

Многокритериальная оптимизация модели гребного винта с учетом влияния корпуса судна

М.П. Лобачев, В.Н. Новоселов, Т.И. Сайфуллин, А.Е. Таранов

ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, Россия

В качестве объектов исследования выбраны модель контейнеровоза KCS и его гребной винт. Продемонстрированы возможности современного программного обеспечения, позволяющего выполнять многокритериальную оптимизацию судовых движителей с учетом влияния корпуса судна. В работе приводится анализ геометрических характеристик модели гребного винта, измененных в процессе оптимизации в зависимости от выбранных критериев, результаты численного моделирования контрольных самоходных испытаний, оценка виброакустических и кавитационных характеристик моделей оптимизированных гребных винтов. Полученные решения характеризуются повышенным КПД и снижением пульсаций давления в пространстве, что достигается за счет незначительного снижения запасов на кавитацию.

Ключевые слова: численное моделирование, оптимизация, параметрическая модель.

1. Введение

Обострение конкурентной борьбы в современной мировой экономике заставляет производителей вести активный поиск путей повышения технических характеристик объектов. В связи с этим, оптимизация на сегодняшний день является одной из самых востребованных задач в промышленности и поэтому широко применяется в таких сферах как авиастроение, космическая техника, автомобилестроение, турбомашиностроение и судостроение. При решении задач оптимизации перед инженерами и исследователями встают такие вопросы как улучшение характеристик конструкции при сохранении прочности, повышение коэффициента полезного действия исследуемого объекта без необходимости увеличения потребной мощности, уменьшение веса или габаритов изделия без потери основных функциональных возможностей и т.д.

В последние несколько лет в Крыловском государственном научном центре ведутся работы по созданию технологии многокритериальной оптимизации судовых движителей с использованием суперкомпьютерной техники и последних достижений в области разработки программного обеспечения. При этом для расчета гидродинамических характеристик как движителя, так и корпуса судна используются методы, основанные на решении уравнений Рейнольдса (RANS). Это позволяет проводить оптимизацию с более корректным учетом влияния вязкости, в том числе и с учетом реального взаимодействия движителя и корпуса судна. По отношению к движителю это дает возможность более точного учета локального влияния вязкости, особенно на корневых и концевых сечениях [1]. Работы последних лет по данной тематике [2] локальный учет вязкости на винте не обеспечивают, но для интегральных гидродинамических характеристик (ГДХ) дают близкие результаты. Предварительные результаты оптимизации моделей гребных винтов в однородном потоке, полученные в Крыловском научном центре, опубликованы в работах [3, 4]. В работе [4] приведен единичный оптимизационный расчет с одним критерием. Полученное решение характеризуется нарушением условий задачи. При заданном строгом ограничении на располагаемый момент на валу, требуемый момент оптимизированного гребного винта превышает его на 5% [4, стр. 103].

Научная новизна настоящей работы заключается в создании нового многокритериального оптимизационного алгоритма, свободного от ошибок, присущих работе [4], и выполнении гидродинамического и кавитационного анализа полученных оптимизированных форм гребных винтов. Под оптимизационным алгоритмом здесь понимается вся совокупность математических методов, используемых для решения задачи оптимизации, а не только собственно алгоритмы оптимизации (генетический, градиентный, суррогатный и т.п.). Его новизна заключается в части

доработки методики расчета ГДХ объектов с целью обеспечения возможности использования RANS-методов при проведении оптимизации. Особенно в части корректного учета взаимодействия винта и корпуса и влияния вязкости на локальные гидродинамические характеристики. Выбор управляющих параметров в зависимости от заданных критериев поиска производится на основе предварительного корреляционного анализа. Устойчивость оптимизационного алгоритма проверяется путем многократного повторения поиска с различными начальными условиями.

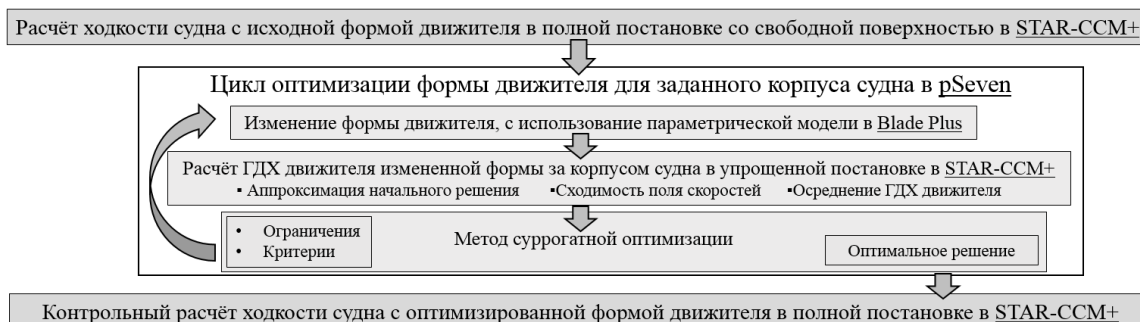


Рис.1. Схема оптимизационного алгоритма.

В качестве объекта исследования также, как и в работе [4], используется международный тестовый объект – контейнеровоз KCS, хорошо изученный методами физического и математического моделирования. Оптимизационная процедура выполняется на режиме, соответствующему тестовой задаче № 2.5 Токийского симпозиума по вычислительной гидродинамике 2015 года [5-7]. Результаты численного моделирования данной тестовой задачи выступают в качестве реперной точки для сравнения с решениями, полученными в ходе оптимизации. Оптимизация выполняется применительно к модельным условиям. На данном этапе не ставилась задача разработки полной технологии проектирования движителя. Проверялась только возможность получения движителя с улучшенными характеристиками в зависимости от критериев оптимизации. Тем более, что данный пример чисто гипотетический и такого объекта KCS как реального судна – не существует.

Процесс оптимизации проходит под управлением российского программного комплекса pSeven [8]. Используется современный оптимизационный алгоритм на основе метамоделей (surrogate-based optimization), который характеризуется низкими требованиями к вычислительным ресурсам. Суть данного алгоритма заключается в замене полной модели, на быстро вычисляемую суррогатную модель. Обзор суррогатных методов оптимизации подробно рассмотрен в работе [9]. В качестве вычислительного ядра используется программа Star-CCM+, а генерация трехмерной параметрической модели гребного винта производится в программе BladePlus, разработанной в Крыловском государственном научном центре ведущим инженером-программистом Новоселовым В.Н. [10] Программа Blade Plus реализует требования отраслевого стандарта «ОСТ 5.0317-80. Винты гребные фиксированного шага морских судов. Правила математического представления поверхности лопастей», дополняя их алгоритмами построения гидродинамически цельных параметрических поверхностей и механизмами трансформации на основе преобразований «расширенных» сплайнов (free form deformation), содержащих как исходное распределение, так и его гладкую деформацию, которая может быть задана не более чем четырьмя точками [11].

В качестве целевых функций при оптимизации использованы максимум коэффициента полезного действия (КПД) гребного винта и минимум пульсаций давления в пространстве около гребного винта. В качестве ограничений используются требуемый упор движителя, располагаемый момент на гребном валу и риски возникновения второй стадии кавитации. Для полученных оптимизированных гребных винтов выполняется проверка требований по прочности и оценка гидродинамических характеристик с учетом кавитационных явлений.

2. Постановка задачи определения гидродинамических характеристик судна и движителя. Обоснование выбранных моделей течения

На Рисунке 2 представлен внешний вид модели контейнеровоза KCS. Длина модели составляет 7,27 м. Начало системы координат расположено на пересечении диаметральной плоскости и невозмущенной свободной поверхности, вертикальная ось совпадает с осью баллера руля. Ось x направлена в нос судна, y – на левый борт, z – вверх.



Рис.2. Общий вид модели контейнеровоза KCS.

Геометрическая модель гребного винта KP505, спроектированного в KRISO для контейнеровоза KCS, доступна на сайте Токийского симпозиума 2015 года [12]. Диаметр модели гребного винта составляет 0,25 м. Для выполнения оптимизационной процедуры в программе BladePlus разработана параметрическая модель гребного винта KP505. В связи с ограниченностью объема данной статьи, описание метода параметризации модели гребного винта не приводится. Описание алгоритмов параметризации представлено в работе [3] и в научно-технических отчетах ФГУП «Крыловский государственный научный центр».

Для решения задачи численного моделирования самоходных испытаний использован пакет вычислительной гидродинамики Star-CCM+ фирмы Siemens. Построение гексаэдральных расчетных сеток выполнено с помощью встроенного в пакет Star-CCM+ генератора сеток. Толщина первого слоя призматического подслоя на модели гребного винта y_1^+ составляет ~ 0.5 , на корпусе модели судна – 80-100. Во всех расчетах используется модель турбулентности $k-\omega$ SST [13] в комбинированном (высоко- и низкорейнольдсовом) варианте.

В проверочных расчетах, описанных далее в разделе «Проведение контрольных самоходных испытаний» дополнительно используется модель ламинарно-турбулентного перехода [14], модель Volume of Fluid (VOF) [15] для моделирования многофазных течений (свободная поверхность и кавитационная каверна), и модель кавитации Schnerr and Sauer [16].

Обоснование использованной модели течения, демонстрирующей высокую точность современных расчетных методов, представлено в работе [17], посвященной всесторонней валидации комплекса технологий численного моделирования на примере решения задач, связанных с процессом обтекания контейнеровоза KCS и его гребного винта потоком вязкой жидкости (определение буксировочного сопротивления и посадки судна, определение кривых действия гребного винта, определение номинального поля скоростей в диске гребного винта, численное моделирование самоходных испытаний, определение сопротивления судна и элементов его посадки на встречном волнении), выполненной на основе сравнения с результатами экспериментальных исследований KRISO.

Результаты валидации технологии численного моделирования кавитационного обтекания моделей судовых движителей, как на примерах международных тестовых объектов, так и на примерах решения практических задач в области проектирования гребных винтов представлены в работе [18].

В соответствии с условиями теста № 2.5 Токийского симпозиума 2015 года, численное моделирование самоходных испытаний модели KCS, оборудованного гребным винтом, выполняется при фиксированной скорости буксировки $U=2.196$ м/с и фиксированной частоте вращения вала $n=9,5$ об/сек. Посадка модели судна зафиксирована в положении на ровный киль при отсутствии всплытия. Определяются коэффициент сопротивления судна в самоходных испытаниях $C_{Tsp} = \frac{R_{Tsp}}{\frac{1}{2}\rho U^2 S}$, коэффициенты упора (K_T) и момента (K_Q) гребного винта, а также сила реакции буксировочной тележки Z , представляющая собой разницу между сопротивлением судна в условиях самоходных испытаний (R_{Tsp}) и упором гребного винта (T). Подробно результаты валидации технологии численного моделирования самоходных испытаний представлены в работе [17].

3. Постановка задачи оптимизации модели гребного винта, работающего за корпусом судна

В качестве целевых функций выбраны увеличение КПД (η) двигателя на заданном режиме хода судна и снижение пульсаций давления в пространстве около гребного винта. При оптимизации гребного винта модели КР505 были наложены ограничения для величин упора, момента и дискового отношения двигателя.

$$T_{opt} \geq T_{base} ,$$

$$0.99 * Q_{base} \leq Q_{opt} \leq 1.01 * Q_{base} ,$$

$$A_E/A_{0_{opt}} \geq 0.9 * A_E/A_{0_{base}} ,$$

где T_{base} – значение упора гребного винта КР505 (Н), T_{opt} – значение упора гребного винта после оптимизации (Н), Q_{base} – значение момента гребного винта КР505 (Н·м), Q_{opt} – значение момента гребного винта после оптимизации (Н·м), $A_E/A_{0_{base}}$ – значение дискового отношения гребного винта КР505, $A_E/A_{0_{opt}}$ – значение дискового отношения оптимизированного гребного винта. Контроль величины дискового отношения необходим при изменении ширины лопасти гребного винта во избежание ухудшения кавитационных свойств модели двигателя. Хотя оптимизация должна проводиться при условии сохранения заданной мощности на валу (заданный момент при фиксированной частоте вращения), для момента задан допустимый диапазон. Это обусловлено возможным возникновением проблем при проведении оптимизации в случае задания ограничений в виде фиксированных величин. Диапазон допустимого изменения момента выбран исходя из допустимой погрешности в определении спецификационной скорости (с существенным запасом). В принципе, при проведении расчетов для реальной конструкции, возможно существенное уменьшение этого диапазона.

С целью сокращения параметров, изменяемых в ходе оптимизации, был проведен предварительный анализ влияния параметров модели гребного винта КР505 на выбранные целевые функции. Для этого процедура оптимизации с расширенным набором параметров проводилась в фиксированном поле скоростей, полученном при моделировании самоходных испытаний модели КС с работающим винтом КР505. Данная постановка задачи позволяет сократить требуемые вычислительные ресурсы и увеличить за счет этого количество модифицируемых параметров.

В результате проведенного предварительного анализа были отобраны группы параметров, влияющих на определенные в рамках данной работы критерии (Рисунок 3). Учитывалось как влияние на группу критериев, так и на каждый критерий по отдельности. Выбранные для подробных оптимизационных исследований параметры, критерии и ограничения представлены в Таблице 1.

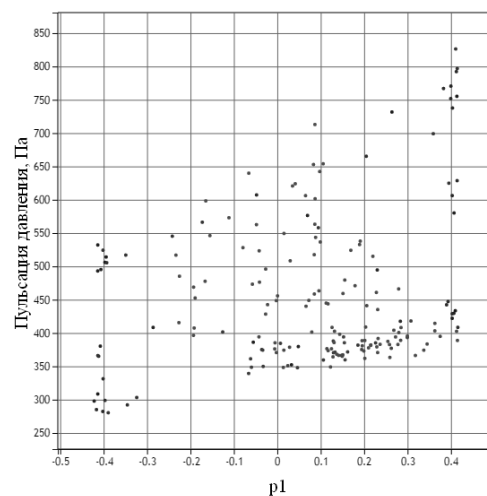
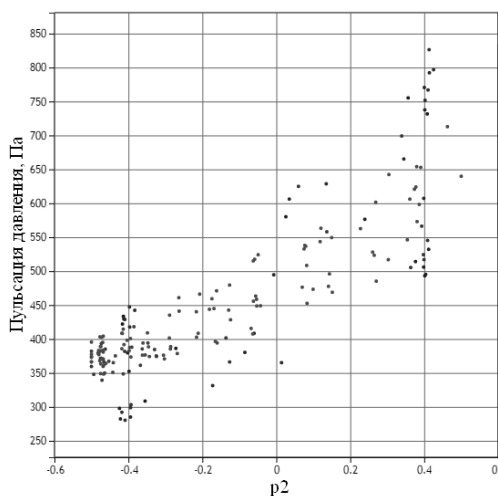


Рис. 3 Примеры выраженной (слева) и невыраженной (справа) зависимостей критерия от параметра оптимизационного цикла.

Для оптимизации используется расчетная сетка размерностью около 6,1 млн. ячеек, в т.ч. 3,8 млн. ячеек во вращающемся регионе, как наиболее экономичная по результатам исследования сеточной сходимости в задачах определения ГДХ движителей [19]. Подробно процесс влияния качества расчетной сетки и как следствие корректности результатов численного моделирования рассмотрен в работе [19]. Для сокращения размерности расчетной сетки при проведении оптимизационных исследований в расчетной схеме отсутствует учет свободной поверхности (используется дублированная модель судна). Также для ускорения расчетов в процессе оптимизации не использована модель ламинарно-турбулентного перехода.

Таблица 1. Условия задач нахождения оптимальных параметров модели гребного винта.

Номер оптимизационного поиска	1	2	3
Критерий оптимизационного поиска	Повышение η на заданном режиме	Снижение пульсаций давления	Повышение η на заданном режиме + снижение пульсаций давления
Набор управляемых параметров	Ширина лопасти (2), макс. толщина лопасти (2), саблевидность лопасти (1)	Саблевидность лопасти (1), ширина лопасти (2), шаг (2)	Саблевидность лопасти (1), ширина лопасти (2), шаг (2)
Ограничения	$T_{opt} \geq T_{base}$, $0.99 * Q_{base} \leq Q_{opt} \leq 1.01 * Q_{base}$, $A_E/A_{0opt} \geq 0.9 * A_E/A_{0base}$		

4. Результаты оптимизации гребного винта.

Для проверки устойчивости оптимизационного алгоритма выполняются три запуска оптимизационного поиска №1 с различными начальными условиями. Запуск №1 выполняется с начальной формой гребного винта, соответствующей модели КР505. Запуски №2 и №3 выполняются с типичными формами гребных винтов транспортных судов (см. Рисунок 5).

На Рисунке 5 также приведен общий вид полученных форм гребного винта. Контролируемые интегральные характеристики гребного винта представлены в Таблице 2. Распределение локальных параметров, изменённых в ходе оптимизации, представлены на Рисунке 4. Необходимость выполнения условий прочности гребного винта допускает в процессе оптимизации лишь незначительные изменения толщины лопасти, поэтому распределение толщины, а также прочих, зафиксированных в процессе оптимизации параметров таких, как профилировка лопасти, не приводятся.

Таблица 2. Результаты оптимизации формы гребного винта КР505. Критерий – повышение КПД

Характеристика	Начальные значения КР505	Результат оптимизационного поиска №1		
		Запуск №1	Запуск №2	Запуск №3
A_e/A_0	0,80	0,733 (-8,4%)	0,720 (-10,0%)	0,721 (-9,88%)
T, H	61,96	64,04 (+3,34%)	64,14 (+3,50%)	64,15 (+3,52%)
Q, H^*m	2,794	2,795 (+0,03%)	2,794 (-0,02%)	2,796 (+0,05%)
η	0,815	0,842 (+3,31%)	0,844 (+3,53%)	0,843 (+3,47%)

Как видно из Рисунков 4 и 5, независимо от начального приближения оптимизационный алгоритм находит практически идентичное решение, соответствующее граничным условиям, критерию поиска и ограничениям задачи.

Каждый процент КПД движителя соответствует в среднем 1% мощности энергетической установки или 0.3% скорости хода водоизмещающего судна. Таким образом полученный выигрыш по КПД и, соответственно скорости хода, сравним с условиями применения штрафных санкций по скорости хода (0.3 узла) на сдаточных испытаниях транспортных водоизмещающих судов.

Следующей частью исследования является проверка гребного винта проекта КР505 и гребного винта, полученного в ходе оптимизации (Запуск №1), на соответствие требованиям Российского морского регистра судоходства (РМРС) в части конструкции и размеров движителей (раздел 6, глава 6.2) [20]. Рассматриваются гребные винты натурного размера с масштабом, предложенным проектантами контейнеровоза KCS [5]. В Таблице 3 приведены значения требуемой по РМРС и фактической толщины лопасти гребных винтов на расчетном радиусе $r/R=0,6$. Толщина и ширина лопасти оптимизированных гребных винтов на расчетном радиусе $r/R=0,2$ не изменялась по сравнению с исходным гребным винтом проекта КР505.

Как видно из Таблицы 3, оптимизированный гребной винт имеет меньший запас прочности, чем исходный, удовлетворяя тем не менее требованиям РМРС в этой части.

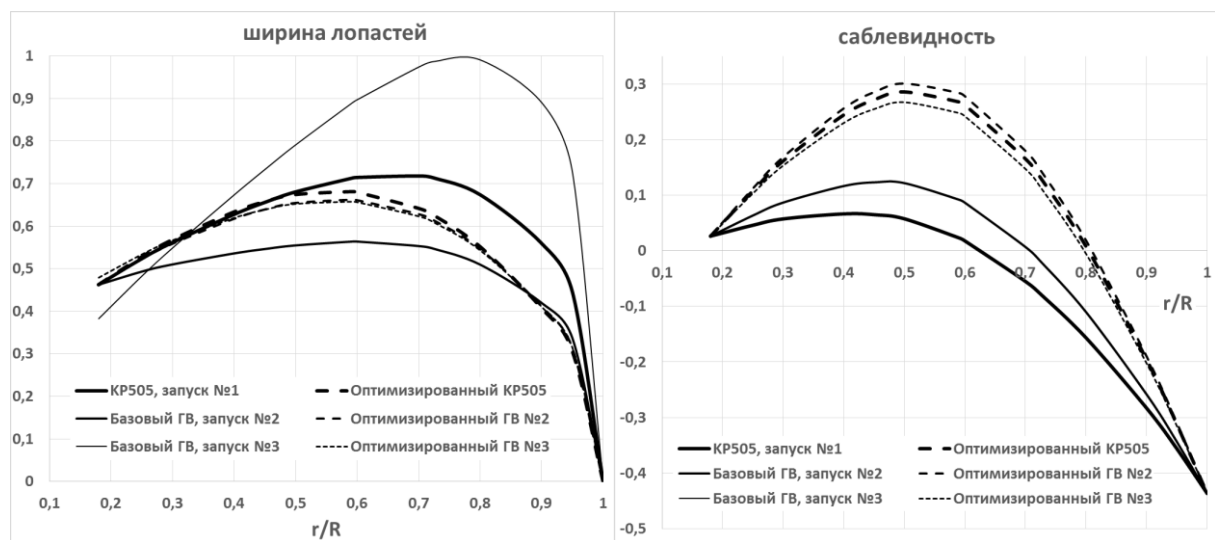


Рис. 4 Сравнение распределений ширины (слева) и саблевидности (справа) лопастей гребных винтов, использованных в качестве начальных условий (сплошные линии) и оптимизированных для работы в поле контейнеровоза KCS (пунктир).

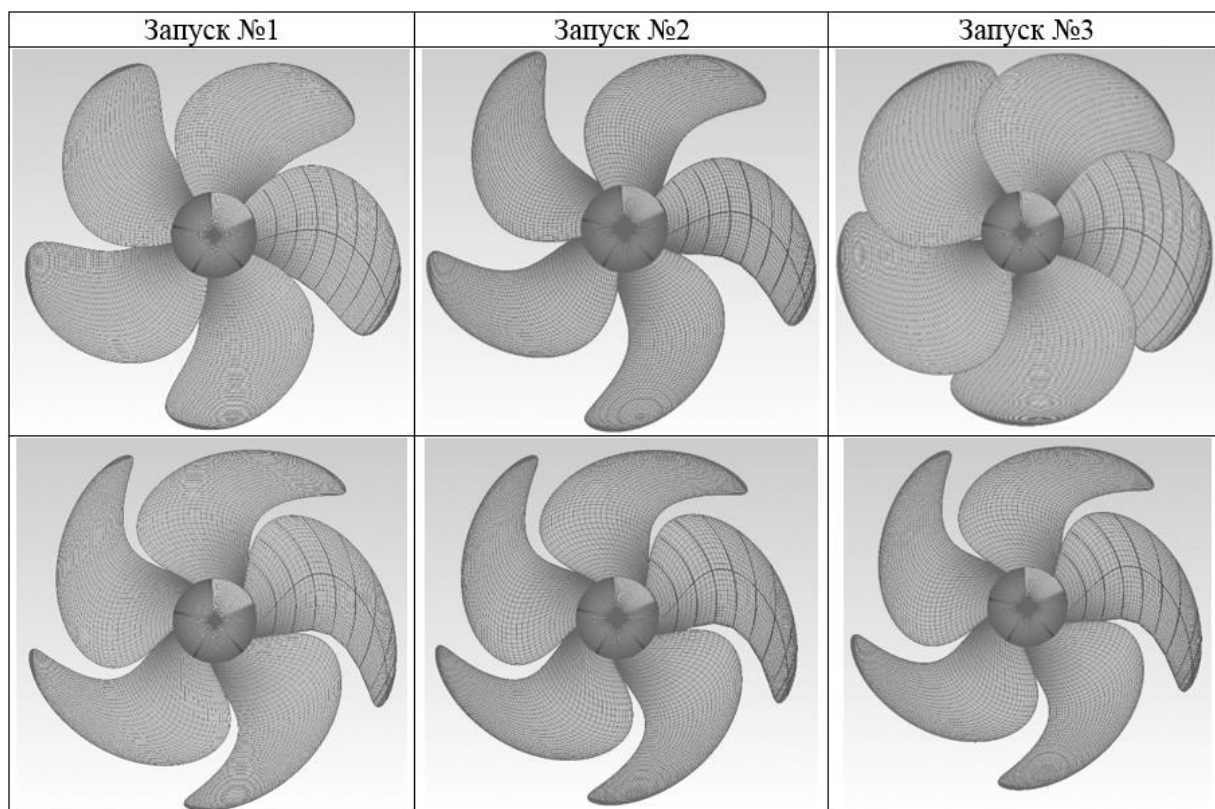


Рис. 5 Формы гребных винтов, использованных в качестве начальных условий (вверху), и формы гребных винтов, оптимизированных для работы в поле контейнеровоза KCS (внизу).

Таблица 3. Сравнение требуемой и фактической толщины лопасти гребного винта на расчетном радиусе $r/R=0,6$.

Характеристика	Гребной винт KP505	Результат оптимизации
Требуемая толщина лопасти на расчетном радиусе, мм	127,6	134,4
Фактическая толщина лопасти на расчетном радиусе, мм	153,8	143,3
Запас толщины	20,6%	6,6%

Аналогично выполняются оптимизационные поиски №2 и №3 (см. Таблицу 1). Для оценки уровня пульсаций давления в расчетную область дополнительно помещено облако контрольных точек, в которых в ходе оптимизационного цикла минимизируются максимальные пульсации давления.

Результаты оптимизационных поисков №1-3 характеризуются близкими формами полученных движителей, однако анализ распределений параметров показывает, что снижение пульсаций давления получается в первую очередь из-за сброса шага на конце лопасти, а повышение КПД за счет совместного изменения ширины лопасти и её саблевидности.

5. Контрольное моделирование самоходных испытаний

Для комплексной оценки эффективности оптимизированных гребных винтов с их использованием проводится контрольное моделирование самоходных испытаний на основе полной модели, описанной в разделе «Постановка задачи определения гидродинамических характеристик судна и движителя. Обоснование выбранных моделей течения», т.е. с учетом свободной поверхности и ламинарно-турбулентного перехода на гребном винте. Размерность расчетной сетки составляет 7.65 млн. ячеек, из них 3.8 млн. во вращающемся регионе. Дополнительное сгущение расчетной сетки выполнено в районе свободной поверхности. Результаты численного моделирования самоходных испытаний представлены в Таблице 4.

Как видно из Таблицы 5, по результатам численного моделирования самоходных испытаний с использованием подробной расчетной сетки и более сложной расчетной схемы все оптимизированные гребные винты обладают более высоким КПД, чем исходный. Превышение момента вращения над исходным составляет не более 1%. Для оптимизационного поиска №2 снижение потребного момента вращения оказалось больше на 1%, чем предполагалось. Этот факт объясняется нелинейным влиянием модели ламинарно-турбулентного перехода (не учитываемой непосредственно в ходе оптимизации) на изменение трения лопастей гребного винта.

В рамках данной работы оценивалась только работоспособность разрабатываемой методики оптимизации применительно к гребному винту. Задача оптимизации по коэффициентам взаимодействия гребного винта и корпуса судна (коэффициенты попутного потока и засасывания) не ставилась. Однако данные Таблицы 4 показывают, что, хотя использование оптимизированных винтов приводит к некоторому увеличению сопротивления корпуса (R) и момента сопротивления вращению гребного винта, в целом оптимизированные винты обеспечивают выигрыш по потребляемой мощности. Увеличение R , трактуемое как увеличение засасывания, обусловлено увеличением упора гребного винта. Коэффициент засасывания при этом практически не изменяется, как и коэффициент влияния корпуса η_n . Что соответствует многократно подтвержденной практикой проведения самоходных испытаний с «магазинными» гребными винтами.

Для косвенной оценки виброакустических характеристик гребного винта в расчетной области установлены две точки мониторинга давления. Первая расположена на поверхности корпуса в диаметральной плоскости над гребным винтом и имеет координаты (0.13 м, 0.0 м, -0.0307 м). Вторая находится в пространстве между гребным винтом и корпусом судна и имеет координаты (0.12 м, 0.0 м, -0.055 м). Положение точек в пространстве показаны на Рисунке 6 (Точка 1 и Точка 2).

В Таблице 6 приведены значения средних уровней давления и его относительных пульсаций (амплитуда пульсаций) в точках мониторинга для рассмотренных моделей гребных винтов. Осреднение производится за 10 оборотов гребного винта. Как видно из Рисунка 7 и Таблицы 5, все три варианта оптимизированных гребных винтов вызывают меньшие пульсации давления в точках мониторинга за счет увеличенной саблевидности. Средние значения давления в точках мониторинга незначительно выросли за счет увеличившейся нагрузки гребного винта.

Таблица 4. Результаты контрольных самоходных испытаний.

Характеристика	Гребной винт КР505	Результат оптимизации		
		Поиск №1	Поиск №2	Поиск №3
R , Н	-90,71	-91,26	-91,46	-91,66
T , Н	62,52	64,24	61,48	63,95
Q , Н*м	2,698	2,717	2,636	2,712
Z , Н	-28,19	-27,04	-29,98	-27,71
C_T	$3,991 \cdot 10^{-3}$	$4,015 \cdot 10^{-3}$	$4,024 \cdot 10^{-3}$	$4,033 \cdot 10^{-3}$
K_T	0,17750	0,18233 (+2,72%)	0,17455 (-1,66%)	0,18156 (+2,29%)
K_Q	0,03064	0,03086 (+0,72%)	0,0299 (-2,29%)	0,0308 (+0,52%)
η	70,6 %	72,0 % (+1,4%)	71,1 % (+0,46%)	71,9 % (+1,2%)

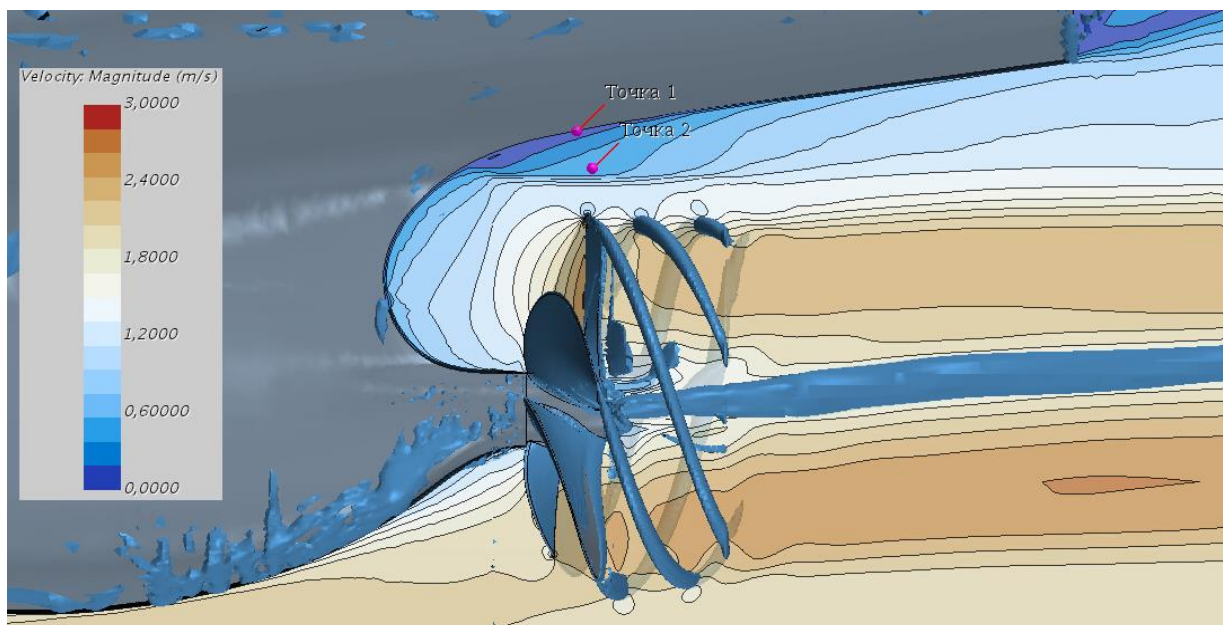


Рис. 6 Визуализация вихревых структур, сходящих с движителя ($Q=1000$) и поле скорости в диаметральной плоскости судна.

При этом минимальные пульсации в точках мониторинга достигнуты при использовании гребного винта, оптимизированного по двум критериям (поиск №3), а не по критерию снижения пульсаций давления (поиск №2), как предполагалось. Это объясняется тем фактом, что абсолютные значения пульсаций в точках мониторинга при проведении контрольных самоходных испытаний существенно (в 3-4 раза) меньше, чем абсолютные значения пульсаций в целевой функции, построенной по облаку точек. Таким образом, требуется дополнительная проработка критериев в части корректной оценки виброакустических характеристик гребного винта в процессе оптимизации. Одним из возможных подходов является минимизация объемов пониженного давления вблизи гребного винта.

В целях проверки возможного ухудшения кавитационных характеристик гребного винта, полученного в ходе оптимизационной процедуры, в расчетную схему включена модель кавитации [16]. Расчеты выполнялись для натурального числа кавитации $\sigma_n=1.834$ (масштаб 1:31.6). Такой подход соответствует современной практике проектирования гребных винтов, когда кавитационные характеристики движителя проверяются в кавитационных трубах непосредственно с использованием модели корпуса [21].

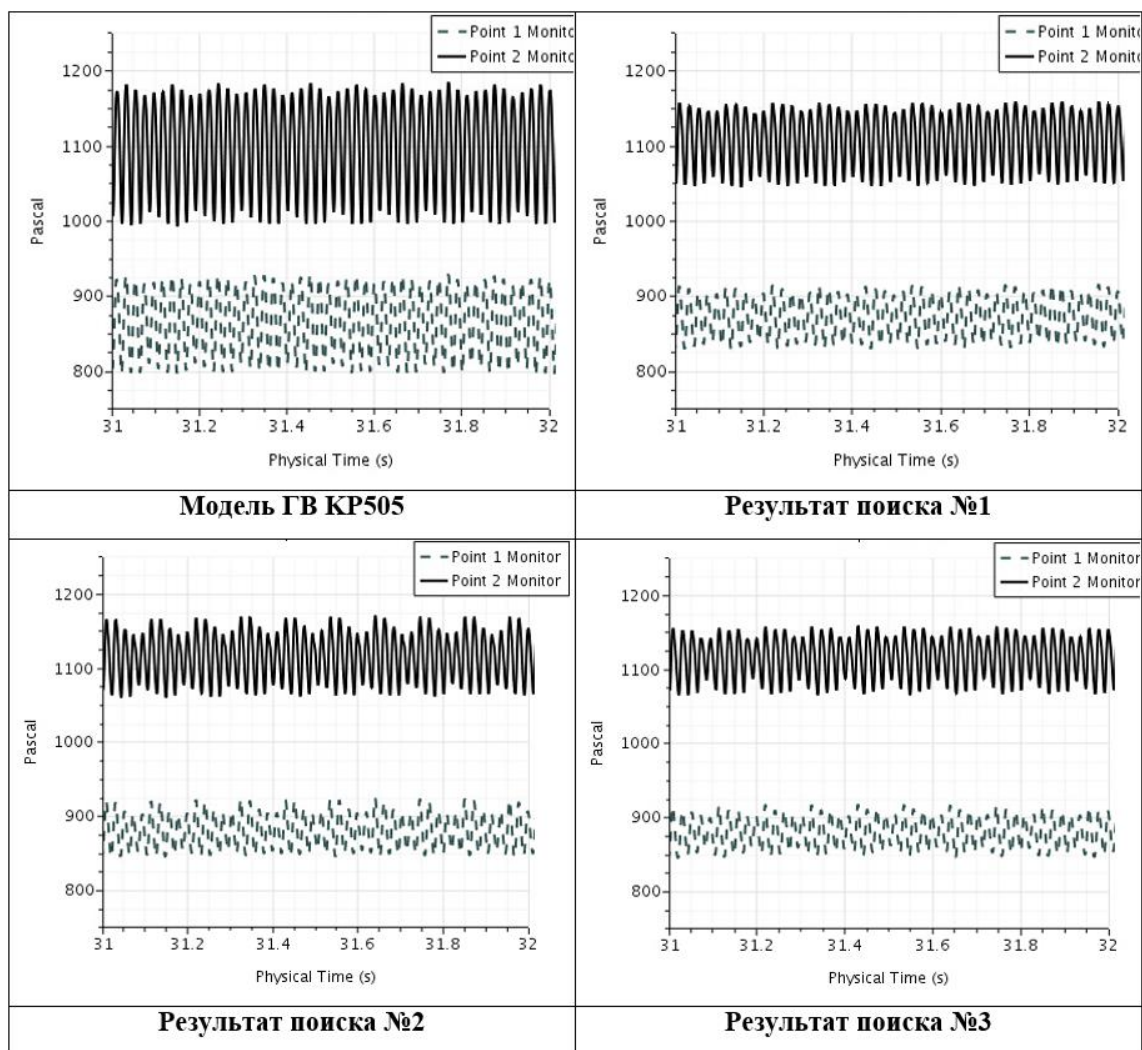


Рис.7 Зависимость от времени пульсаций давления в точках мониторинга. Гребной винт КР505 и гребные винты, полученные при различных условиях оптимизационного поиска (Таблица 1).

Таблица 5. Средние уровни давления и его относительные пульсации.

Характеристика	Гребной винт КР505	Результат оптимизационного поиска		
		Поиск №1	Поиск №2	Поиск №3
Среднее давление в точке мониторинга №1, Па	866	873	880	880
Средний уровень пульсаций давления в точке мониторинга №1	15,5 %	9,96 %	9,02	8,2%
Среднее давление в точке мониторинга №2, Па	1099	1108	1115	1115
Средний уровень пульсаций давления в точке мониторинга №2	17,34 %	10,24 %	9,98	8,45%

Вид кавитационных каверн для исходного и оптимизированных гребных винтов представлен на Рисунке 8. Средний объем кавитационных каверн (осреднение за несколько оборотов) представлен в Таблице 6. Проверка запасов на вторую стадию кавитации с проведением соответствующих расчетов не выполнялась, однако можно предположить, что они если и уменьшились, то незначительно в силу относительно малых абсолютных величин объемов кавитационных каверн.

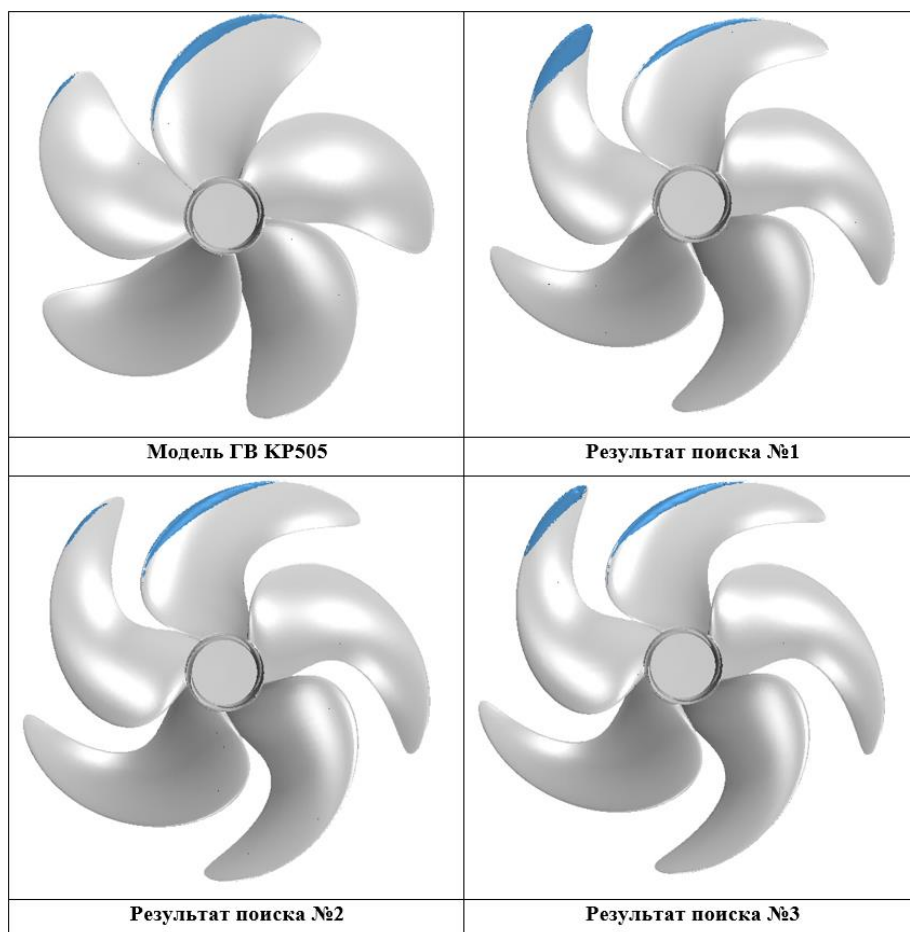


Рис. 8 Кавитационные каверны на модели гребного винта. Гребной винт КР505 и гребные винты, полученные при различных условиях оптимизационного поиска.

Таблица 6. Осреднённый объем кавитационных каверн на лопастях гребных винтов.

Гребной винт КР505	Результат оптимизационного поиска		
	Поиск №1	Поиск №2	Поиск №3
0,42 см ³	0,82 см ³	0,46 см ³	0,69 см ³

6. Вычислительные ресурсы

Для выполнения численного моделирования в процессе оптимизации и выполнения контрольных расчётов использован суперкомпьютер ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Использованный сегмент суперкомпьютера состоит из сорока двухпроцессорных блейд-серверов на основе 12-ти ядерного процессора Intel Xeon E5-2697 v2 с тактовой частотой 2.7 ГГц объединенных высокоскоростной сетью с низкими задержками Mellanox QDR Infiniband с топологией «толстое дерево». Частота оперативной памяти 1600 МГц.

Таблица 7. Вычислительные ресурсы, затраченные на оптимизацию модели гребного винта КР505

	1 критерий	2 критерия
Время, затраченное на 1 запуск	~45 минут	
Количество запусков	188	810
Общее время оптимизации формы ГВ	~6 суток	~25 суток
Вычислительные ресурсы	480 ядер Пиковая производительность 11,2 ТФлопс	

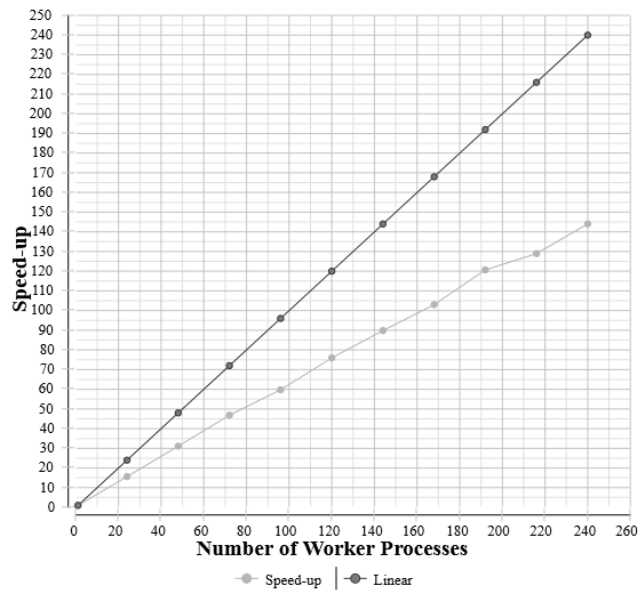


Рис. 9 Эффективность распараллеливания задачи об обтекании корпуса судна, решаемой в пакете Star-CCM+ 13.02.013 на использованном сегменте суперкомпьютера.

Заключение

В ходе выполнения оптимизационных исследований, направленных на повышение эффективности гребного винта контейнеровоза KCS, был получен ряд новых форм движителя. Полученные решения характеризуются пониженным уровнем пульсаций давления в кормовой оконечности судна, а также повышенным упором и КПД, что достигается за счет возможного незначительного снижения запасов на кавитацию и запасов прочности. При этом выполняется ограничение на располагаемый момент вращения и толщину лопастей по правилам РМРС.

В целом проделанная работа демонстрирует работоспособность разрабатываемой в Крыловском государственном научном центре технологии оптимизации движителя с учетом влияния корпуса судна. Заявленные характеристики технологии подтверждены на подробных расчетных моделях, учитывающих наиболее принципиальные факторы. Дополнительная валидация технологии на основе сопоставления с результатами физического моделирования будет выполнена в рамках текущей опытно-конструкторской работе по Государственной программе «Развитие судостроения и техники для освоения шельфовых месторождений» и опубликована отдельно.

В ближайших планах по развитию технологии находится включение проверочных процедур на риски возникновения кавитации [22] и оценки прочности, как по расчетной методике Российского морского регистра судоходства, так и с использованием конечно-элементного метода, внутрь оптимизационного цикла.

Ключевым моментом дальнейшего развития технологии оптимизации является переход к ее выполнению для натуральных условий. Именно переход к использованию RANS позволяет это сделать наиболее корректно в отличие от идеальной жидкости, используемой другими исследователями. Однако такое принципиальное изменение подхода к выполнению оптимизационной процедуры возможно только после ее тщательной валидации для условий модельного эксперимента.

Литература

1. Левковский Ю.Л. Шум гребных винтов. СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2005.
2. Proceedings of Fifth International Symposium on Marine Propulsors (SMP), Volume 2, Session 5A Design/Optimization, Espoo, Finland, 2017. P. 258-290.

3. Лаврищева Л.С., Новоселов В.Н. Оптимизация формы модели гребного винта в однородном потоке. Труды Крыловского государственного научного центра. 2018; специальный выпуск 1: 75–83.
4. Лаврищева Л.С. Численное моделирование обтекания объектов морской техники и разработка технологии оптимизации формы гребного винта // Диссертация на соискание ученой степени кандидата физико-математических наук, Санкт-Петербург, - 2018. – 246 с.
5. Van, S.H., Kim, W.J., Yim, G.T., Kim, D.H., Lee, C.J. Experimental Investigation of the Flow Characteristics Around Practical Hull Forms. Proceedings 3rd Osaka Colloquium on Advanced CFD Applications to Ship Flow and Hull Form Design, Osaka, Japan, 1998
6. Kim, W.J., Van, D.H., Kim, D.H. Measurement of flows around modern commercial ship models. Exp. in Fluids, 2001; 31: 567-578.
7. Hino, T. Proceedings of CFD Workshop Tokyo 2005, NMRI report 2005
8. Официальный сайт компании ООО «ДАТАДВАНС»[Электронный ресурс]. URL: <https://www.datadvance.net/ru/>
9. Forrester A., Recent advances in surrogate-based optimization / Alexander Forrester, Andy Keane // Progress in aerospace sciences.–Elsevier, Southhampton, UK.–2009. P. 1 –77.
10. Свидетельство № 2019663281 Российская Федерация. Программа для ЭВМ «Balde Plus»: свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ / Н. В. Новоселов; заявитель и правообладатель ФГУП «Крыловский государственный научный центр» - № 2019662332; заявл. 07.10.2019; зарегистр. 15.10.2019. - 1 с.
11. Evert-Jan Foeth, Propeller optimization using an unsteady Boundary-Element Method. Fourth International Symposium on Marine Propulsors (SMP), 2015.
12. http://www.nmri.go.jp/institutes/fluid_performance_evaluation/cfd_rd/cfdws15/file/Geometry_IGES_files/kcs/KP505.zip
13. Menter F.R. Two equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA Journal. 1994, Vol.32. pp. 1598-1605.
14. Menter F.R., Langtry R.B., Likki S.R., Suzen Y.B., Huang P.G., Völker S.A. Correlation-based transition model using local variables. Part 1: Model Formulation // ASME J. Turbomachinery. 2006; 128(3): 413–22.
15. Hirt C.W., Nichols B.D. Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries // Journal of Computational Physics. 1981; 39(1): 201–25.
16. Sauer J. Instationaer kavitierende Stroemungen - Ein neues Modell, basierend auf Front Capturing VOF und Blasendynamik. Dissertation. Universitaet Karlsruhe, 2000.
17. Таранов А.Е., Определение локальных и интегральных гидродинамических характеристик контейнеровоза в цифровом бассейне. Труды Крыловского государственного научного центра. 2019; 3(389): 73-82.
18. Bagaev D., Yegorov S., Lobachev M., Rudnichenko A. and Taranov A. Numerical Simulation of Cavitating Flows in Shipbuilding, International Scientific Conference on Mechanics - Eighth Polyakhov's Reading, AIP Conference Proceedings 1959, 050003 (2018); doi: 10.1063/1.5034631
19. Таранов А.Е., Сеточная сходимость в расчетах обтекания гребного винта ледокола, Труды Крыловского государственного научного центра, 90(374), 2015, стр. 55-62
20. Правила классификации и постройки морских судов, Часть VII, Механические установки, Российский Морской Регистр Судоходства, Санкт-Петербург, 2018
21. Cavitation tunnel SSPA [Электронный ресурс], <https://www.sspa.se/our-facilities-and-tools/cavitation-tunnel>

22. Лобачев М.П., Рудниченко А.А. Расчетное определение начала кавитации рабочего колеса водометного движителя насосного типа. Труды Крыловского государственного научного центра. 2019; 3(389): 63–72.