численному моделированию

Численное моделирование работы гребных винтов в направляющих насадках за корпусом судна, в отличие от модельного эксперимента, подготовлено в обратном потоке (по схеме гидролотка).

Расчетная область представляет собой прямоугольный параллелепипед, на гранях которого заданы граничные условия (ГУ), – рис 2. Для моделирования вращения гребных винтов относительно корпуса была использована технология скользящей поверхности [FlowVision ..., с. 365]. В качестве скользящих поверхностей использовались круговые сечения насадки перед и за гребным винтом (рис. 2). Таким образом, вращающаяся подобласть соосна с гребным винтом, охватывает его лопасти и область измельченной вблизи лопастей сетки. Внутренняя поверхность насадки, строго говоря, не должна входить во вращающуюся подобласть. Однако из-за малого зазора между насадкой и концами лопастей разделить расчетные подобласти по-другому проблематично. Неподвижность внутренней поверхности насадки в этом случае моделируется с помощью настроек движущейся системы координат в ее ГУ, что вполне допустимо для тел вращения.

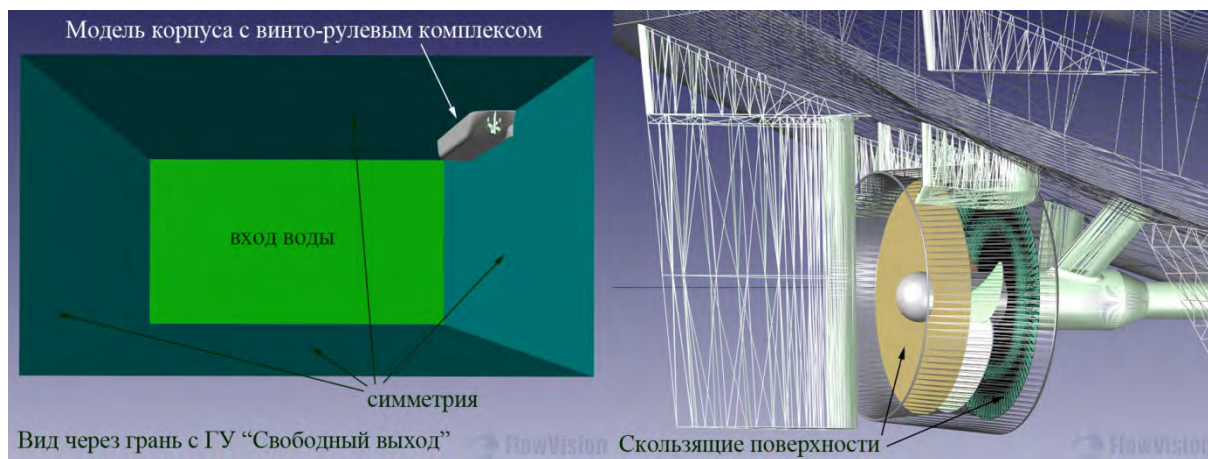


Рис. 2. Расчетная область и скользящие поверхности

Физическая модель расчетов основана на модели несжимаемой жидкости, которая в целом аналогична используемой при моделировании обтекания судовых корпусов в ПК FlowVision [Печенюк, 2014]. Поскольку в настоящее время еще нет возможности моделировать свободную поверхность в расчетах со скользящей сеткой, метод VoF в физической модели не задействован. У рассматриваемого тихоходного судна свободная поверхность, вероятно, весьма слабо влияет на характеристики взаимодействия. Однако в общем случае более корректно было бы моделировать взаимодействие между корпусом и движителями с учетом волнообразования и других явлений на поверхности воды.

Расчетная сетка построена на основе начальной неравномерной прямоугольной сетки (рис. 3), наиболее мелкие ячейки которой сконцентрированы у оконечностей корпуса, особенно у кормы в районе гребных винтов. Дополнительное разрешение потока выполнено с помощью адаптации, заданной в объемах нескольких вложенных друг в друга боксов прямоугольной (1-й уровень) и цилиндрической формы (2-го и 3-го уровня), охватывающих винто-рулевой комплекс. На наружной поверхности насадки была задана адаптация 4-го уровня, а во всем объеме вращающейся подобласти с гребным винтом – адаптация 5-го уровня. Широкое применение объемной адаптации объясняется стремлением разрешить области потока, в которых происходит основное взаимодействие между корпусом и винтом. Использование достаточно высоких уровней адаптации связано с проблемой перехода от сравнительно крупных ячеек сетки, разрешающей обтекающий корпус поток, к сравнительно мелким ячейкам, необходимым для корректного разрешения потока вблизи тонких лопастей гребного винта.

Указанные параметры сетки обеспечивают достаточно адекватное моделирование полностью турбулентного ПС при наличии в соответствующих ГУ пристеночных функций. На рис. 4 показано распределение величин y^+ по корпусу и по лопастям винта. Из рисунка видно, что значения y^+ укладываются в диапазон, обеспечивающий корректную работу модели турбулентности. В расчетах использовалась модель турбулентности SST [FlowVision ..., с. 1327], которая реализована таким образом, что при $y^+ > 300$ работает как стандартная k - ϵ модель, а при более подробной сетке обеспечивает повышенную точность вплоть до нижней границы корректной работы пристеночных функций при $y^+ \approx 10 \div 30$.

Как показано в работе [Печенюк, 2017], для моделирования сложных процессов в пограничном слое (ПС) лопастей желательнее применять более точные подходы и отказаться от пристеночных функций. Недостаточная точность моделирования приводит в основном к завышению момента винта и снижению его КПД, то есть искажает кривые действия. Для исправления ситуации предложено

использовать химерную приповерхностную сетку OBL (overlapped boundary layer) [FlowVision ..., с. 405] вдоль поверхности лопастей.

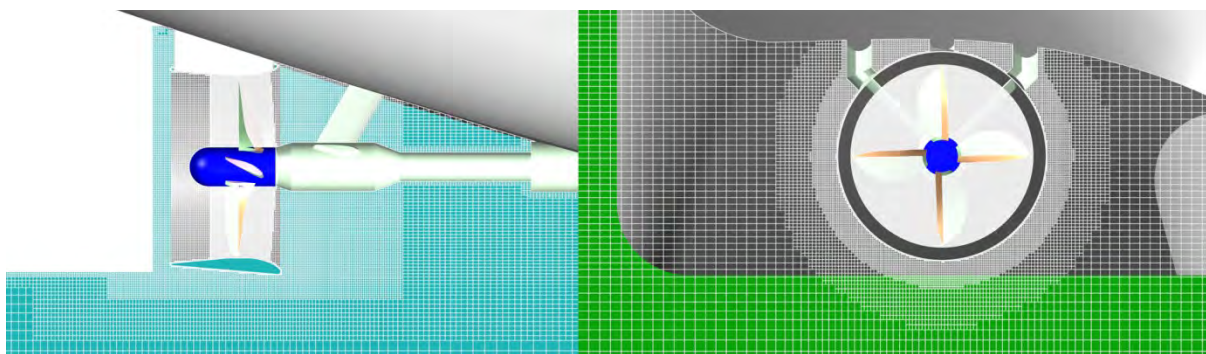


Рис. 3. Расчетная сетка

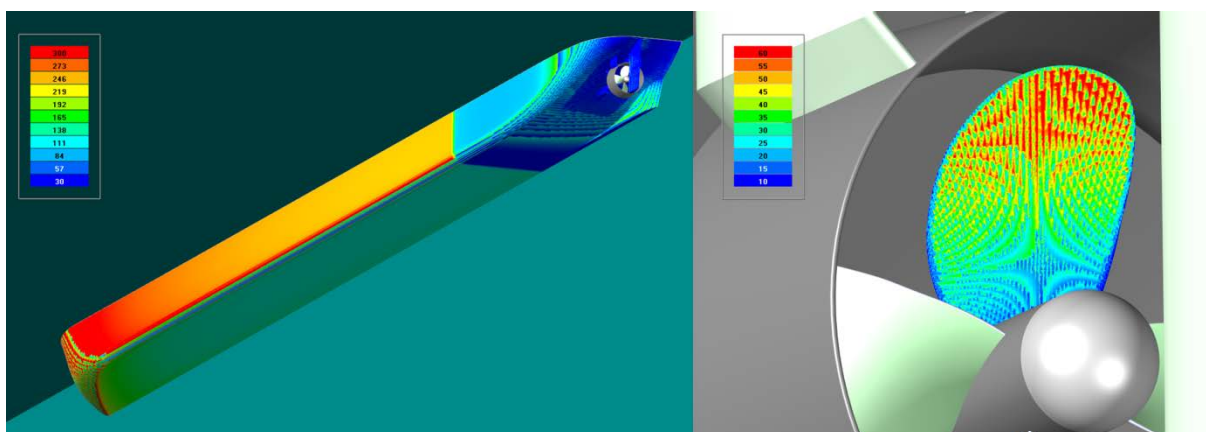


Рис. 4. Распределение величины y^+ : слева по корпусу (шкала 30-300), справа по лопасти гребного винта (шкала 10-60)

В выполненных расчетах сетка OBL на лопастях винта не использовалась, исходя из упрощения постановки и экономии вычислительных ресурсов, хотя такая принципиальная возможность имеется. С учетом применяемых процедур обработки данных неточность кривых действия не должна оказывать влияния на определяемые параметры взаимодействия. Поэтому, при условии достаточной сходимости по сетке при определении упора и момента винта, их высокая точность, теоретически, не требуется. Представляется, что на практике точность моделирования ПС лопастей винта может оказывать определенное влияние на его упор и момент в неравномерном потоке за корпусом судна. Это предположение нуждается в дальнейшей проверке.

Общее число активных ячеек расчетной сетки в задаче составило 8,78 млн. Работа была выполнена с использованием оборудования центра коллективного пользования «Комплекс моделирования и обработки данных исследовательских установок мега-класса» НИЦ «Курчатовский институт», <http://ckp.nrcki.ru/>.

4. Результаты численного моделирования

Численное моделирование выполнено в диапазоне $K_{DE} = 1,08 \div 1,87$ при постоянной скорости модели корпуса 1,3 м/с (соответствует по Fr скорости натурного судна 10 узлов). Нагрузка гребных винтов K_{DE} варьировалась изменением их чисел оборотов в диапазоне 10÷14 об/с. Полученные результаты в виде безразмерных коэффициентов эффективного попутного потока w_T , засасывания t и влияния неравномерности попутного потока на момент i_q представлены в таблице 1 и на рис. 5 (расчетные данные помечены в легенде “CFD”). На рис. 6 представлен пример визуализации потока, обтекающего корпус и действующие движители.

Таблица 1. Параметры взаимодействия по результатам численного моделирования

K_{DE}	эксперимент			численный расчет			погрешность		
	w_T	t	i_q	w_T	t	i_q	ε, w_T	ε, t	ε, i_q
1.28	0.2687	0.2126	1.0276	0.3164	0.1988	1.0262	15.1%	-6.9%	-0.1%
1.08	0.2737	0.1909	1.0235	0.3262	0.1757	1.0280	16.1%	-8.7%	0.4%
1.87	0.2583	0.2723	0.9985	0.3041	0.2586	1.0304	15.1%	-5.3%	3.1%
1.58	0.2627	0.2444	1.0117	0.3060	0.2342	1.0279	14.1%	-4.3%	1.6%

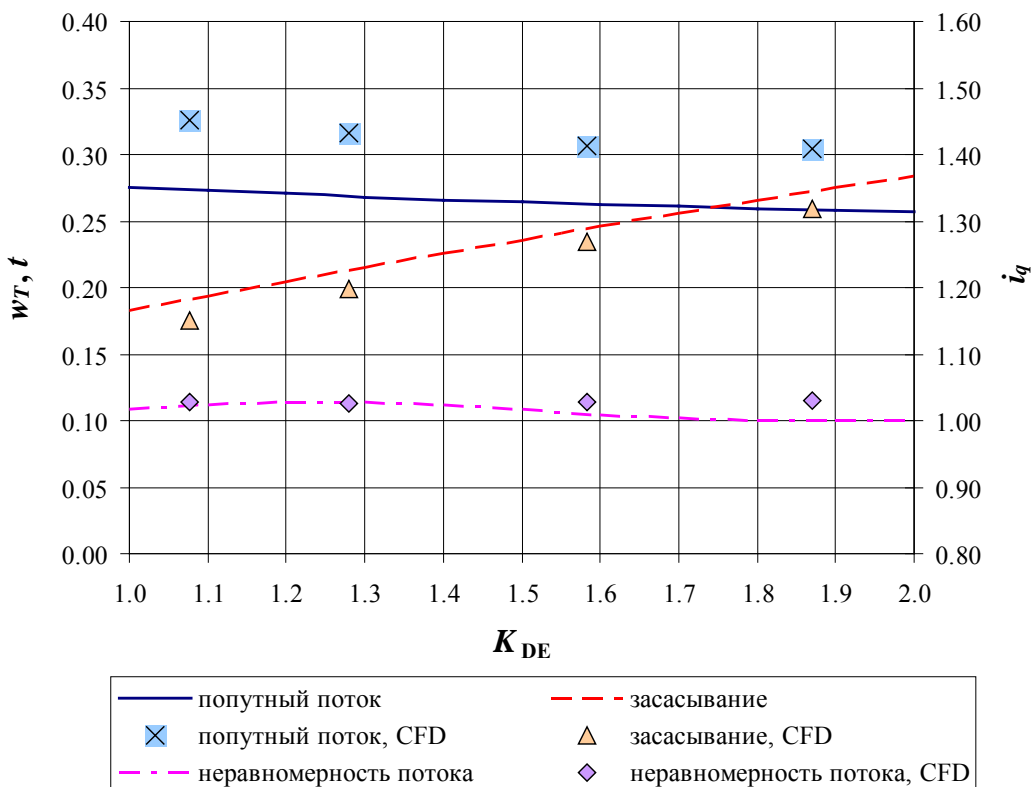


Рис. 5. Параметры взаимодействия по результатам численного моделирования

При обработке результатов использовались кривые действия комплекса «гребной винт – направляющая насадка», полученные в свободной воде в тех же условиях постановки, но без модели корпуса. В расчетах использовалась геометрия комплексов, соответствующая серии 1 ОСТ 5.4129-75, на основе которой проектировались движители натурного судна. Благодаря использованию геометрии серийных винтов результаты расчетов удалось сопоставить с экспериментальными данными – рис. 7. Расчетные данные отличаются завышенным моментом, хотя значения суммарного упора винта и насадки соответствуют экспериментальным удовлетворительно. Как отмечено выше, такая ситуация объясняется упрощенным подходом к моделированию ПС лопастей винта и в первом приближении может считаться допустимой, поскольку схема определения параметров взаимодействия не предполагает влияния на них кривых действия в свободной воде.

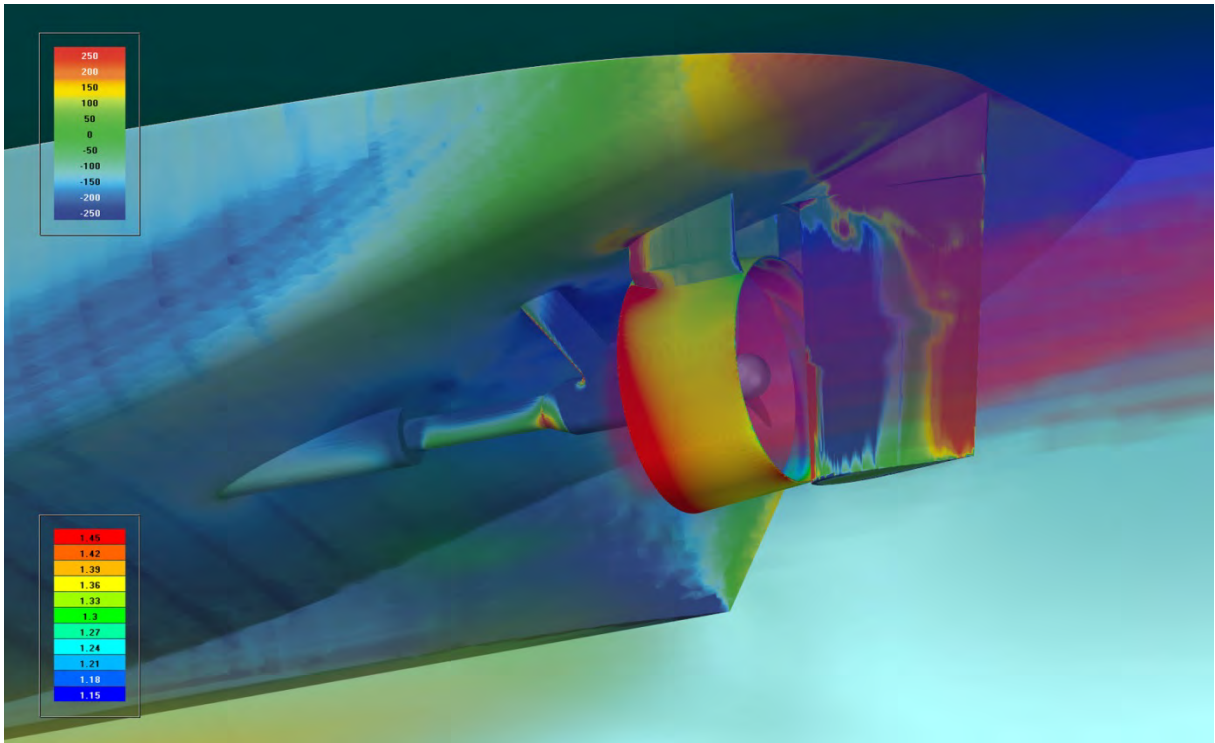


Рис. 6. Визуализация обтекания корпуса с действующими движителями: распределение давления по корпусу и выступающим частям (верхняя легенда в Па), дополненное распределением скорости в объеме (нижняя легенда в м/с)

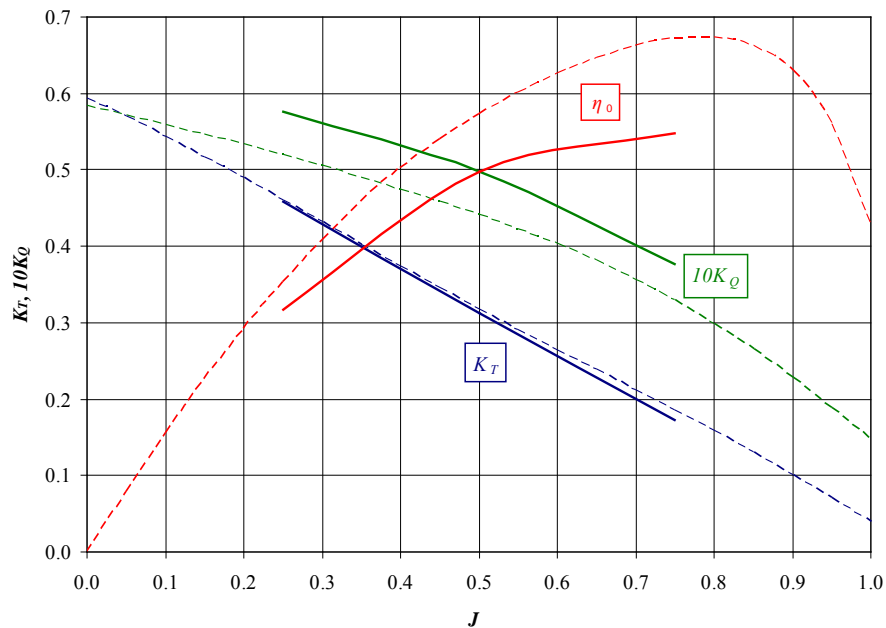


Рис. 7. Кривые действия комплекса «гребной винт – направляющая насадка» в свободной воде: пунктирные линии – эксперимент, сплошные – расчеты CFD

Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод, что погрешности моделирования движителей в свободной воде (рис. 7) не оказывают прямого влияния на параметры взаимодействия (таблица 1 и рис. 5). Наибольшая погрешность (в среднем около 15%) в данных по попутному потоку, которые зависят от скоростей потока за корпусом и упора винта, в то время как в свободной воде погрешность по упору минимальна. В данных по коэффициенту засасывания погрешность составляет 7-9%, по коэффициенту влияния неравномерности попутного потока на момент – в пределах 3%. Характер расхождений не позволяет объяснить их какой-либо очевидной причиной. Основными направлениями уточнения результатов представляются: повышение точности моделирования гребных винтов в свободной воде и за корпусом; включение в постановку свободной поверхности; анализ экспериментальных данных на предмет масштабного эффекта и др.

Вместе с тем, результаты выполненных расчетов показали, что зависимости параметров взаимодействия от нагрузки двигателей подобны экспериментальным, а их значения адекватно описывают моделируемые физические явления, хоть и не вполне точно совпадают с экспериментальными. По нашему мнению, предложенный подход уже сейчас может успешно применяться в оптимизационных задачах проектирования пропульсивных комплексов судов.

Список литературы (References)

- Кацман Ф. М., Пустошный А. Ф., Штумпф В. М. Пропульсивные качества морских судов (исследования и прогнозирование). Л.: Судостроение, 1972. – 512 с.
Kacman F. M., Pustoshnyj A. F., Shumpf V. M. Propulsivnye kachestva morskikh sudov (issledovaniya i prognozirovaniye) [Propulsion qualities of seagoing vessels (researches and forecasting)] // L.: Sudostroyeniye, 1972. — 512 p. (in Russian).
- Проектирование пропульсивного комплекса судна ограниченного района плавания на базе современных методов вычислительной гидродинамики / Л. И. Вишнеvский и др. // Судостроение. – 2006. – №2. – С. 27-31.
Proektirovaniye propulsivnogo kompleksa sudna ogranichennoy rajona plavaniya na baze sovremennykh metodov vychislitelnoy gidrodinamiki [Designing the propulsion system of the ship with restricted navigation area on the base of modern computational fluid dynamics methods] [L. I. Vishnevskiy et al. // Sudostroyeniye. – 2006. – No. 2. – P. 27-31 (in Russian)
- Печенюк А. В. Моделирование буксировочных испытаний перспективного контейнеровоза KRISO при помощи комплекса гидродинамического анализа FlowVision // Прикладные исследования в механике: Труды III научной конференции «Инженерные системы – 2005». М.: МФТИ – ООО «Тесис», 2006. – С. 75-87.
Pechenyuk A. V. Modelirovaniye buksirovochnykh ispytaniy perspektivnogo konteynerovoza KRISO pri pomoshi kompleksa gidrodinamicheskogo analiza FlowVision [Towing test simulation of the prospective containership KRISO by means of hydrodynamic analysis complex FlowVision] // Prikladnye issledovaniya v mehanike: Trudy III nauchnoy konferencii “Inzhenernye sistemy – 2005” [Applied researches in mechanics: Proc. of the int. conf. “Engineering Systems – 2005”]. M.: MFTI — ООО “Tesis”, 2006. – P. 75–87 (in Russian).
- Печенюк А. В. Эталонное тестирование ПК FlowVision в задаче моделирования обтекания судового корпуса // Компьютерные исследования и моделирование. – 2014. – Т. 6. – С. 889-899.
Pechenyuk A. V. Jetalonnoye testirovaniye PK FlowVision v zadache modelirovaniya obtekanija sudovogo korpusa [Benchmarking of CEA FlowVision in ship flow simulation] // Computer Research and Modeling. — 2014. — Vol. 6. — P. 889–899 (in Russian).
- Печенюк А. В. Численное моделирование работы гребного винта в составе судовой винто-рулевой колонки // Инженерные системы–2017: Труды Международного форума: Москва, 11–12 апреля 2017 г. / Инжиниринговая компания «ТЕСИС». – 2017. – С. 99-110.
Pechenyuk A. V. Chislennoye modelirovaniye raboty grebnogo vinta v sostave sudovoy vinto-rulevoj kolonki [Numerical simulation of marine propeller operation as part of azimuthing thruster] // Engineering systems-2017: Proc. of Int. Conf.: Moscow, April 11-12, 2017 / Inzhiniringovaya kompaniya «TESIS». – 2017. – P. 99-110 (in Russian).
- Ходкость и управляемость судов: Учебник для вузов / В. Ф. Бавин и др.; Под ред. В. Г. Павленко. – М.: Транспорт, 1991. – 397 с.
Hodkost i upravlyaemost sudov: Uchebnyk dlya vuzov [Propulsion and controllability of the ships: textbook for high schools] / V. F. Bavin et al.; Ed. by V. G. Pavlenko. – M.: Transport, 1991. – 397 p. (in Russian)
- FlowVision, версия 3.10.03 (2018): Руководство пользователя. М.: ООО ТЕСИС, 2018. – 1399 с.
FlowVision, version 3.10.03 (2018): User’s manual. M.: JSC TESIS, 2018. – 1399 p. (in Russian).