

DOI: 10.24937/2542-2324-2023-3-405-26-48

УДК 629.5.035.5:678.067

EDN: QWBKDZ

А.В. Пустошный<sup>ID</sup>, Н.В. Маринич<sup>ID</sup>, О.В. Савченко  
ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, Россия

## АНАЛИЗ ПЕРСПЕКТИВ ПРИМЕНЕНИЯ КОМПОЗИТНЫХ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ В СУДОСТРОЕНИИ

**Объект и цель научной работы.** Объектом исследования являются композитные гребные винты. Цель – обобщение результатов работ по композитным винтам в России и за рубежом и выявление научных задач, которые должны быть решены для развития технологий проектирования и производства композитных винтов в нашей стране.

**Материалы и методы.** Проанализированы расчетные и экспериментальные исследования, посвященные разработке расчетных технологий проектирования и создания гибких композитных гребных винтов. Расчетные технологии сочетают методы компьютерной гидромеханики и метод конечных элементов (МКЭ).

**Основные результаты.** Анализ публикаций, посвященных развитию технологий проектирования и производства композитных гребных винтов, а также первых примеров их применения позволил определить величины целевых и достижимых деформаций гибких композитных лопастей. Оценены возможные эффекты применения композитных лопастей для улучшения пропульсивных, кавитационных характеристик гребных винтов, их виброактивности и шумоизлучения. Сформулированы научные задачи и составляющие технологий, которые должны быть разработаны для проектирования и производства композитных винтов.

Отмечено, что наиболее полная реализация преимуществ применения композитных лопастей достигается при использовании их гибкости для адаптации к неоднородности натекающего потока. Однако в ряде случаев для достижения эффектов снижения вибраций лопастей используется только эффект большего, чем для металлов, внутреннего сопротивления. Показано, что при разработке компьютерной технологии проектирования гибких гребных винтов на начальном этапе возможно применение квазистатической модели и более простых методов гидродинамических расчетов с переходом в дальнейшем к использованию в технологии комбинации методов CFD – FEM.

**Заключение.** Применение композитных лопастей является перспективным путем улучшения различных характеристик гребных винтов. Однако развитие производства композитных лопастей требует создания новых, весьма сложных компьютерных технологий их проектирования, накопления опыта создания и испытаний натуральных лопастей на стендах и композитных винтов на судах.

**Ключевые слова:** композитные (гибкие) гребные винты, кавитация, виброактивность лопастей.

*Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.*

DOI: 10.24937/2542-2324-2023-3-405-26-48

UDC 629.5.035.5:678.067

EDN: QWBKDZ

A.V. Pustoshny<sup>ID</sup>, N.V. Marinich<sup>ID</sup>, O.V. Savchenko  
Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russia

## PROSPECTS OF COMPOSITE PROPELLERS IN SHIPBUILDING

**Object and purpose of research.** This paper discusses marine propellers made of composite materials. The purpose of the study was to summarize the findings of available Russian and foreign publications about composite propellers, as well as to identify the challenges that have to be solved for further progress of composite propeller design and manufacturing technologies in Russia.

*Для цитирования:* Пустошный А.В., Маринич Н.В., Савченко О.В. Анализ перспектив применения композитных гребных винтов в судостроении. Труды Крыловского государственного научного центра. 2023; 3(405): 26–48.

*For citations:* Pustoshny A.V., Marinich N.V., Savchenko O.V. Prospects of composite propellers in shipbuilding. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2023; 3(405): 26–48 (in Russian).

**Materials and methods.** This paper analyses analytical and experimental studies on development of calculation techniques for design and manufacturing of composite propellers. These calculation techniques include both CFD and FE tools.

**Main results.** It is pointed out that the most complete realisation of composite blades advantages is achieved when the flexibility of blades is used for adaptation of blades to non uniform inflow. In a number of cases, however, reduction of blade vibration only is achieved by utilising the effect of higher inner resistance of composite comparing with metallic materials. It is also demonstrated that development of computer-based technology for propeller design may start with a quasi-static model and more simplified methods of hydrodynamic calculations with further implementation of CFD-FEM technologies combination.

**Conclusion.** Application of composite blades offers the good perspective to improve various propeller characteristics. However, developments of composite propellers manufacturing requires new and highly complex computer-based design technology and accumulation of experience in development and stand testing of full scale composite blades as well as in investigation of composite propellers characteristic onboard of the ship.

**Keywords:** composite (flexible) propellers, cavitation, blade vibrations.

*The authors declare no conflicts of interest.*

## Введение

### Introduction

Композитные материалы (фиберглас, карбон) широко используются в автомобильной и авиационной промышленности. Главные достоинства усиленных волоконных пластиков (fiber reinforce plastic, FRP) – низкий вес, возможность эластичного изменения геометрии, высокая прочность и сопротивляемость усталостным разрушениям – позволяют рассматривать их среди инновационных материалов для морских гребных винтов.

В странах с развитым судостроением уже два десятилетия проводятся исследования в обеспечение развития технологий проектирования и производства композитных гребных винтов, а также для изучения их преимуществ. В настоящее время композитные винты широко применяются на небольших туристских судах и яхтах, но для крупных судов опыт их использования ограничен. В [1] отмечены примеры применения композитных винтов на тримаране Triton (Великобритания, фирма QinetiQ) и химическом танкере Taiko Maru (Япония, Nakashima), лопастей винтов на подводных лодках (ПЛ) постройки фирмы HDW (Германия), лопастей винтов регулируемого шага (ВРШ) на кораблях – искателях мин ВМФ фирмы Airborne (Нидерланды).

Применение композитных гребных винтов рассматривается при решении задач повышения экономичности судов, снижения кавитации и индуцированной винтами вибрации корпуса, снижения виброактивности и шумоизлучения лопастей. Для решения перечисленных задач прежде всего предлагается использовать свойство эластичности композитных лопастей, обеспечивая такую их заданную периодическую деформацию при вращении

винта, которая «автоматически» адаптирует геометрию лопасти с учетом мгновенных характеристик поля скоростей в данной точке ее траектории. Отдельно рассматривается свойство существенно большего по сравнению с металлическими лопастями внутреннего сопротивления материала композитных лопастей при вибрации.

Создание эластичных гребных винтов требует решения ряда новых задач. В их числе:

- гидродинамическое проектирование лопастей с учетом их деформирования под действием осредненных и переменных гидродинамических сил и определение геометрии гребных винтов, которая после деформации будет оптимальной с точки зрения КПД и кавитации с учетом неоднородности потока при различных угловых положениях лопасти;
- выбор материалов и разработка технологий изготовления композитных лопастей, обеспечивающих необходимые деформации;
- исследования виброактивности композитных лопастей и обеспечение необходимого внутреннего сопротивления лопастей при вибрациях.

Результатом разработки методов решения всех этих задач должна быть единая технология проектирования и изготовления композитных эластичных винтов. Перечень задач показывает, что создание такой технологии весьма сложно, требует больших усилий и существенного объема исследований и разработок.

В настоящей работе представлен обзор исследований, посвященных эластичным композитным винтам и технологиям их создания. На основании их анализа рассматриваются ожидаемые результаты использования композитных винтов и оцениваются перспективы их внедрения в российских условиях.

# 1. Деформации эластичных лопастей

## 1. Straining of flexible blades

Одним из главных достоинств композитных лопастей считается способность самоадаптироваться к неоднородности потока, т.е. деформироваться только под воздействием гидродинамических и массовых нагрузок, принимая оптимальную форму для каждого углового положения при вращении винта.

Исследователи выделяют два вида деформации композитных лопастей: изгиб с изменением распределения откидки rake и кручение лопасти с изменением шага. Появление кручения тесно взаимосвязано с изгибом. Величина составляющих деформации существенно зависит и может управляться выбором материала лопастей (в частности, анизотропией его прочностных характеристик) и применением специальной методики укладки полос волоконного материала при формировании лопасти.

Существует целое направление исследований, посвященное достижению оптимальной деформации композитных лопастей под действием гидродинамических нагрузок. Характеристики композитных лопастей были исследованы, в частности, в [2–7].

Результаты работы [8], посвященной отработке проектной расчетной технологии, позволяют оценить возможные величины деформаций эластичных лопастей и параметры, влияющие на эти деформации. Анализировались результаты расчетов деформации лопасти натурного гребного винта КР458 тестового судна KVLCC2, предложенного KRISO. Характеристики винта: диаметр  $D = 9,86$  м, относительный диаметр ступицы  $d_{hub}/D = 0,155$ , дисковое отношение  $A/Ad = 0,431$ , число лопастей  $Z = 4$ , skew  $16,75^\circ$ , rake 0, значения шагов см. в табл. 1, расчетная мощность 25 270 кВт при 78 об/мин.

В [8] рассмотрен широкий ряд структур гибких винтов, включая вариацию при формировании лопасти угла  $\alpha$  ориентации слоев материала толщиной 0,6 мм (рис. 1, см. вклейку). Расчеты проводились для трех вариантов суммарной характерной толщины материала лопасти – 36, 54 и 72 мм (сечение, для которого принята эта толщина, в работе не указано, оценки позволяют предполагать, что речь идет об относительном радиусе  $\bar{r} = r/R = 0,9$ ). Конструкция лопасти была усилена пенопластовыми шнурами (foam core). Схема лопасти представлена на рис. 1.

Модули Юнга материала лопасти принимались равными  $E_{11} = 117$  МПа,  $E_{22} = 7,8$  МПа, для пенопласта  $E = 70$  МПа. Для проектной ходовой нагрузки винта были рассчитаны изменения шагов и откидки rake при различных толщинах и углах ориентации укладки слоев материала. Для примера, на рис. 2 (см. вклейку) представлены распределения шага и rake для толщины 54 мм и различных значений угла  $\alpha$ . Характеристики композитных винтов здесь даны исходя из условия их проектирования, сформулированного в [6]. В этой работе говорится, что концепция по использованию сопряжения изгиба и закрутки на лопасти под действием гидродинамических сил, возникающих при обтекании лопасти неоднородным потоком, заключается в обеспечении оптимального изменения шага (закрутки) на различных сечениях лопасти. Одним из главных при оптимизации является требование, чтобы геометрия эластичного винта на расчетном режиме приходила к геометрии металлического винта, спроектированного на тот же расчетный режим.

Строго говоря, это требование справедливо для гибкого винта в «осредненном потоке», на который проектируется т.н. жесткий винт. Для зон подторможенности такой жесткий винт не является оптимальным, в частности, с точки зрения кавитации. Исходя из этого на рис. 2 приведены «обратные» характеристики, т.е. показано, насколько должна

**Таблица 1.** Максимальные изменения шага и rake гибких винтов [8]

**Table 1.** Maximum changes in pitch and rake of flexible propellers [8]

Макс. толщина лопасти гибкого винта $S$ , мм	Макс. шаг гибкого винта $P/D$		Макс. изменение шага ( $P/D_{жв} - P/D_{гибк}$ ) / ( $P/D_{жв}$ )		Макс. откидка на конце rake/ $D$
	$\bar{r} = 0,7$	$\bar{r} = 1$	$\bar{r} = 0,7$	$\bar{r} = 1$	
36	0,835	0,9	0,157	0,382	0,0087
54	0,830	0,88	0,150	0,351	0,0064
72	0,825	0,875	0,143	0,344	0,0056
$P/D_{жестк. винта}$	0,7212	0,6510	–	–	0

**Таблица 2.** Сопоставление шага жесткого и предварительно деформированного винтов [9]

**Table 2.** Stiff vs pre-deformed propeller pitch [9]

Винт/г	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95	1,0
Металлический	1,566	1,539	1,512	1,459	1,386	1,296	1,198	1,096	0,996	0,945	0,895
Преддеформированный	1,571	1,538	1,509	1,462	1,393	1,309	1,215	1,124	1,033	0,980	0,916

измениться исходная геометрия гибкой лопасти, чтобы под расчетной (осредненной) нагрузкой она пришла к геометрии жесткого винта.

Сопоставление максимально достигнутых расчетных деформаций при различной толщине лопасти (табл. 1) показывает, что на изгиб лопасти (rake) преобладающее влияние оказывает толщина, а на изменение шага  $P/D$  (кручение лопасти) в основном влияет угол наклона при укладке слоев. Как следует из рис. 2, чтобы геометрия винта пришла к желаемой на расчетном ходовом режиме, для  $r/R = 0,7$  необходимо предварительное увеличение шага до 15 %, изменение rake  $x/D$  – до 0,008. Для  $r/R = 1$  изменение  $P/D$  может составлять до 35 % шага на конце лопасти (верхние линии на рис. 2, угол ориентации слоев  $\alpha = -30^\circ$ ). В то же время существуют варианты укладки слоев материала, при которых жесткость лопасти примерно равна жесткости металлического винта (при  $\alpha = +30^\circ$ ).

В работе [9] исследованы гидродинамические характеристики и измерены деформации лопастей двух (жесткой и гибкой) моделей винта  $D = 305$  мм,  $A/Ad = 0,725$ ,  $Z = 5$ .

Жесткий винт проектировался на коэффициент момента  $Kq = 0,0559$  на расчетной поступи  $J = 0,889$ . Для гибкого винта формулировались два условия: а) на расчетной поступи  $J = 0,889$  предварительно деформированная геометрия должна была прийти к геометрии жесткого винта и обеспечить  $Kq = 0,559$ ; б) то же значение  $Kq = 0,559$  необходимо было обеспечить на поступи  $J = 0,6$  за счет дополнительной деформации гибкой лопасти при увеличении нагрузки.

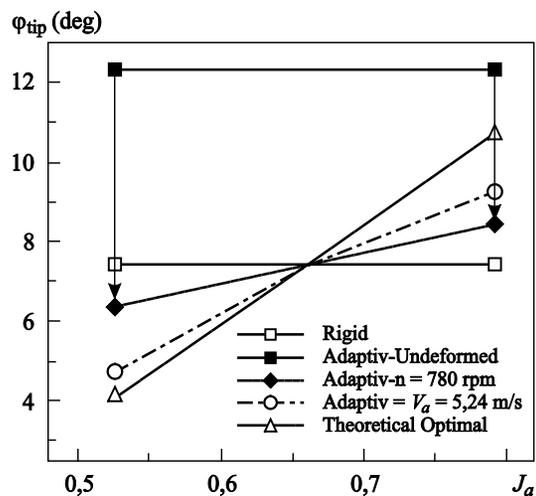
Выполнение требований контролировалось при испытаниях моделей в равномерном потоке, которые подтвердили, что при увеличении нагрузки винта (снижении поступи) дополнительная деформация гибкой лопасти привела к снижению  $Kq$  на 32 % по сравнению с его значением  $Kq = 0,07403$  при  $J = 0,6$  для жесткого винта.

Сопоставление шагов жесткого и преддеформированного гибкого винтов (табл. 2) показало,

что сколько-нибудь заметные отклонения шага начинаются при  $r/R > 0,7$ . Анализ измеренных в [9] деформаций лопасти для  $r/R = 0,95$  показал, что при изменении поступи с 0,889 до 0,6 дополнительная деформация гибких лопастей характеризовалась изменением шагового угла примерно на 10 %.

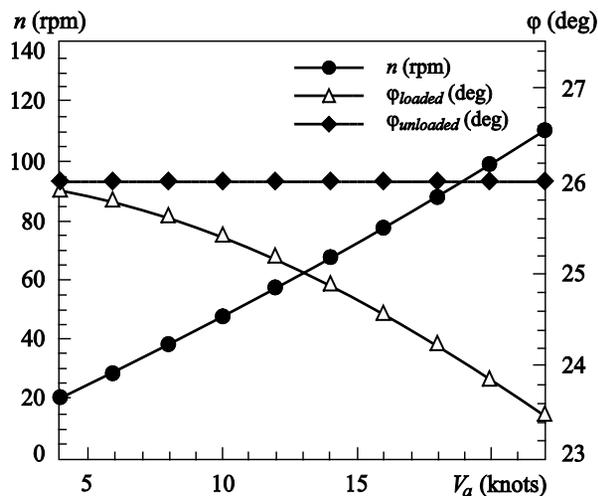
В [10] приведены примеры модельных и натурных деформаций эластичных гребных винтов (рис. 3, 4). По данным, представленным на рис. 3, при изменении поступи шаговый угол на конце лопасти изменяется в пределах до  $3,5^\circ$  – почти на 50 % по сравнению с шаговым углом на конце жесткой лопасти. При этом предварительная деформация гибкого винта, от которой при работе на расчетной поступи лопасть приходит к геометрии жесткого винта, составляет около  $5^\circ$ . Таким образом, гибкость винта допускала общее изменение шагового угла на конце до  $8^\circ$ .

Приведенные материалы позволяют оценить пределы изменения шага на периферии лопасти за



**Рис. 3.** Изменение шагового угла на конце гибкой лопасти в зависимости от поступи. Расчет [10]

**Fig. 3.** Pitch at the tip of flexible blade as function of advance ratio. Calculation [10]



**Рис. 4.** Зависимость шагового угла на конце лопасти винта  $D = 5,18$  м от скорости судна. Расчет [10]

**Fig. 4.** Blade tip pitch of propeller with diameter  $D = 5.18$  m as function of ship speed. Calculation [10]

счет деформации кручения при работе винта в неоднородном потоке в 15–20 % величины шага. Эту величину деформации следует рассматривать как дополнительную к величине деформации гибкой лопасти в расчетной точке (т.е. по сравнению с величиной предварительной деформации геометрии гибкой лопасти), которая для конца лопасти может составлять 25–50 % по шаговому углу. Такие пределы деформаций по шагу следует рассматривать как требуемые при применении технологий создания гибких винтов, и они должны быть достижимы при выбранной технологии и материалах. К этим пределам необходимо стремиться при разработке структуры гибкой лопасти с соответствующей укладкой слоев материала.

## 2. Расчетные исследования взаимодействия жидкости и структуры гибкой лопасти

### 2. Fluid-structure interaction (FSI) of flexible blades: computational studies

#### 2.1. Основные принципы расчетов FSI

Проектирование эластичных самоадаптирующихся композитных винтов существенно сложнее, чем металлических винтов. Упор лопастей, деформируемых под действием гидродинамических сил, зависит от величины и характера их деформации. Экспериментальное модельное изучение деформаций

лопастей на моделях очень сложно и требует высокочувствительного оборудования.

Согласно [1], при исследовании деформации лопасти на модели необходимо измерять мгновенные изменения шагового угла порядка  $0,1^\circ$ , для чего оборудование должно позволять измерять в динамике малые (порядка  $0,01$  мм) отличия между деформациями входящей и выходящей кромок композитных лопастей. При определении малых разностей величин деформаций кромок неизбежны погрешности. Пересчет результатов измерений с модели на натуру находится в начальной стадии [10]. Необходимо также учитывать, что при малых толщинах лопастей модели невозможно в точности воссоздать укладку волоконных слоев.

Все это указывает на необходимость при разработке технологии создания композитных лопастей в России использовать имеющиеся возможности и проводить в Крыловском центре стендовые испытания полноразмерных композитных лопастей, а также накапливать данные в ходе натурных испытаний композитных винтов.

Учитывая сложность с экспериментальными исследованиями, в качестве базы для создания технологии производства и проектирования эластичных лопастей потребовалась разработка расчетных методик взаимодействия гибких структур и жидкости (в мире принят термин fluid-structure interaction, FSI). Эти методики позволяют рассчитать характеристики обтекаемой деформируемой структуры, используя сочетание современных методов компьютерной гидродинамики CFD и структурной компьютерной динамики CSD.

Возможны два подхода при решении совместной проблемы FSI. Один из них – «сильное сращивание», совместное решение прочностных и гидродинамических систем уравнений, – очень сложен и требует значительных ресурсов. Поэтому на практике для численного анализа работы гибких винтов в однородном и неоднородном потоках применяется более простая методология «слабого сращивания», предусматривающая раздельное решение проблем, составляющих FSI.

Такие методики включают проведение расчета распределения давлений при обтекании исходной лопасти по одному из методов CFD (например, RANS) или по более консервативному методу граничных элементов (Boundary Element Method, BEM), затем проводится расчет деформации лопасти при воздействии рассчитанных давлений методом конечных элементов FEM. После этого проводятся итерационные повторения всего цикла расче-

тов для деформированной лопасти с заменой на каждой итерации исходных данных по итогам предыдущей итерации. Получение объединенного решения требует использования дополнительных элементов компьютерных программ для обмена информацией.

В настоящее время разработаны методы CFD-CSD расчетов гибких винтов с учетом свойств и состава композита, направления слоев и конфигурации лопасти. Для гидродинамической части расчетов FSI используются методы RANS [11, 21] и ВЕМ [12–19]. В работах [2, 4] рассматривалась задача о влиянии последовательности укладки слоев полимера на гидроэластичные характеристики композитных винтов. В [3] разработан систематический проектный метод для эластичных винтов. В [12] приведен пример оптимизации полномасштабного прототипа и включено как параметр структурное сопротивление. Вопрос об учете структурного сопротивления, кавитации и гидроэластичной нестационарности рассмотрен в [20].

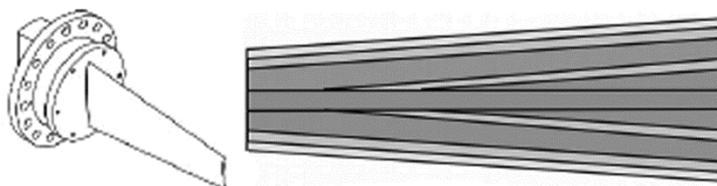
## 2.2. Анализ упрощенного случая эластичного крыла

В ряде работ при разработке методов расчета FSI применялись упрощенные постановки, в частности, рассматривалось обтекание эластичных крыльев. В работе [7] с применением комбинации методов

RANS (пакет STAR CCM) и FEM (ABAQUS) исследована деформация при обтекании жесткого алюминиевого крыла, а также эластичного композитного крыла гибридной конструкции (рис. 5).

Композитное крыло имело комплексную структуру, которая включала слой стекловолкна посередине, а также несколько слоев карбона и E-стекла (алюмоборосиликатное стекловолно с содержанием щелочных элементов менее 2 %, позволяющее сформировать очень тонкие нити большой прочности). Были изготовлены и испытаны 2 крыла длиной 300 мм, с хордой у корня 120 мм и у конца – 60 мм, с профилем NACA0009. Единственным анизотропным материалом являлся карбон ( $E_{11} = 118\,000$  МПа;  $E_{22} = 6500$  МПа).

На рис. 6 (см. вклейку) представлены расчетные моды деформации крыла. Собственные частоты по первой моде изгибных колебаний для алюминиевого крыла определены как 100 Гц, для композитного – 112 Гц. Частота первой моды торсионных колебаний композитного крыла определена как 415 Гц. В табл. 3 сопоставлены полученные в [7] экспериментальные и расчетные данные по коэффициентам подъемной силы  $C_L$  и сопротивления  $C_D$  и максимальным деформациям на конце крыла  $\epsilon_r$ . Для композитного крыла даны деформации передней  $\epsilon_f$  и задней  $\epsilon_z$  кромок концевого сечения.



**Рис. 5.** Схема крепления и структура композитного крыла [7]. Слои материала (от поверхности к оси): стеклоткань, 1 слой E-стекла, 5 слоев карбона, 2 слоя E-стекла, 4 слоя карбона, осевой слой стеклоткани

**Fig. 5.** Attachment layout and structure of composite blade [7]. Materials (from surface to core): glass fabric; E-glass (1 layer); carbon (5 layers); E-glass (2 layers); carbon (4 layers); glass fabric (core layer)

**Таблица 3.** Сопоставление аэродинамических коэффициентов и деформации алюминиевого и композитного крыльев при обтекании под углом  $8^\circ$  [7]

**Table 3.** Aluminum vs composite blade: aerodynamic coefficients for inflow angle  $8^\circ$  [7]

	Алюминиевое крыло				Композитное крыло				
	$C_L$	$C_D$	$\epsilon_r$ , мм	Крутка, $^\circ$	$C_L$	$C_D$	$\epsilon_f$ , мм	$\epsilon_z$ , мм	Крутка, $^\circ$
Эксперимент	0,5	0,020	2,1		0,51	0,026	2,6	2,5	0,09
Расчет	0,5	0,033	1,98	-0,029	0,5	0,033	2,85	2,7	0,15

По данным табл. 3, эластичное крыло имеет несколько большую изгибную деформацию. Закрутка для алюминиевого крыла близка к 0, для композитного она также невелика (изменение угла атаки составляет около 1,9%), что можно объяснить малой хордой крыла, на которой сложно реализовать силы, приводящие к закрутке.

### 2.3. Сочетание CFD и метода конечных элементов для решения задач FSI

Примером разработки метода расчета FSI для эластичного винта при квазистационарной гидродинамической нагрузке может служить работа [21], в которой используется комбинация программ CFD RANS (Fluent) и FEM (Abaqus) с объединяющим интерфейсом MpCCI для сращивания результатов, т.е. для переноса массивов деформаций из Abaqus в Fluent и давлений из Fluent в Abaqus.

Расчеты проводились для модели винта Marintek P1374  $D = 250$  мм, что позволяло для валидации метода сопоставлять данные расчета с результатами работы [22], где была экспериментально исследована деформация двух винтов. Первый винт был изготовлен методом 3D-печати из пластика, что обеспечивало для измерений достаточно заметные деформации. Второй винт был выполнен из алюминия и рассматривался как жесткий. Для определения деформации в [22] регистрировались отклонения положений нескольких точек на ее поверхности вблизи кромок от референсных значений с использованием технологии 3D-трекинга, в которой позиция точки в пространстве определялась по ее проекциям на две «плоскости образов», формирующих стереосистему.

В [21] расчет CFD проводился для обтекания одной лопасти вязкой жидкостью без кавитации с использованием принципа циклической симметрии. Размеры зоны расчета составляли  $2,5D$  в радиальном направлении,  $5,5D$  вверх и  $8D$  – вниз по потоку. Натекающий поток предполагался однородным (граничное условие на входе), на выходной поверхности принималось условие нулевого давления, для внешней границы использовалось условие твердой стенки. Использовалась  $k\text{-}kl\text{-}\omega$  модель турбулентности. Количество ячеек в расчете – 9,9 млн, толщина первого слоя – 10 мкм, всего 23 слоя.

Модель FEM была создана с использованием множества из 370 000 тетраэдральных элементов и 1 700 000 DOFs. Материал модели считался линейно эластичным, т.к. прилагаемые нагрузки были очень невелики, ниже 10 МПа. В [21] отмечено, что

использование при изготовлении пластикового винта метода 3D-печати может иметь потенциальное влияние на свойства материала (однородность, анизотропия, зависимость от направления печати, дефекты материала). Чтобы охватить возможные погрешности, расчеты проводились для двух различных значений модуля Юнга, 1500 и 2500 МПа, при числе Пуассона 0,41. Следует добавить, что при изготовлении винта из пластика методом 3D-печати не моделируется анизотропия материала, характерная для натуральных винтов, которые формируются из слоев материала, и определяющая предписанный характер деформаций.

Расчетная деформация модели, а также расчетное и экспериментальное распределение векторов деформаций [21–22] показаны на рис. 7 (см. вклейку). Величины деформаций распределялись близко к цилиндрическим сечениям, т.е. преобладал изгиб лопасти. На рис. 8 (см. вклейку) представлены величины деформаций для двух значений модуля Юнга, величина которого имеет существенное влияние на деформацию лопасти. Рис. 8 позволяет оценить изменение шага (закрутку лопасти) как разность деформаций входящей и выходящей кромок. Для  $r/R = 0,9$  (в [21]  $r$  – расстояние от ступицы) изменение шага составляет  $0,005\text{--}0,007D$  в зависимости от модуля Юнга, т.е. имеет порядок  $\sim 1\%$  типичного шагового отношения винта транспортного судна. Порядок расчетных величин деформаций изгиба близок к эксперименту (рис. 8), но расчетная закрутка лопасти близка к 0 и существенно меньше экспериментальной, т.е. нельзя говорить о большой точности расчетов FSI.

Согласно рис. 7–8, геометрия винта достаточно специфична – ее часть на центральных радиусах существенно выдвинута вперед (skew вперед), величина skew назад лопасти невелика. Величина деформации вблизи входящей кромки (рис. 8) существенно больше, чем на выходящей, что сопровождается увеличением шага под нагрузкой и ухудшением кавитационных характеристик. Этот поучительный пример показывает, что при проектировании гибких лопастей необходимо выбирать контур, обеспечивающий требуемые деформации закрутки с уменьшением шага при увеличении нагрузки.

### 2.4. Сочетание метода граничных элементов и метода конечных элементов

В [19] для расчета эластичных лопастей детально разработан метод, в котором используется комбинация метода граничных элементов (BEM) и метода

конечных элементов (FEM). В отличие от RANS, ВЕМ рассматривает потенциальный поток и не учитывает отрывы, переход, пограничный слой и динамику вихрей. Со ссылкой на сопоставление расчетов по ВЕМ-FEM и RANS-FEM, проведенное в [18], отмечено, что применение комбинации ВЕМ-FEM для расчета эластичных винтов вполне допустимо. Оно не требует значительных компьютерных ресурсов, однако требует введения ряда дополнительных упрощений и ответа на некоторые методические вопросы, в частности, как включать в ВЕМ деформацию винта, необходимо ли полное изменение геометрии на каждом шаге или можно ограничиться уточнением геометрии только части лопасти.

Поскольку гибкие лопасти при движении осуществляют колебания, в [19] большое внимание уделяется вопросу об учете в расчете по ВЕМ присоединенных масс и гидродинамического демпфирования, для определения которых в уравнения для потенциалов и скоростей вводятся дополнительные члены, учитывающие колебания лопасти (см. также [10]).

В [19] сформулировано, что более точный результат, позволяющий учесть существенные деформации гибких лопастей, получается при учете изменения геометрии и вибрации лопасти на каждом шаге расчета при явном или неявном учете влияния присоединенных масс и гидродинамических сил демпфирования. В этой работе проведен анализ влияния вибраций на результаты расчетов, позволяющий оценить возможность применения существенно более простой квазистатической постановки. Поскольку вопрос о колебаниях лопастей важен не только при разработке расчетных методов, но и имеет самостоятельное значение, он будет рассмотрен отдельно в части 2.5.

Для демонстрации влияния эластичности лопастей стекло-эпоксидного гребного винта (СЭВ) в табл. 4 приведены результаты расчетов [19] падения упора и максимальной деформации на конце лопасти в однородном потоке в зависимости от поступи винта японского судна Seiun Maru. Характеристики винта:  $Z = 5$ ,  $D = 3,6$  м,  $P/D_{\text{средн}} = 0,92$ ,

$A/Ad = 0,7$ ,  $d_{\text{hub}}/D = 0,1972$ , skew  $45^\circ$ , rake  $3,03^\circ$ ,  $t_{\text{cp}} = 0,0496$ , профили SRI-B.

На рис. 9 (см. вклейку) по данным [19] представлены результаты расчетов мгновенного упора при различных угловых положениях лопасти в неоднородном потоке с узкой подторможенной областью, характерной для транспортных судов. Расчеты показали, что в зонах максимальной подторможенности потока для СЭВ снижение упора лопасти составляет порядка 15 % по сравнению с жестким металлическим винтом, а для карбон-эпоксидного винта (КЭВ) – около 7 %. Заметное снижение гидродинамической нагрузки лопасти в зоне экстремальной подторможенности благоприятно с точки зрения кавитации. Оценки осредненного упора показали, что он также снижается на 15 и 5 % соответственно.

Выполненные в [19] оценки долей влияния различных мод деформаций и присоединенных масс воды (рис. 10, см. вклейку) показывают, что основное влияние на упор лопасти оказывает первая гармоника деформации. Влияние на упор присоединенных масс и сил демпфирования (рис. 11, см. вклейку) для КЭВ незначительно. Для СЭВ оно заметно только в зоне максимальной подторможенности потока, где расчет без учета присоединенных масс и демпфирования приводит к погрешности не более 5–7 %. При этом величина упора, обусловленная присоединенными массами, составляет около 20 % суммарной силы, но она частично нивелируется противоположно направленной силой демпфирования.

В [19] авторы приходят к заключению о целесообразности применения квазистационарного подхода. Их аргументы: а) влияние присоединенных масс и сил демпфирования не нулевое, хотя и мало; б) структурный отклик гибкого винта (см. часть 2.5) определяется жесткостью, но расчеты для КЭВ со структурным частотным отношением около 0,15 показали, что динамические эффекты должны быть включены.

Однако приведенные результаты расчета (рис. 11) дают основания для сомнений в однознач-

**Таблица 4.** Влияние эластичности стекло-эпоксидного гребного винта на упор и деформацию лопасти [19]  
**Table 4.** Glass-epoxy propeller: material elasticity effect upon blade straining [19]

Поступь $J$	0,3	0,5	0,7	0,9
Падение упора, %	8	10	17	47
Максимальная деформация на конце лопасти	73	71	61	30

ности такого заключения. Расчеты FSI имеют большое число позиций и параметров, которые могут быть оценены лишь весьма приближенно, что приводит к трудно прогнозируемым погрешностям. Погрешности могут вноситься также при изготовлении гибких лопастей. Погрешности при расчетах без учета демпфирования и присоединенных масс, согласно [11], невелики, так что их вклад в сумму всех погрешностей не может быть определяющим. Но их учет существенно усложняет методы расчета. Поэтому, особенно на начальных стадиях разработки технологий проектирования эластичных лопастей, применение более простых расчетов по квазистатическому методу может вполне приемлемо удовлетворять практическим нуждам и быть принято за основу.

Следует отметить, что в [19] и в других цитированных работах не приведены оценки влияния на деформацию лопасти при вращении винта массовых центробежных сил, которые обязательно учитываются при расчетах прочности металлических винтов. Масса композитных лопастей существенно меньше, чем металлических, однако и гибкость композитных лопастей значительно выше. Поэтому при отработке технологии проектирования композитных лопастей вопрос о влиянии центробежных сил должен быть обследован, и наиболее вероятно, что их необходимо будет учитывать при расчетах.

## 2.5. Анализ вибраций лопастей при разработке расчетных методов

При исследовании влияния вибраций на гидродинамические характеристики крыльев в качестве параметра применяется число Струхала  $Sh = \omega c / 2V_0$ , где  $\omega$  – частота колебаний,  $c$  – хорда,  $V_0$  – скорость натекающего потока. Вибрации крыла приводят к падению упора и изменению фаз колебаний крыла и потока [26]. Лопасти винтов являются крыльями малого удлинения, для которых влияние нестационарности потока существенно меньше, чем для крыльев большого удлинения [37]. В практике расчетов жестких гребных винтов вибрации лопастей не учитываются.

При исследованиях характеристик гибких лопастей с учетом их колебаний используется подход, где в качестве параметра рассматривается структурное частотное отношение  $\omega/\omega_0$  ( $\omega$  – самая низкая частота возмущений,  $\omega_0$  – фундаментальная собственная частота лопасти в воде, в качестве которой принимается частота первой моды изгиба). Как отмечено в [19], от этого параметра существенно зависят результаты ВЕМ-FEM моделирования FSI.

В зависимости от соотношения указанных частот структурный ответ линейной колебательной системы с одной степенью свободы определяется одним из режимов:

- квазистатический  $\omega \ll \omega_0$  (структурный ответ определяется в основном жесткостью);
- резонансный  $\omega = \omega_0$  (структурный ответ определяется в основном демпфированием);
- динамический  $\omega \gg \omega_0$  (структурный ответ определяется массовыми силами).

Собственные частоты лопасти зависят от жесткости и массы, их расчет включен в компьютерные программы FEM. Для быстрой аппроксимации первых собственных частот лопастей в воздухе  $\omega_0^{\text{dry}}$  и в воде  $\omega_0^{\text{wet}}$  (в рад/с) для винтов с умеренным skew в [19] со ссылкой на [23–24] приведены формулы (1), (2), применимые к гибким винтам:

$$\omega_0^{\text{dry}} = \left[ \frac{2\pi}{3,28(R - r_h)^2} \right] \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho} \cdot \frac{t_m}{c_m} \cdot c_r \cdot t_r}, \quad (1)$$

$$\omega_0^{\text{wet}} = \left[ \frac{2\pi}{3,28(R - r_h)^2} \right] \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho + 2,5\rho_{\text{NAB}}} \cdot \frac{t_m}{c_m} \cdot c_r \cdot t_r}, \quad (2)$$

где  $R$  – радиус винта,  $r_h$  – радиус ступицы,  $E$  – модуль Юнга,  $\rho$  – плотность материала лопасти,  $t_m$  – средняя толщина лопасти,  $t_r$  – толщина корневого сечения,  $c_m$  – средняя длина хорды и  $c_r$  – длина хорды на корневом сечении,  $\rho_{\text{NAB}}$  – плотность Ni-Al бронзы.

Соотношение (2) можно применять для любого материала винта, подставляя его значение  $\rho$ . При его формировании учитывалось, что собственная частота лопасти в воде для бронзы обычно составляет 62–64 % частоты в воздухе [25], тогда для первой моды модальная присоединенная масса составляет примерно 2,5 массы бронзы.

Согласно формуле (1) при замене бронзового винта ( $E = 110$  ГПа,  $\rho_{\text{NAB}} = 7600$  кг/м<sup>3</sup>) на СЭВ ( $E = 20$  ГПа,  $\rho = 1700$  кг/м<sup>3</sup>) частота  $\omega_0^{\text{dry}}$  уменьшится примерно на 10 %, а при переходе на КЭВ ( $E = 75$  ГПа,  $\rho = 1600$  кг/м<sup>3</sup>)  $\omega_0^{\text{dry}}$  увеличится почти в 2 раза относительно собственной частоты бронзовой лопасти. В воде собственная частота  $\omega_0^{\text{wet}}$  для СЭВ будет значительно ниже, чем для бронзовых винтов, а для КЭВ эти частоты будут примерно равны. Данные такого анализа подтверждены в табл. 5, где, по данным [19], для лопастей винтов судна Seipn Maru, изготовленных из различных материалов, сопоставлены результаты расчета по FEM и оценок по формулам (1) и (2) собствен-

**Таблица 5.** Фундаментальные частоты и структурное отношение лопастей Seiun Maru из различных материалов, рассчитанных по FEM и оцененных по формулам (1), (2) [19]

**Table 5.** Fundamental frequencies and structural relationship of Seiun Maru blades made of various materials: FEM calculations vs estimates as per Expressions (1), (2) [19]

	НА бронза		СЭВ		КЭВ	
	FEM	Оценка	FEM	Оценка	FEM	Оценка
В воздухе $\omega_0^{\text{wet}}$ (рад/с)/Гц	280/44	320/51	250/40	290/46	500/80	600/95
В воде $\omega_0^{\text{dry}}$ (рад/с)/Гц	160/24	180/29	80/13	90/14	160/25	170/27
$\omega/\omega_0^{\text{wet}}$ формула (3)	0,11		0,23		0,12	

ных частот в воздухе и в воде. Для всех материалов отличия результатов расчетов и оценок не превысили 20 %. Такая точность вполне приемлема, чтобы рекомендовать формулы (1), (2) для оценок собственных частот.

Значительно меньший вес композитных лопастей обуславливает существенное увеличение влияния присоединенных масс на собственную частоту в воде. По данным табл. 5, при переходе из воздуха в воду собственная частота для бронзового винта снижается примерно на треть, для фиброгласа – более чем в 3 раза (и становится примерно вдвое ниже частоты бронзовых винтов), а для карбоновых винтов – почти в 4 раза. Это характерно не только для эластичных самоадаптирующихся лопастей, но и для композитных лопастей в целом.

При определении структурного отношения частот используется собственная частота лопасти в воде, а качестве минимальной частоты возмущающей силы в [19] предложена частота вращения вала  $\omega = 2\pi n$ , связанная с радиусом лопасти соотношением  $V_{\text{tip}} = 2\pi n R$ . Тогда формула для структурного соотношения примет вид [19]:

$$\frac{\omega}{\omega_0^{\text{wet}}} = \frac{3,28V_{\text{tip}}(R - r_h)^2}{2\pi R \left[ \frac{(t_m / c_m)c_r t_r E}{\rho + 2,5\rho_{\text{NAB}}} \right]^{1/2}}. \quad (3)$$

Полученные по формуле (3) значения структурного соотношения  $\omega/\omega_0^{\text{wet}}$  для лопастей винта Seiun Maru невелики (табл. 5), поэтому режим FSI можно считать квазистатическим и применять при анализе FSI квазистатические подходы, что подтверждает вывод, приведенный в части 2.4.

В табл. 6 по данным [10] приведены соотношения частот в воде и в воздухе для различных мод деформации лопасти. Для самоадаптирующихся лопастей собственные частоты в воде на всех модах примерно в 2 раза ниже, чем для стальных. Для оценки соотношения частот в воде и в воздухе для первых мод изгиба и чистого кручения лопасти массой  $m_s$  с учетом присоединенных масс  $m_a$  в [10] предложены формулы:

- чистый изгиб:

$$\frac{\omega_{\text{wet}}}{\omega_{\text{dry}}} = \left[ \frac{m_s}{m_s + m_a} \right]^{1/2} = \left[ 1 + \frac{\pi}{4} \cdot \frac{\rho_f}{\rho_s} \cdot \frac{c}{t} \right]^{-1/2}, \quad (4)$$

- чистая закрутка:

$$\frac{\omega_{\text{wet}}}{\omega_{\text{dry}}} = \left[ \frac{I_{x,s}}{I_{x,s} + I_{x,a}} \right]^{1/2} = \left[ 1 + \frac{3\pi}{32} \cdot \frac{\rho_f}{\rho_s} \cdot \frac{c^2}{c^2 + t^2} \right]^{-1/2}. \quad (5)$$

Индекс  $a$  означает величину присоединенной массы и момента инерции, индексы  $f$  и  $s$  указывают,

**Таблица 6.** Соотношения частот собственных колебаний в воде и в воздухе лопасти стального и самоадаптирующегося композитных винтов по данным [10]

**Table 6.** Natural vibration frequencies (in water and in the air) for steel and self-adaptive composite propeller as per Reference [10]

Мода	1	2	3	4	5	6
$\omega_{\text{wet}}/\omega_{\text{dry}}$ для стали $\rho_{\text{ст}}/\rho_{\text{воды}} = 7,83$	0,4	0,54	0,43	0,56	0,48	0,57
$\omega_{\text{wet}}/\omega_{\text{dry}}$ для композита $\rho_{\text{комп}}/\rho_{\text{воды}} = 1,5$	0,2	0,27	0,23	0,29	0,29	0,31

что величины относятся к жидкости и к структуре соответственно.

Приведенные формулы (1)–(5) могут эффективно использоваться для оценок собственных частот колебаний лопастей в воздухе и в воде, структурного частотного отношения и возможности применения квазистационарного подхода при расчете FSI.

### 3. Надежность эластичных гребных винтов

#### 3. Reliability of elastic propellers

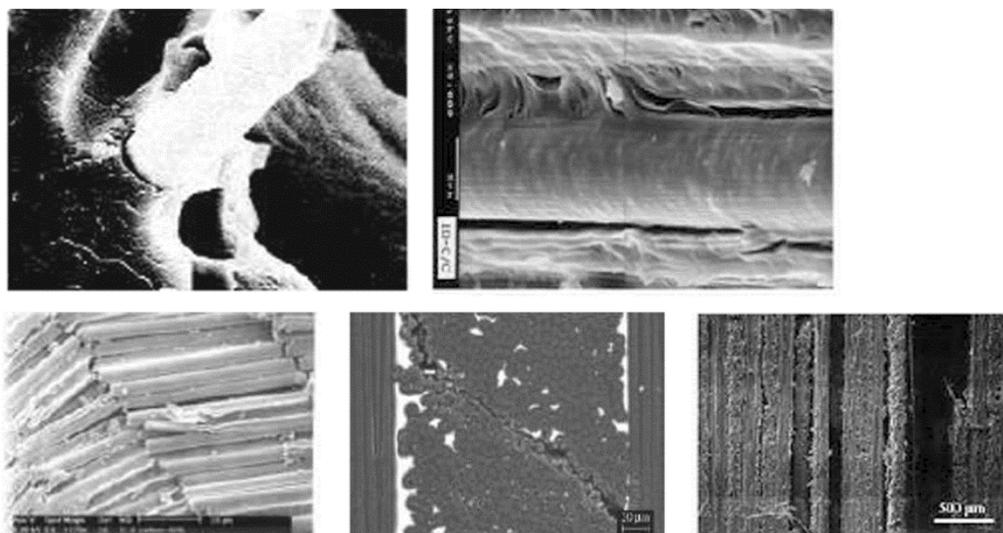
При указанных в § 1 значительных циклических деформациях гибких гребных винтов большое внимание должно уделяться вопросам прочности лопастей, причем большую роль играет решение задачи об усталостной прочности при больших деформациях, которые, как правило, не характерны для традиционных стальных винтов.

При рассмотрении вопросов прочности эластичных винтов в [10] отмечается роль исследований греческих [27–28] и американских [29–30] специалистов по прочности полимеров. Согласно [27], выделяется несколько видов разрушения композитных материалов, которые могут возникнуть на лопастях гребных винтов (рис. 12). В [31] рассмотрен вероятностный подход к определению надежности эластичных лопастей, в котором определяется ве-

роятность данного вида повреждений гибкой лопасти в зависимости от повторяемости условий эксплуатации винта.

В [8] продемонстрирована оценка устойчивости к разрушению конструкции с использованием критерия Tsai – Hill [30], представляющего собой расширение критерия Фон Мизеса на анизотропный материал. Опасность разрушения наступает при значении критерия, равном 1. Для примера, на рис. 13 (см. вклейку) представлены распределение критерия Tsai – Hill при вращении лопасти и картина распределения критерия по лопасти для винта, описанного выше (рис. 1), с толщиной оболочки 54 мм. Максимальное значение критерия на рис. 13 составляет 0,45, т.е. обеспечен запас безопасности 2,2. Максимум критерия находится вблизи выходящей кромки, так что картина распределения критерия аналогична распределению напряжений по Мизесу для жестких лопастей.

Представленные материалы показывают, что при разработке технологий композитных эластичных лопастей обеспечение прочности и усталостной долговечности является важной составной частью технологии. Кроме того, согласно [10], большое внимание должно уделяться обеспечению прочности и работоспособности гибких лопастей на реверсе, но методов оценки этого аспекта в публикациях не встречается.



**Рис. 12.** Повреждения композитных материалов [27]. Слева направо: верхний ряд – растяжение фракций карбоновых волокон; сдвиговое выдавливание волокон карбона; нижний ряд – перегибы при сжатии материала; растрескивание матрицы при растяжении; расслоение материалов

**Fig. 12.** Damage of composite materials [27], *left to right*. Upper row: tension of carbon fiber fractions; shear-induced extrusion of carbon fibers. Lower row: material knuckles due to compression; tension-induced matrix fracturing; delamination of composite

#### 4. Преимущества применения эластичных лопастей по пропульсивным и кавитационным характеристикам

4. Advantages of elastic blades in terms of propulsion and cavitation performance

Преимущества эластичных лопастей анализируются в ряде зарубежных публикаций. Развитие композитивных винтов как меры для улучшения пропульсивных характеристик исследовано в работах [8], [11], [15–16], [32–33]. В [9] и [34] рассмотрен вопрос о снижении кавитации при контролируемой деформации винта. Проблема эрозии для натуральных композитных винтов освещена в [35].

Специалисты MARIN отмечают [1], что преимущества композитных винтов для улучшения пропульсивных характеристик и энергосбережения все еще недостаточно обоснованы и объяснены с позиций гидродинамики. Для эластичных лопастей имеется много степеней свободы, а их геометрические, кавитационные и пропульсивные характеристики (включая соответствие двигателю) должны описываться большим числом параметров, чем для металлических винтов.

Поэтому при проектировании композитных гребных винтов возникает много неопределенностей, для устранения которых требуется накопление научной и технологической информации и разработка специальных методик проектирования. В большинстве из ограниченного круга публикаций по проектированию композитных винтов рассматривается задача совместного применения методов расчета гидродинамики и деформируемого состояния эластичных лопастей пока только для исследовательских винтов. Предполагается, что полностью потенциал эластичных винтов может быть оценен, когда будут определены и подтверждены для натуральных винтов их целевые и достижимые возможности.

Выделяется несколько аспектов улучшения пропульсивных характеристик при применении эластичных винтов.

1. В [8] отмечено, что применяемые на транспортных судах современные низкооборотные длинноходовые дизели обладают высокой эффективностью на ходовых режимах. Однако для них характерно отсутствие запасов мощности на малых и средних оборотах, что создает проблему «отложенного» (во избежание перегрузки дизеля) ускорения винта при разгоне и в тяжелых погодных усло-

виях. Некоторые ведущие производители двигателей вынуждены рекомендовать увеличить морской запас мощности, ограничив диаметр винта, что приводит к некоторой деградации ходкости. В [8] показано, что установка гибких винтов, спроектированных с применением для ходовых режимов комбинации методов ВЕМ – FEM, позволяет добиться порядка 10 % разгрузки винтов на разгоне и снять указанные проблемы (при этом подчеркивается, что для анализа «нерасчетных» режимов требуется применение комбинации CFD – FEM методов).

2. Важнейшим аспектом, позволяющим улучшить пропульсивные характеристики при применении эластичных лопастей, является возможность снижения кавитации и, как следствие, уменьшение виброактивности гребных винтов. В [1] рассмотрена возможность улучшения характеристик энергосбережения за счет увеличения диаметра гребного винта при снижении величины клиренса. «Автоматическое» снижение шага гибких лопастей при прохождении ими зон подторможенности потока за корпусом приводит к уменьшению размеров кавитационных каверн и, соответственно, к снижению пульсаций давлений и вибрации корпуса при уменьшенной величине клиренса винта увеличенного диаметра. При деформации по шагу нагрузка на лопасти перераспределяется к меньшим радиусам, снижается градиент циркуляции на конце лопасти и винт становится легче.

Снижение кавитационной опасности при применении самоадаптирующихся лопастей позволяет рассматривать возможности дополнительного повышения КПД винта за счет снижения дискового отношения, а также за счет оптимизации распределения циркуляции с увеличением нагрузки конца лопасти на расчетном режиме, учитывая, что в подторможенной зоне потока конец эластичной лопасти дополнительно саморазгрузится.

В [1] отмечено, что при наличии жестких требований к винтам по уровням вибраций и шумоизлучения, на композитных лопастях при сохранении весовых ограничений могут применяться утолщенные (особенно вблизи входящих кромок) профили, менее чувствительные к изменению угла атаки. В табл. 7 по данным [1] показано, насколько увеличивается диапазон свободных от кавитации углов атаки винтовых профилей при увеличении относительной толщины  $t/c$  для двух минимальных значений разрежения на профиле  $-C_{pmin}$  (т.е. при различных скоростях хода). Расширение диапазона бескавитационных углов атаки позволяет повысить докавитационную скорость судна.

**Таблица 7.** Влияние толщины профиля на бескавитационный диапазон углов атаки [1]

**Table 7.** Blade thickness effect upon the range of cavitation – free incidence angles [1]

Минимальный коэффициент разрежения на профиле ( $-C_{pmin}$ )	Диапазон углов атаки в отсутствие кавитации			
	$t/c = 0,02$	$t/c = 0,04$	$t/c = 0,10$	$t/c = 0,14$
1,4	+0,2 + 1,4	-0,4 + 2,2	-1,8 + 4,1	-2,8 + 5,2
2,4	0 + 1,7	-0,7 + 2,7	-2,7 + 5,3	-4,4 + 6,6

В [1] приведены результаты расчетной оценки влияния применения эластичных лопастей на кавитационные характеристики винта исследовательского судна. В качестве исходных данных использовались представленные на рис. 14 (см. вклейку) расчетные зависимости изменения упора лопасти за оборот винта на проектном режиме и при повышенной нагрузке (с буксируемым устройством – БУ), а также 4 варианта расчетного распределения деформации лопасти по шагу, для которых проводились оценки кавитации для каждого из двух режимов нагрузки. Распределения шага по лопасти под нагрузкой соответствуют исходному (жесткому) винту и трем вариантам эластичного винта. Варианты 2, 3 приняты непосредственно по данным измерений [5], вариант 1 – гибридная деформация с жесткой лопастью на малых радиусах и эластичной – на концевых радиусах.

Для всех вариантов для сопоставимых условий по методикам, принятым в MARIN, были оценены скорости начала кавитации. Результаты оценок представлены на рис. 15 (см. вклейку) в виде диаграммы начала кавитации – зависимости от коэффициента упора числа кавитации  $\sigma_n = (p_o - p_v - \rho gh) / (0,5\rho n^2 D^2)$ . Использование диаграммы пояснено, например, в [36]. Как видно на рис. 15, точки, обозначающие режимы начала кавитации (TCI) для всех вариантов деформируемого винта, лежат существенно правее линии, соответствующей жесткому винту. Для распределения шага 3 (самый гибкий винт) точка, соответствующая режиму с БУ ( $J = 0,18$ ,  $\sigma_n \approx 1$ ) практически совпадает с точкой на ветви начала кавитации концевой вихря для этого винта ( $J = 0,18$ ,  $\sigma_n \approx 0,8$ ), что указывает на возможность при применении этого винта избежать появления кавитации даже с БУ. Приведенный пример иллюстрирует перспективы применения эластичных лопастей для улучшения кавитационных характеристик винтов.

На рис. 16 (см. вклейку) представлены экспериментальные данные [10] испытаний двух моде-

лей эластичных винтов диаметром  $D = 24$  дюйма (61 см): модель 5474 – только с изгибной деформацией, модель 5475 – с изгибом и кручением (характеристики винтов в [10] не приведены).

По представленным данным, в однородном потоке КПД обоих винтов равны, за корпусом КПД винта 5475 выше на 5–8 %. Левая ветвь кавитационной корзины винта 5475 как для однородного, так и для неоднородного потока зафиксирована на поступи, примерно на 0,05–0,07 меньшей по сравнению с левой ветвью корзины винта 5474. В [10] отмечено, что это соответствует снижению числа кавитации  $\sigma$ , характеризующего момент возникновения кавитации, примерно на 70 % (на 30 % по величине  $\sqrt{\sigma}$ ).

## 5. Перспективы применения эластичных винтов и проблемы, связанные с разработкой технологии их проектирования

### 5. Prospects and design challenges of elastic propellers

Как уже отмечалось, наиболее привлекательным свойством гибких лопастей является их способность изменять геометрию под действием гидродинамической нагрузки так, что нагрузка на лопасти уменьшается, что снижает опасность возникновения и развития кавитации. Представляется полезным определить уровень ожиданий при внедрении гибких винтов и перечень действий, выполнение которых необходимо для их разработки.

Для композитных лопастей обычно рассматривают волокнистые стекло- или углеэпоксидные структуры. При их формировании применяется специально отработанный порядок и направление укладки слоев ткани, что обеспечивает лопасти анизотропные свойства, приводящие к сочетанию деформаций изгиба и кручения. Анизотропия может достигаться также укладкой в материал лопасти под определенными углами шнуров из более

прочного материала. Для российских условий, в которых даже при отсутствии ледового класса гребного винта существует опасность контакта лопасти со льдом, по-видимому, предпочтительнее углеволоконные технологии, которые, по отзывам строителей пластмассовых катеров, более устойчивы к повреждениям при механическом воздействии трением. Сведения о применении композитных винтов на судах ледового класса отсутствуют.

Композитные лопасти, выполненные по технологии 3D-печати, на нынешнем этапе не обладают свойством анизотропии. Как отмечено в [21], лопасти, изготовленные по этой технологии, могут иметь скрытые неоднородности и дефекты, приносящие риски повреждения винтов. Вероятно, технологией 3D-печати можно добиться сочетания прогнозируемых деформаций изгиба и кручения, проектируя геометрию лопасти так, чтобы ее деформация как пространственной оболочки включала кручение концевых сечений (например, выбором контура лопасти), или введением усилений в виде сетки материалов с другими прочностными свойствами.

Величина деформации, способной нивелировать негативное влияние неоднородности поля скоростей, оценивалась с использованием диаграмм серии гребных винтов М4-65 [37]. Оценка показала, что при изменении шага винта на 10 % левая ветвь кавитационной корзины, характеризующая появление вихря с засасывающей стороны, сдвигается в сторону меньшей поступи на величину, примерно равную 0,1. С точки зрения кавитации это позволяет нивелировать неоднородность потока порядка  $\Delta u/U_\infty \approx 0,1$ , где  $U_\infty$  – скорость невозмущенного натекающего потока. Чтобы нивелировать характерную для судов степень неоднородности  $\Delta u/U_\infty \approx 0,2$ , достаточно, чтобы шаг на концевых радиусах  $r/R \approx 0,9 \div 1$  уменьшался примерно на 20 %.

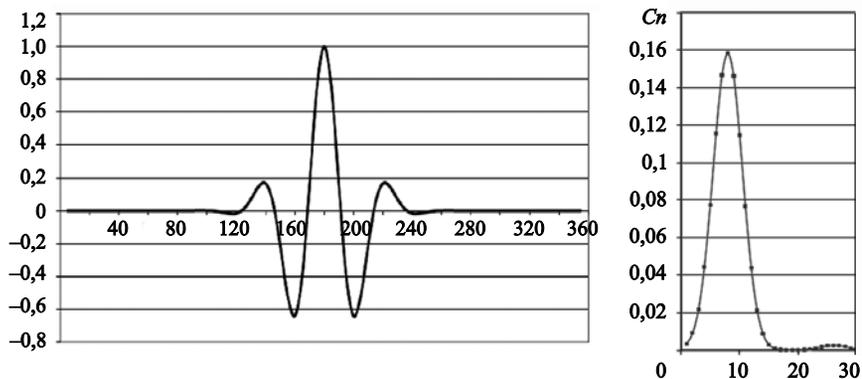
Жесткие винты без существенной разгрузки конца лопасти имеют шаговый угол порядка  $15^\circ$  на  $r/R = 0,9$  и  $6-10^\circ$  на конце лопасти. Тогда дополнительное изменение шагового угла гибкой лопасти можно оценить величиной до  $3^\circ$  на  $r/R = 0,9$ .

Термин «дополнительное изменение» означает, что оно является дополнительным по отношению к преддеформации, которая закладывается в проект композитного винта и обнуляется на расчетном режиме (т.е. геометрия гибких лопастей приходит к геометрии жестких лопастей при работе на расчетном режиме в однородном потоке). К примеру, для винта  $D = 4$  м,  $A/Ad = 0,65$ ,  $Z = 5$  на  $r/R = 0,9$  хорда сечения  $C \approx 1,2$  м. Принимая примерно с двукратным запасом, что кручение лопасти происходит вокруг входящей кромки, деформация на задней кромке от закрутки  $\varepsilon = C \cdot \text{tg}3^\circ$  составит около 60 мм. Для винтов  $D \approx 3 \div 4$  м,  $A/Ad \sim 0,5$ ,  $Z = 7$  на  $r/R = 0$  длина хорды  $C = 0,5 \div 0,7$  м, а деформация от закрутки на задней кромке составит  $26 \div 36$  мм. Такие полученные по заведомо мажорантной оценке величины деформации не представляются недостижимыми или очень большими, особенно для достаточно гибких даже в металлическом варианте лопастей с большой саблевидностью skew. Такие небольшие величины деформаций также не позволяют говорить о применении при анализе гибких винтов модели «машущих» движений лопасти.

Оценим время, за которое лопасть проходит пик неоднородности потока. Характерная ширина пиков подторможенности потока  $d\theta$  составляет примерно  $60^\circ$  за развитыми выкружками и около  $30^\circ$  в следе за ВЧ (рис. 9, 17). Время, за которое ось лопасти проходит такой сектор в зависимости от частоты вращения винта  $n$ , об/мин, определяется по формуле  $t(c) = (d\theta/360)/(n/60)$ . Учитывая, что эластичные лопасти обладают упругостью, можно предполагать, что изменение их деформации при

**Рис. 17.** График пульсирующей функции и его разложение в ряд Фурье [42]

**Fig. 17.** Pulsing function and its Fourier expansion [42]



**Таблица 8.** Время прохождения осью лопасти подторможенного сектора

**Table 8.** Time of blade axis travel via decelerated-flow area

Обороты	30	60	120	180
$t (d\Theta = 60^\circ)/f, \text{ Гц}$	0,322/1,55	0,166/3,0	0,083/6,0	0,055/9,2
$t (d\Theta = 30^\circ)/f, \text{ Гц}$	0,166/3,0	0,083/6,0	0,041/12,1	0,027/18,5

прохождении подторможенной области описывается пульсирующими функциями, один из вариантов которых представлен на рис. 17.

Анализ Фурье таких функций был проведен в [42] и показал, что их спектр имеет ярко выраженный максимум вблизи гармоник, которую можно оценить по удвоенной ширине пика. Для примера, на рис. 17 ширина пика составляет примерно  $190 - 170 = 20^\circ$ , ширина полной волны примерно вдвое больше (на графике –  $190 - 145 = 45^\circ$ ), в разложении Фурье получен выраженный пик с вершиной на 8-й гармонике (360/45). Т.е. преобладающую частоту можно оценить по удвоенному времени прохождения лопастью пика подторможенности  $f(\text{Гц}) = 1/2t$  (табл. 8).

Согласно табл. 5, для винта Seiun Maru при  $D = 3,6$  м фундаментальные частоты лопастей в воде в зависимости от материала составляют 24 Гц для металлического винта, 13 Гц для стекловолоконного винта и 25 Гц для углепластика. Это означает, что для металлического и углепластикового винтов частота процесса деформации при адаптации к неоднородности поля скоростей для исследованных оборотов винта ниже собственной частоты при ширине подторможенной области как для  $d\Theta = 60^\circ$ , так и для  $30^\circ$ . Для винта из стеклопластика частота цикла деформации может совпадать с собственной частотой лопасти при ширине пика подторможенности потока  $30^\circ$  примерно при  $n = 120$  об/мин. Выше отмечалось, что структурный ответ при  $\omega \ll \omega_0$  определяется в основном жесткостью, а для резонансного режима  $\omega = \omega_0$  – в основном демпфированием. Поэтому при разработке технологии формирования лопастей необходимо учитывать вопрос о частотах собственных колебаний лопастей в воде и исследовать вопрос о возможности влияния на собственные частоты, варьируя жесткость лопасти.

В качестве дополнительного аргумента в поддержку квазистатического характера процесса периодических деформаций гибких лопастей в неоднородном потоке можно привести следующее сооб-

ражение: гибкая лопасть деформируется синхронно с изменением скорости и направления натекающего потока. Поэтому вопрос, насколько справедливо в этом случае при постановке гидродинамической задачи считать гибкие лопасти колеблющимися с гидродинамической точки зрения, требует исследования. Очевидно, ответ зависит от соотношения амплитуд колебаний потока и лопасти, но нестационарные эффекты будут заведомо слабее, чем при колебаниях жесткой лопасти.

После решения квазистатической задачи обтекания деформируемой лопасти можно отдельно анализировать процесс высокочастотных колебаний лопасти при ее обтекании потоком, рассчитанным в рамках анализа FSI для любой точки ее траектории, под действием на лопасть начального возбуждения импульсами от изменения нагрузки, вихревой системы или турбулентности потока.

Величина необходимого дополнительного изменения шага должна быть сформулирована в ТЗ на разработку гибкого винта в зависимости от прогнозируемой для данного судна неоднородности натекающего на винт потока. Для проработки ТЗ целесообразно ввести предварительную стадию проектирования винта, на которой по обычным методам оценить геометрию эквивалентного «жесткого винта», и для него рассчитать (для проектного режима и для зоны наибольшей подторможенности потока) распределение гидродинамических давлений, которые будут определять деформации гибких лопастей. При технологической проработке изготовления гибких лопастей необходимо отработать возможность получения заданных деформаций под действием расчетных давлений.

Также необходимо определить преддеформацию гибкой лопасти так, чтобы под действием давлений, рассчитанных для проектного режима (т.е. для большей части диска винта, где поток почти однороден), преддеформированная геометрия лопасти приходила к геометрии эквивалентного жесткого винта. Для зон наибольшей подторможенности (где гидродинамическая нагрузка возрастает) прогнозируемая

деформация лопасти должна быть контролируемо больше, причем эта деформация может быть локализована на концевых сечениях, наиболее опасных с точки зрения кавитации, при  $r/R > 0,7$ .

Для ориентации, в публикациях встречается изменение шага на конце лопасти 25–30 % преддеформации и еще 15–20 % – для нивелирования неоднородности потока. Учитывая, что шаговые углы на концах лопастей невелики, значительные величины относительных деформаций по шагу 20–50 % соответствуют абсолютным величинам деформаций, которые представляются вполне достижимыми. Скорость деформации соответствует определению «квазистатического процесса», что дает возможность упрощения разработки компьютерных технологий за счет применения квазистатической модели для анализа процесса работы гибких лопастей.

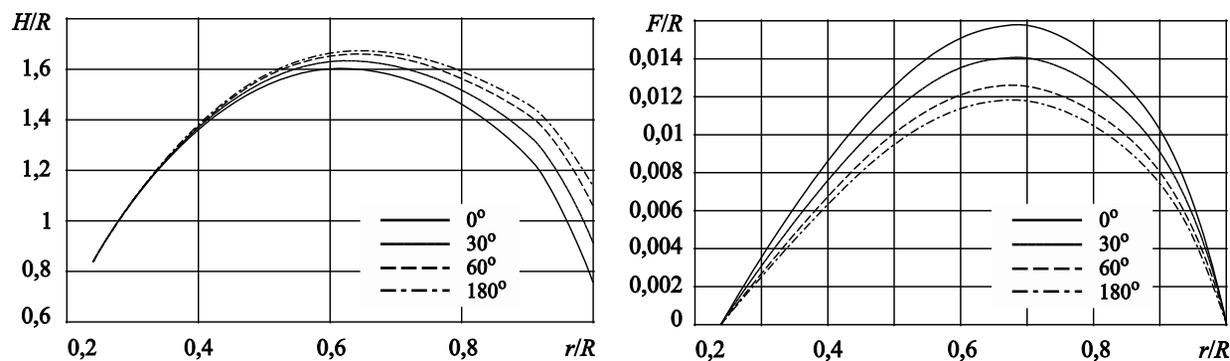
Для оценок диапазона изменения шага при подготовке технического задания на разработку гибких лопастей может быть полезен метод, предложенный в [39]. Для каждого мгновенного углового положения лопасти при вращении винта, в зависимости от скорости потока в этом положении, при заданных оборотах проектируется ряд жестких винтов. В примере, приведенном в [39], характеристики этих винтов находились в диапазоне изменения шага порядка 20 % на конце лопасти и максимальной кривизны сечений до 25 % (рис. 18). Оценки ходкости судна производились по разработанной компьютерной методике с последовательной заменой исходной лопасти на соответствующий угловому положению лопасти вариант из ряда спроектированных винтов.

В [39] анализировались только гидродинамика и ходкость, вопрос о расчете деформаций лопастей

не затрагивался. Отметим, что в [39] заметные изменения шага для винтов получены начиная от ступицы, в то время как для гибких лопастей заметные деформации отмечались только при  $r/R > 0,7$ . Вопрос об изменении кривизны в зарубежных публикациях вообще не ставился. Можно полагать, что причина этого заключается в технической невозможности экспериментальной верификации, поскольку величины деформаций на модели малы, для регистрации деформаций кручения датчики ставятся на максимальном расстоянии на входящей и выходящей кромках, в то время как для регистрации изменения кривизны нужно регистрировать очень малую деформацию в середине лопасти. Расчетные методы также позволяют прогнозировать изменение шага, но кривизна сечений изменяется «как получится», и влиять на ее изменение целевым образом практически невозможно.

Эластичность лопастей может изменить философию проектирования винта. Чтобы получить картину кавитации такую же, как на металлическом винте с разгрузкой конца лопасти, для эластичного винта нет необходимости применять такую же разгрузку для увеличения ширины кавитационной корзины, т.к. деформация гибкой лопасти в подторможенной области потока уже эквивалентна увеличению ширины корзины.

Выше отмечалось, что при проектировании гибких лопастей необходимо рассмотреть вопрос о применяемых профилях. Учитывая постоянную смену шага, целесообразно рассматривать применение профилей с утолщенной входящей кромкой для снижения чувствительности лопастей с точки зрения возникновения кромочной кавитации с засасывающей стороны при уменьшении шага, а также



**Рис. 18.** Изменение безразмерного шага  $H/R$  (слева) и кривизны  $F/R$  по радиусу для гребных винтов, спроектированных в [39]

**Fig. 18.** Radius-wise distribution of non-dimensional pitch  $H/R$  (left) and camber  $F/R$  for propellers designed in [39]

снижения деформации у входящей кромки с опасностью кавитации с нагнетающей стороны.

Для эластичных винтов нуждается в уточнении вопрос о выборе коэффициента попутного потока. Попутный поток обусловлен тем, что средняя скорость потока через диск гребного винта меньше скорости невозмущенного потока (скорости движения судна). Снижение средней скорости по диску винта обусловлено наличием локальных подторможенных зон, в которых увеличивается угол атаки лопасти, а для жесткой лопасти – возрастает упор. Локальное возрастание упора лопасти приводит к увеличению среднего упора гребного винта и возрастанию коэффициента упора. Поэтому при поступи винта  $J_v$ , вычисленной по скорости движения модели или судна (применяется также термин «кажущаяся поступь»), коэффициент упора  $K_{nv}$  за корпусом будет выше, чем в свободной воде при той же поступи.

При анализе самоходных испытаний определяется поступь  $J$  на кривой действия в свободной воде  $K_t(J)$ , при которой выполняется равенство  $K_{nv}(J_v) = K_t(J)$  и определяется коэффициент попутного потока по формуле  $w = 1 - J/J_v$  [37]. Для гибкой лопасти в условиях подторможенного потока увеличения локального упора не произойдет, изменение  $K_{nv}$  по сравнению с  $K_t$  будет нулевым или существенно меньше, чем для жесткого винта, так что попутный поток с учетом гибкости лопасти уменьшится. В принципе, это приведет к увеличению проектного шага винта.

Среди преимуществ применения композитных лопастей в публикациях рассматривается вопрос об улучшении характеристиках вибраций и шумоизлучения винтов. Выделяется ряд факторов, влияющих на эти характеристики:

1. При равном диаметре композитные лопасти существенно легче металлических лопастей (у натуральных винтов зачастую композитные лопасти устанавливаются на бронзовую ступицу). Плотность бронзы  $\rho = 7600 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-3}$ , плотность композитных материалов лопастей в публикациях упоминается в диапазоне  $1750\text{--}2150 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-3}$ . Для примера, вес лопастей пятилопастного винта  $D = 4 \text{ м}$  снизится с 14 т для бронзы до 4 т для композита, что должно отразиться на характеристиках работы вала как колебательной системы.

2. Как уже отмечалось, собственные частоты композитных лопастей в воде отличаются от частот металлического винта той же геометрии, что объясняется разницей в весе лопастей, которая приводит к значительно большему влиянию присоединенных масс воды на характеристики колебаний.

3. Все формулы для низкочастотного некавитационного шумоизлучения винтов в неоднородном потоке [38] включают прямую зависимость шумоизлучения от упора лопасти. Учитывая, что гибкие композитные лопасти существенно снижают пиковые значения упора в местах наиболее подторможенного потока (до 15–20 %), следует, соответственно, ожидать и снижения излучения низкочастотного шума лопастями.

4. В терминах вихревой теории снижение нагрузки и шага гибких лопастей в подторможенных зонах соответствует снижению интенсивности вихревой системы, включая распределенные вихри, сходящие с выходящей кромки и индуцирующие колебания лопастей. Данных по этой составляющей в публикациях нет, однако логика подсказывает, что следует ожидать изменения характеристик этих колебаний (изменение частоты и снижение интенсивности) при применении композитных лопастей.

В связи с «кромочным шумом» необходимо заметить, что при разработке технологии формирования композитных лопастей из слоев материала следует обратить внимание на изготовление острой выходящей кромки. Этот вопрос успешно решается, в т.ч. в России, при формировании авиационных композитных крыльев. Однако лопасти гребных винтов при работе могут контактировать с абразивными материалами (песок, ил), что может спровоцировать расслоение или «разлохмачивание» материала и отрыв потока вблизи выходящих кромок с повышением вибраций лопасти.

5. Согласно рекламным материалам, немецкая фирма HDW (см. например, [40]) для дизельных ПЛ проектов 206А, 212А и 214 разработала несколько конструкций лопастей из композитных материалов с вязкоупругими промежуточными слоями, обладающими высокой демпфирующей способностью. Выдающиеся акустические характеристики последних версий такого винта обеспечивались: а) выбором конфигурации лопастей винта при проектировании для обеспечения отсутствия кавитации и снижения давлений; б) снижением самовозбуждающихся вибраций лопастей (в немецкой терминологии – «жужжание» на частоте около 300 Гц и «гудение» на больших или меньших частотах). Высокие демпфирующие свойства композита позволили почти полностью устранить опасность «жужжания».

Показателем демпфирования конструкций является коэффициент потерь – отношение рассеянной энергии и энергии максимальной деформации для каждого режима вибраций. Согласно справочной литературе, значение коэффициента потерь для

**Таблица 9.** Коэффициент потерь и собственные частоты для различных мод [40]

**Table 9.** Loss coefficient and natural frequencies for different modes [40]

Мода	1	2	3	4	5
Изгиб, коэффициент потерь, %	<1	6	11	2,5	5
Кручение, коэффициент потерь, %	>1	1,3	19	10	15
Собств. частота, изгиб (рад/с) / Гц	80/12,7	88/14,0	96/15,3	82/13,0	84/13,4
Собственная частота, кручение (рад/с) / Гц	103/16,4	107/17,0	111/17,7	104/16,6	109/17,3

большинства металлов составляет 0,2–0,4 %, для специальных марганцовистых бронз – 0,5 %. Для композитных винтов (стекловолокно, углеволокно, арамидное волокно) значение коэффициента 1 % было достигнуто уже на композитных винтах первого поколения для проекта 206А. В табл. 9 для этого винта по данным [40] приведены значения коэффициента потерь и величины собственных частот (в [40] размерность для частоты не указана, в табл. 9 цифры даны исходя из анализа характерных величин в рад/с и Гц). Отметим, что для более высоких мод коэффициент потерь существенно отличается от значений, относящихся к первой гармонике.

Специалисты HDW для последующих поколений винтов ПЛ прогнозируют увеличение коэффициента потерь до 4 %, что по расчету позволит практически полностью нивелировать острые добротные пики излучения при колебаниях лопастей на первых 4–5 гармониках.

Таким образом, данные фирмы HDW продемонстрировали преимущества применения на немецких ПЛ композитных винтов только за счет свойства повышенного демпфирования материала. На перспективу специалисты из Германии рассматривают возможность совместного использования гидродинамической оптимизации за счет эластичности лопастей, а также за счет локального демпфирования конструкции лопасти. Это позволяет считать, что технология композитных лопастей с промежуточными слоями повышенной вязкости имеет большой потенциал снижения акустической сигнатуры.

6. Рассматривая аспекты деформаций гибких лопастей, отметим, что наряду с гармониками изгибных колебаний лопасти возникают новые моды, обусловленные деформациями кручения. Так, анализ деформаций крыльев [7] показал, что в дополнение к частоте первой моды изгибных колебаний модели крыла в потоке (для алюминиевого крыла – 100 Гц, для гибкого – 115 Гц) для гибкого крыла

в потоке появляется новая частота колебаний, связанная с кручением, – 415 Гц. Это вызывает опасения, что в спектре колебаний лопасти возникнут новые гармоники, обусловленные ее кручением.

Однако эти опасения в существенной степени снижаются результатами расчетов колебаний трехслойной композитной пластины с вставками усиливающих шнуров [42]. Показано, что при наличии анизотропии (при направлении армирования больше 15–30°), когда проявляется заметное кручение пластины, происходит взаимная трансформация собственных форм колебаний. Крутильные колебания первой моды при угле армирования более 8° переходят во вторую квазиизгибную форму. При угле армирования свыше 30° вторая форма крутильных колебаний переходит в пятую форму квазиизгибных колебаний, а третья форма крутильных колебаний переходит в четвертую форму квазиизгибных колебаний.

Эти данные позволяют считать, что подбором расположения слоев материала можно существенно снизить вероятность возникновения в спектре колебаний лопасти принципиально новых дискретных пиков, обусловленных закруткой лопастей. Отметим также, что результаты [41] подтверждают данные [40] (табл. 7) о возможности кратного различия величин коэффициента механических потерь для различных мод.

## Заключение

### Conclusion

Анализ проведенных в ряде стран исследований, посвященных применению композитных лопастей гребных винтов, позволяет сделать следующие выводы:

1. Наиболее полно преимущества применения композитных лопастей реализуются при использовании их способности деформироваться, самоадаптируясь к изменению режима работы

в неоднородном натекающем потоке. Для проектирования таких лопастей требуется разработка компьютерной технологии, включающей в себя взаимосвязанный расчет гидродинамических сил и структурного отклика гибких лопастей. Целевые значения деформаций лопасти должны выбираться исходя из характеристик поля скоростей в диске винта и совокупности требований к гребному винту. Примерные реалистичные величины изменения геометрии гибких винтов определены в настоящей статье на основании анализа опубликованных работ.

2. При разработке компьютерной технологии проектирования гибких гребных винтов на начальном этапе возможно применение квазистатической модели и более простых методов гидродинамических расчетов. Учитывая многочисленные источники погрешностей при изготовлении гибких лопастей, а также погрешности прогнозирования деформаций гибких лопастей, расчеты гидродинамических характеристик с указанными упрощениями смогут обеспечить точность, приемлемую для практики. В дальнейшем возможен переход к использованию в технологии комбинации методов CFD-FEM.
3. Прогнозируется, что применение гибких композитных лопастей гребных винтов позволит решить ряд проблем ходкости транспортных судов, обеспечив улучшение пропульсивных характеристик и более точное соответствие гребного винта и двигателя. Наибольшие эффекты применения гибких лопастей следует ожидать при улучшении кавитационных характеристик в неоднородном потоке за корпусом и связанном с этим снижении виброактивности и кавитационного шумоизлучения винтов.
4. Снижение вибраций композитных лопастей, обусловленное большими, чем у металлов, внутренними потерями и меньшим весом, обеспечивает преимущества композитных винтов относительно характеристик некавитационного шумоизлучения.
5. Достижение всех отмеченных выше преимуществ и величина эффектов применения гибких композитных лопастей зависит от успешности разработанных технологий их проектирования и производства.

## Список использованной литературы

1. *Zondervan G.-J., Grasso N., Lafeber W.* Hydrodynamic design and model testing techniques for composite ship propellers // Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Symposium on Marine Propulsors (SMP'17). Espoo, 2017. P. 568–576.
2. *Lee Y.-J., Lin C.-C.* Optimized design of composite propeller // Mechanics of Advanced Materials and Structures. 2004. Vol. 11, No. 1. P. 17–30. DOI: 10.1080/15376490490257639.
3. *Liu Z., Young Y.L.* Utilization of bend-twist coupling for performance enhancement of composite marine propellers // Journal of Fluid and Structures. 2009. Vol. 25, No. 6. P. 1102–1116. DOI: 10.1016/j.jfluidstructs.2009.04.005.
4. *Liu Z., Young Y.L.* Utilization of deformation coupling in self-twisting composite propellers // Proceedings of the 16<sup>th</sup> International Conference on Composite Materials. Kyoto, 2007. S.pag. (7 p.).
5. Design, fabrication and testing of pitch-adapting (flexible) composite propeller / *B. Chen, S. Neely, T. Michael* [et al.] // Proceedings of the 11<sup>th</sup> SNAME Propeller/Shafting Symposium. Williamsburg, 2006. P. SNAME-PSS-2006-08 (12 p.).
6. *Turek S., Hron J.* Proposal for numerical benchmarking of fluid-structure interaction between an elastic object and laminar incompressible flow // Fluid-Structure Interaction: Modelling, Simulation, Optimisation. Berlin; Heidelberg: Springer, 2006. P. 371–385. (Lecture Notes in Computational Science and Engineering; Vol. 53). DOI: 10.1007/3-540-34596-5\_15.
7. Coupled numerical simulation of an aluminium and a composite hydrofoil in steady flows / *L. Pernod, A. Ducoin, H. Le Sourné, J.-F. Sigrist* // Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Symposium on Marine Propulsors (SMP'17). Espoo, 2017. P. 553–561.
8. A design Concept of Composite Marine Propeller for Long Stroke Slow Speed Main Engine / *H. Lee, J. Hur, J.H. Park* [et al.] // Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Symposium on Marine Propulsors (SMP'17). Espoo, 2017. P. 546–553.
9. *Lin C.-C., Lee Y.-J., Hung C.-S.* Optimization and experiment of composite marine propellers // Composite Structures. 2009. Vol. 89, No. 2. P. 206–215. DOI: 10.1016/j.compstruct.2008.07.020.
10. *Young Y.L.* Analysis & scaling of flexible composite marine propulsors. Presentation Prepared by Dept. of Naval Architecture & Marine Engineering University of Michigan, distributed on ITTC Propulsion Committee Meeting.
11. *He X., Hong Y., Wang R.* Hydroelastic optimization of composite marine propeller in non-uniform wake // Ocean Engineering. 2012. Vol. 39. P. 14–23. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2011.10.007.
12. *Blasques J.P., Berggreen C., Andersen P.* Hydro-elastic analysis and optimization of marine propeller // Marine

- Structures. 2010. Vol. 23, No. 1. P. 22–38. DOI: 10.1016/j.marstruc.2009.10.002.
13. *Ghassemi H., Ghassabzadeh M., Saryazdi M.Gh.* Influence of the skew angle on the hydroelastic behaviour of composite marine propeller // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M : Journal of Engineering for the Maritime Environment. 2012. Vol. 226, No. 4. P. 346–359. DOI: 10.1177/1475090212440415.
  14. Hydro-elastic analysis of marine propellers based on a BEM-FEM coupled FSI algorithm / *H. Lee, M.C. Song, J.C. Suh, B.J. Chang* // International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. 2014. Vol. 6, No. 3. P. 562–577. DOI: 10.2478/j.ijnaoe-2013-0198.
  15. A numerical study on the hydro-elastic behaviour of composite marine propeller / *H. Lee, M-C. Song, J.C. Suh* [et al.] // Proceedings of the 4th International Symposium on Marine Propulsors (SMP'15). Austin, 2015. 7 p.
  16. Hydro-elastic aspects of a composite marine propeller in accordance with ply lamination methods / *H. Lee, M-C. Song, S. Han* [et al.] // Journal of Marine Science and Technology. 2017. Vol. 22, No. 3. P. 479–493. DOI 10.1007/s00773-016-0428-4.
  17. *Maljaars P.J., Kaminski M.L.* Hydroelastic analysis of flexible propellers: an overview // Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Symposium on Marine Propulsors (SMP'15). Austin, 2015. 13 p.
  18. Experimental validation of fluid structure interaction computations of flexible composite propellers in open water conditions using BEM-FEM and RANS-FEM methods / *P. Majaars, L. Bronswijk, J. Windt* [et al.] // Journal of Marine Science and Engineering. 2018. Vol. 6, No. 2. P. 51 (23 p.). DOI: 10.3390/jmse6020051.
  19. *Maljaars P.J., Kaminski M.L., Basten H.D.* Boundary element modelling aspects for the hydro-elastic analysis of flexible marine propellers // Journal of Marine Science and Engineering. 2018. Vol. 6, No. 2. P. 67 (32 p.). DOI: 10.3390/jmse6020067.
  20. Adaptive composite marine propulsors and turbines: progress and challenges / *Y.L. Young, M.R. Motley, R. Barber* [et al.] // Applied Mechanics Reviews. 2016. Vol. 68, No. 6. 34 p. DOI: 10.1115/1.4034659.
  21. *Niemenen V.* Hydro-elastic analysis of a propeller using CFD and FEM co-simulation // Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Symposium on Marine Propulsors (SMP'17). Espoo, 2017. 6 p.
  22. *Savio L.* Measurements on the deflection of a flexible propeller blade by means of stereo imaging // Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Symposium on Marine Propulsors (SMP'15). Austin, 2015. 12 p.
  23. *Baker G.* Vibration patterns of propeller blades // Transactions of the North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders. 1940. Vol. 57, No. 2. P. 43–66.
  24. *Fischer R.* Singing propeller – Solution and case histories // Marine Technology and SNAME News. 2008. Vol. 45, No. 4. P. 221–227. DOI: 10.5957/mt1.2008.45.4.221.
  25. *Carlton J.S.* Marine Propellers and Propulsion. Oxford : Butterworth-Heinemann, 1994. XIV, 498 p.
  26. *Theodorsen T.* General theory of aerodynamic instability and the mechanism of flutter // National Advisory Committee for Aeronautics. Washington, 1935. 23 p. (NACA-TR ; No. 496).
  27. *Papanikos P., Tserpes K.I., Pantelakis S.P.* Modelling of fatigue damage progression and life of CFRP laminates // Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. 2003. No. 26(1). P. 37–47. DOI: 10.1046/j.1460-2695.2003.00585.x.
  28. Multi-scale modeling of tensile behavior of carbon nanotube-reinforced composites / *K.I. Tserpes, P. Papanikos, G. Labeas, S.G. Pantelakis* // Theoretical and Applied Fracture Mechanics. 2008. No. 49(1). P. 51–60. DOI: 10.1016/j.tafmec.2007.10.004.
  29. Residual strength prediction of composite materials: Random spectrum loading / *N.L. Post, J. Cain, K.J. Mc.Donald* [et al.] // Engineering Fracture Mechanics. 2008. Vol. 75, No. 9. P. 2707–2724. DOI: 10.1016/J.ENGFRACMECH.2007.03.002.
  30. *Tsai S.W.* Strength characteristics of composite materials. Washington : National aeronautics and space administration, 1965. 95 p. (NASA CR ; No. 224).
  31. *Young Y.L., Motley M.R.* Influence of material and loading uncertainties on the hydroelastic performance of advanced material propellers // Proceedings of the 2<sup>nd</sup> International Symposium on Marine Propulsors (SMP'11). Hamburg, 2011. P. 342–350.
  32. *Motley M.R., Liu Z., Young Y.L.* Utilizing fluid-structure interaction to improve energy efficiency of composite marine propellers in spatially varying wake // Composite Structures. 2009. Vol. 90. P. 304–313.
  33. *Plucinski M.M., Young Y.L., Liu Z.* Optimization of a self-twisting composite marine propeller using a genetic algorithms // Proceedings of the 16<sup>th</sup> International Conference on Composite Materials. Kyoto, 2007. S.pag. (8 p.).
  34. *Young Y.L.* Time dependent hydroelastic analysis of cavitating propulsors // Journal of Fluids and Structures. 2007. Vol. 23, No. 2. P. 269–295. DOI: 10.1016/j.jfluidstructs.2006.09.003.
  35. Study on cavitation erosion of composite materials for marine propeller / *T. Yamatogi, H. Muriama, K. Uzawa* [et al.] // Proceedings of the 17<sup>th</sup> International Conference on Composite Materials. Edinburgh, 2009. 10 p.
  36. *Пустошный А.В.* Кавитация гребных винтов транспортных судов. Исследования XXI века: монография.

- Санкт-Петербург: Крыловский государственный научный центр, 2022. 260 с.
37. Справочник по теории корабля: В 3 т. Т. 1: Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители / [Я.И. Войткунский и др.]. Ленинград: Судостроение, 1985. 764 с.
  38. *Миниович И.Я., Перник А.Д., Петровский В.С.* Гидродинамические источники звука. Ленинград: Судостроение, 1972. 478 с.
  39. Оценка эффективности гребного винта с деформируемыми лопастями: отчет о НИР / Крыловский государственный научный центр; рук. *С.П. Шевцов*. Санкт-Петербург, 2017. № 48891.
  40. *Teppner R.* Submarine propeller made of composite materials // The 25<sup>th</sup> Annual Exhibition and Conference for the Global Undersea Defense Technology. Englewood, 2012.
  41. *Ярцев Б.Ф., Рябов В.М., Паршина Л.В.* Диссипативные свойства трехслойных композитных структур. 3. Объекты исследования // Труды Крыловского государственного научного центра. 2022. Вып. 2(400). С. 51–58. DOI: 10.24937/2542-2324-2022-2-400-51-58.
  42. *Пустошный А.В., Коваль А.А.* Исследование влияния параметров функций давления на широкополосный спектр // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. 2013. Вып. 73(357). С. 121–132.
- ## References
1. *Zondervan G.-J., Grasso N., Lafeber W.* Hydrodynamic design and model testing techniques for composite ship propellers // Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Symposium on Marine Propulsors (SMP'17). Espoo, 2017. P. 568–576.
  2. *Lee Y.-J., Lin C.-C.* Optimized design of composite propeller // Mechanics of Advanced Materials and Structures. 2004. Vol. 11, No. 1. P. 17–30. DOI: 10.1080/15376490490257639.
  3. *Liu Z., Young Y.L.* Utilization of bend-twist coupling for performance enhancement of composite marine propellers // Journal of Fluid and Structures. 2009. Vol. 25, No. 6. P. 1102–1116. DOI: 10.1016/j.jfluidstructs.2009.04.005.
  4. *Liu Z., Young Y.L.* Utilization of deformation coupling in self-twisting composite propellers // Proceedings of the 16<sup>th</sup> International Conference on Composite Materials. Kyoto, 2007. S.pag. (7 p.).
  5. Design, fabrication and testing of pitch-adapting (flexible) composite propeller / *B. Chen, S. Neely, T. Michael* [et al.] // Proceedings of the 11<sup>th</sup> SNAME Propeller/Shafting Symposium. Williamsburg, 2006. P. SNAME-PSS-2006-08 (12 p.).
  6. *Turek S., Hron J.* Proposal for numerical benchmarking of fluid-structure interaction between an elastic object and laminar incompressible flow // Fluid-Structure Interaction: Modelling, Simulation, Optimisation. Berlin; Heidelberg: Springer, 2006. P. 371–385. (Lecture Notes in Computational Science and Engineering; Vol. 53). DOI: 10.1007/3-540-34596-5\_15.
  7. Coupled numerical simulation of and aluminium and a composite hydrofoil in steady flows / *L. Pernod, A. Ducoin, H. Le Sourné, J.-F. Sigrist* // Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Symposium on Marine Propulsors (SMP'17). Espoo, 2017. P. 553–561.
  8. A design Concept of Composite Marine Propeller for Long Stroke Slow Speed Main Engine / *H. Lee, J. Hur, J.H. Park* [et al.] // Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Symposium on Marine Propulsors (SMP'17). Espoo, 2017. P. 546–553.
  9. *Lin C.-C., Lee Y.-J., Hung C.-S.* Optimization and experiment of composite marine propellers // Composite Structures. 2009. Vol. 89, No. 2. P. 206–215. DOI: 10.1016/j.compstruct.2008.07.020.
  10. *Young Y.L.* Analysis & scaling of flexible composite marine propulsors. Presentation Prepared by Dept. of Naval Architecture & Marine Engineering University of Michigan, distributed on ITTC Propulsion Committee Meeting.
  11. *He X., Hong Y., Wang R.* Hydroelastic optimization of composite marine propeller in non-uniform wake // Ocean Engineering. 2012. Vol. 39. P. 14–23. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2011.10.007.
  12. *Blasques J.P., Berggreen C., Andersen P.* Hydro-elastic analysis and optimization of marine propeller // Marine Structures. 2010. Vol. 23, No. 1. P. 22–38. DOI: 10.1016/j.marstruc.2009.10.002.
  13. *Ghassemi H., Ghassabzadeh M., Saryazdi M.Gh.* Influence of the skew angle on the hydroelastic behaviour of composite marine propeller // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment. 2012. Vol. 226, No. 4. P. 346–359. DOI: 10.1177/1475090212440415.
  14. Hydro-elastic analysis of marine propellers based on a BEM-FEM coupled FSI algorithm / *H. Lee, M.C. Song, J.C. Suh, B.J. Chang* // International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. 2014. Vol. 6, No. 3. P. 562–577. DOI: 10.2478/j.ijnaoe-2013-0198.
  15. A numerical study on the hydro-elastic behaviour of composite marine propeller / *H. Lee, M.-C. Song, J.C. Suh* [et al.] // Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Symposium on Marine Propulsors (SMP'15). Austin, 2015. 7 p.
  16. Hydro-elastic aspects of a composite marine propeller in accordance with ply lamination methods / *H. Lee,*

- M.-C. Song, S. Han* [et al.] // *Journal of Marine Science and Technology*. 2017. Vol. 22, No. 3. P. 479–493. DOI 10.1007/s00773-016-0428-4.
17. *Maljaars P.J., Kaminski M.L.* Hydroelastic analysis of flexible propellers: an overview // *Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Symposium on Marine Propulsors (SMP'15)*. Austin, 2015. 13 p.
  18. Experimental validation of fluid structure interaction computations of flexible composite propellers in open water conditions using BEM-FEM and RANS-FEM methods / *P. Majaars, L. Bronswijk, J. Windt* [et al.] // *Journal of Marine Science and Engineering*. 2018. Vol. 6, No. 2. P. 51 (23 p.). DOI: 10.3390/jmse6020051.
  19. *Maljaars P.J., Kaminski M.L., Basten H.D.* Boundary element modelling aspects for the hydro-elastic analysis of flexible marine propellers // *Journal of Marine Science and Engineering*. 2018. Vol. 6, No. 2. P. 67 (32 p.). DOI: 10.3390/jmse6020067.
  20. Adaptive composite marine propulsors and turbines: progress and challenges / *Y.L. Young, M.R. Motley, R. Barber* [et al.] // *Applied Mechanics Reviews*. 2016. Vol. 68, No. 6. 34 p. DOI: 10.1115/1.4034659.
  21. *Nieminen V.* Hydro-elastic analysis of a propeller using CFD and FEM co-simulation // *Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Symposium on Marine Propulsors (SMP'17)*. Espoo, 2017. 6 p.
  22. *Savio L.* Measurements on the deflection of a flexible propeller blade by means of stereo imaging // *Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Symposium on Marine Propulsors (SMP'15)*. Austin, 2015. 12 p.
  23. *Baker G.* Vibration patterns of propeller blades // *Transactions of the North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders*. 1940. Vol. 57, No. 2. P. 43–66.
  24. *Fischer R.* Singing propeller – Solution and case histories // *Marine Technology and SNAME News*. 2008. Vol. 45, No. 4. P. 221–227. DOI: 10.5957/mtl.2008.45.4.221.
  25. *Carlton J.S.* *Marine Propellers and Propulsion*. Oxford : Butterworth-Heinemann, 1994. XIV, 498 p.
  26. *Theodorsen T.* General theory of aerodynamic instability and the mechanism of flutter // *National Advisory Committee for Aeronautics*. Washington, 1935. 23 p. (NACA-TR ; No. 496).
  27. *Papanikos P., Tserpes K.I., Pantelakis S.P.* Modelling of fatigue damage progression and life of CFRP laminates // *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. 2003. No. 26(1). P. 37–47. DOI: 10.1046/j.1460-2695.2003.00585.x.
  28. Multi-scale modeling of tensile behavior of carbon nanotube-reinforced composites / *K.I. Tserpes, P. Papanikos, G. Labeas, S.G. Pantelakis* // *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*. 2008. No. 49(1). P. 51–60. DOI: 10.1016/j.tafmec.2007.10.004.
  29. Residual strength prediction of composite materials: Random spectrum loading / *N.L. Post, J. Cain, K.J. Mc.Donald* [et al.] // *Engineering Fracture Mechanics*. 2008. Vol. 75, No. 9. P. 2707–2724. DOI: 10.1016/J.ENGFRACMECH.2007.03.002.
  30. *Tsai S.W.* *Strength characteristics of composite materials*. Washington : National aeronautics and space administration, 1965. 95 p. (NASA CR ; No. 224).
  31. *Young Y.L., Motley M.R.* Influence of material and loading uncertainties on the hydroelastic performance of advanced material propellers // *Proceedings of the 2<sup>nd</sup> International Symposium on Marine Propulsors (SMP'11)*. Hamburg, 2011. P. 342–350.
  32. *Motley M.R., Liu Z., Young Y.L.* Utilizing fluid-structure interaction to improve energy efficiency of composite marine propellers in spatially varying wake // *Composite Structures*. 2009. Vol. 90. P. 304–313.
  33. *Plucinski M.M., Young Y.L., Liu Z.* Optimization of a self-twisting composite marine propeller using a genetic algorithms // *Proceedings of the 16<sup>th</sup> International Conference on Composite Materials*. Kyoto, 2007. S.pag. (8 p.).
  34. *Young Y.L.* Time dependent hydroelastic analysis of cavitating propulsors // *Journal of Fluids and Structures*. 2007. Vol. 23, No. 2. P. 269–295. DOI: 10.1016/j.jfluidstructs.2006.09.003.
  35. Study on cavitation erosion of composite materials for marine propeller / *T. Yamatogi, H. Muriama, K. Uzawa* [et al.] // *Proceedings of the 17<sup>th</sup> International Conference on Composite Materials*. Edinburgh, 2009. 10 p.
  36. *Pustoshny A.V.* *Propeller cavitation of cargo carriers. Research of the XXI century*. Monograph. St. Petersburg : Krylov State Research Centre, 2022. 260 p. (*in Russian*).
  37. *Handbook of ship theory: in 3 volumes. Vol. 1: Hydromechanics. Ship resistance. Ship propulsors* / [Ya. Voitkunsky et al.]. Leningrad : Sudostroenie, 1985. 764 p. (*in Russian*).
  38. *Minovich I.Ya., Pernik A.D., Petrovsky V.S.* *Hydrodynamic sources of sound*. Leningrad : Sudostroyeniye, 1972. 478 p. (*in Russian*).
  39. Flexible-blade propeller: efficiency assessment. Krylov State Research Centre Report No. 48891. St. Petersburg, 2017 (*in Russian*).
  40. *Teppner R.* Submarine propeller made of composite materials // *The 25<sup>th</sup> Annual Exhibition and Conference for the Global Undersea Defense Technology*. Englewood, 2012.
  41. *Yartsev B.A., Ryabov V.M., Parshina L.V.* Dissipative properties of three-layer composite structures. 3. Sub-

- jects of research // Transactions of the Krylov State Research Center. 2022. Vol. 2(400). P. 51–58. DOI: 10.24937/2542-2324-2022-2-400-51-58 (*in Russian*).
42. *Pustoshny A.V., Koval A.A.* Studies of the effect of pressure function parameters on the broadband spectrum // Transactions of Krylov State Research Centre. 2013. Vol. 73(357). P. 121–132 (*in Russian*).

---

### Сведения об авторах

*Пустошный Александр Владимирович*, д.т.н., член-корреспондент РАН, главный научный сотрудник-консультант ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. Тел.: +7 (812) 415-47-99. E-mail: 2\_otd@ksrc.ru. <https://orcid.org/0000-0003-4797-2213>.

*Маринич Николай Владимирович*, к.т.н., начальник лаборатории ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. Тел.: +7 (812) 386-67-49. E-mail: n\_marinich@ksrc.ru. <https://orcid.org/0000-0002-9290-3041>.

*Савченко Олег Владиславович*, к.т.н., генеральный директор ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. Тел.: +7 (812) 415-46-23. E-mail: krylov@ksrc.ru.

### About the authors

*Alexander V. Pustoshny*, Dr. Sci. (Eng.), Corresponded member of Russian Academy of Science, Principal research scientist – consultant, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoe sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: +7 (812) 415-47-99. E-mail: 2\_otd@ksrc.ru. <https://orcid.org/0000-0003-4797-2213>.

*Nikolay V. Marinich*, Cand. Sci. (Eng.), Head of Laboratory, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: +7 (812) 386-67-49. E-mail: n\_marinich@ksrc.ru. <https://orcid.org/0000-0002-9290-3041>.

*Oleg V. Savchenko*, Cand. Sci. (Eng.), Director General, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoe sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: +7 (812) 415-46-23. E-mail: krylov@ksrc.ru.

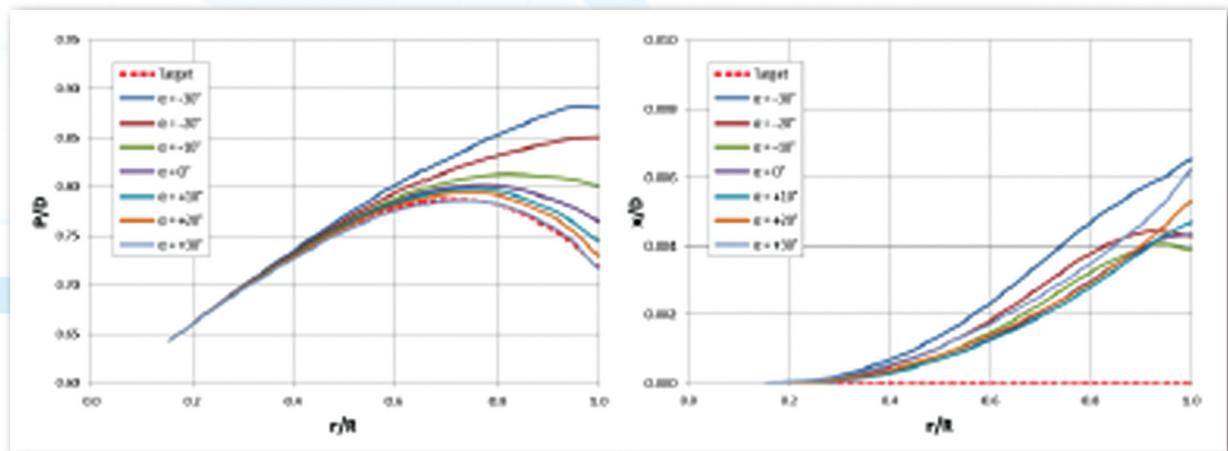
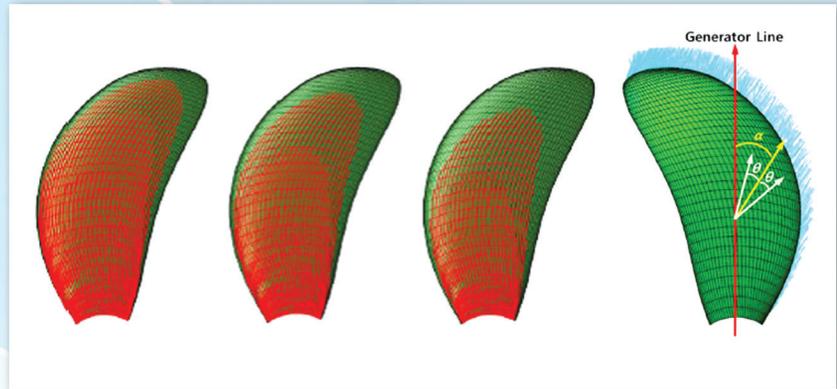
Поступила / Received: 11.05.23

Принята в печать / Accepted: 29.08.23

© Пустошный А.В., Маринич Н.В., Савченко О.В., 2023

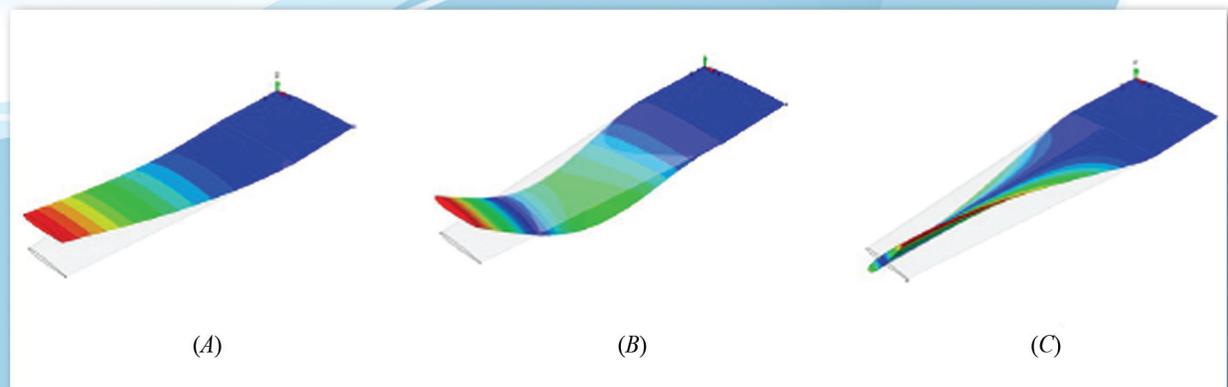
**Рис. 1.** Расположение в структуре лопастей сетки усиливающих волокон при толщине (слева направо) 36, 54, 72 мм и схема отсчета угла ориентации слоев ткани  $\alpha$  [8]

**Fig. 1.** Arrangement of reinforcing fibers in blade structure. Thickness (left to right) 36, 54, 72 mm and rule of signs for composite fiber orientation angle  $\alpha$  [8]



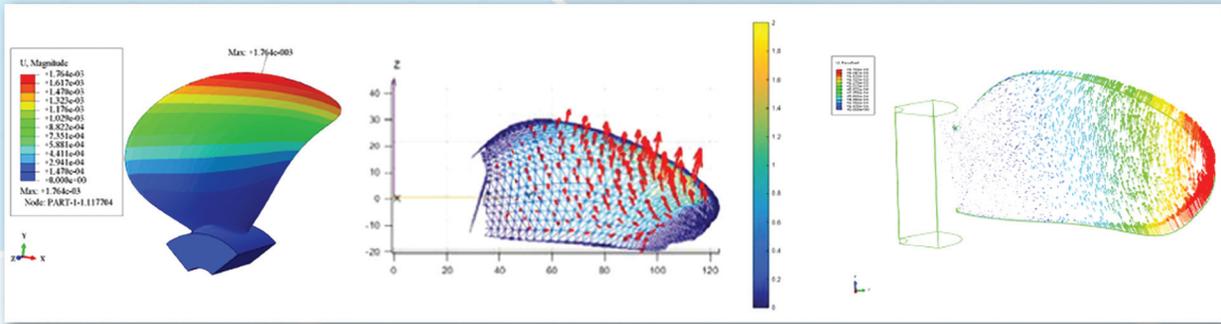
**Рис. 2.** Начальная геометрия гибких винтов при различных углах укладки слоев (слева – радиальное распределение шага, справа – rake [8])

**Fig. 2.** Initial geometry of flexible propellers for different stacking angles (*left* – radial pitch distribution, *right* – blade rake [8])



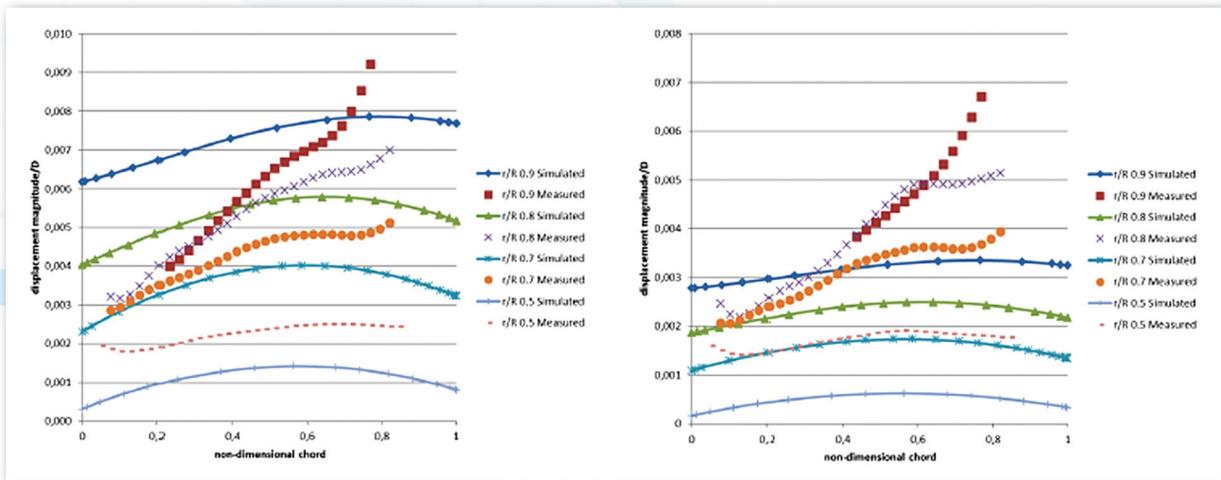
**Рис. 6.** Первая и вторая изгибные моды (A и B) и первая торсионная мода (C) колебаний алюминиевого крыла [7]

**Fig. 6.** First and second bending modes (A and B) and first torsion mode (C) of aluminum blade vibrations [7]



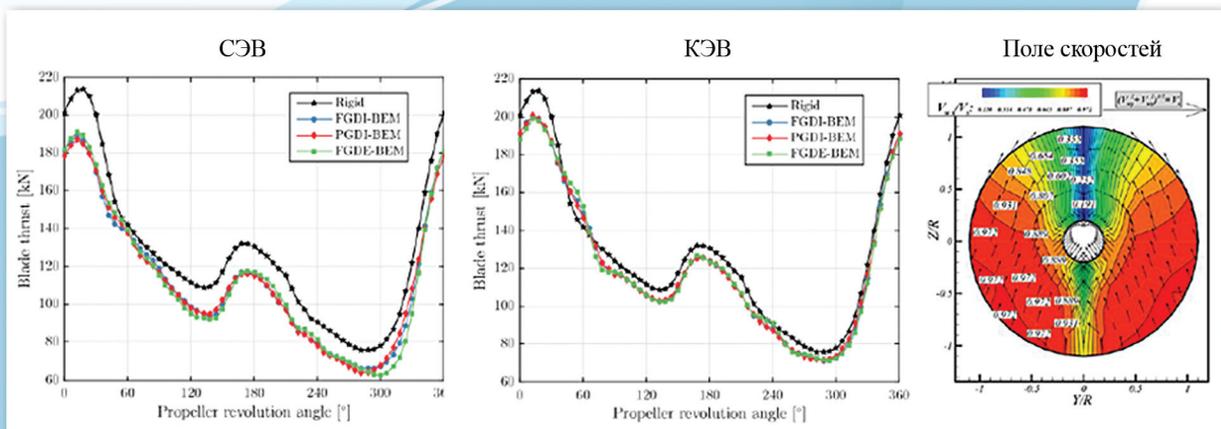
**Рис. 7.** Расчетная картина деформаций (слева) и расчетные [21] (справа) и измеренные [22] (в центре) векторы отклонения лопасти для  $J = 0,49$  при 7 об/мин.  $E = 1500$  МПа

**Fig. 7.** Calculation results for strains (left) and calculated [21] (right) vs measured [22] (center) blade deviation vectors for  $J = 0.49$  at 7 RPM.  $E = 1500$  MPa



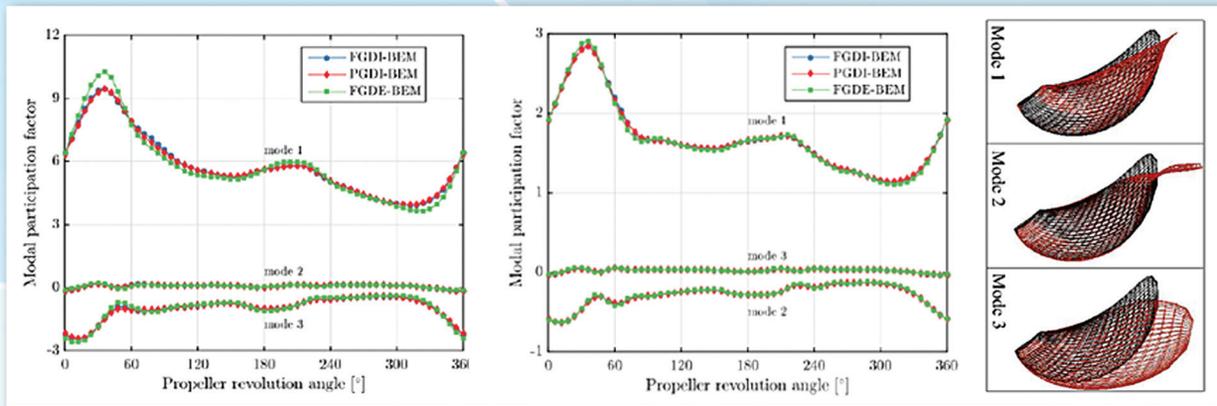
**Рис. 8.** Расчетные и экспериментальные деформации лопасти [21]. Слева  $E = 1500$  МПа, справа  $E = 2500$  МПа (на горизонтальной шкале 0 – выходящая кромка хорды)

**Fig. 8.** Calculated and experimental blade strains [21]. Left:  $E = 1500$  MPa; right:  $E = 2500$  MPa (zero point at the horizontal scale means the trailing edge of the chord)



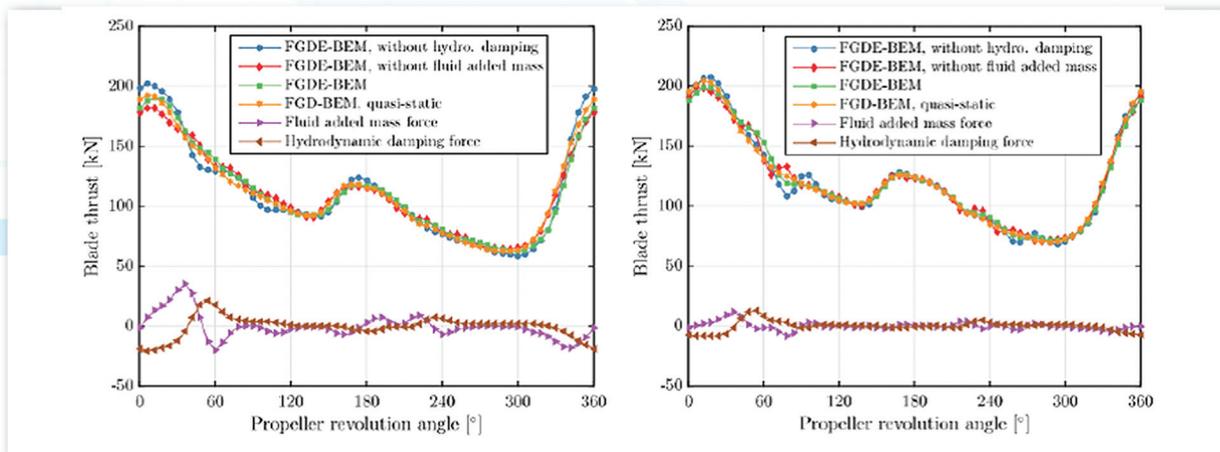
**Рис. 9.** Сопоставление мгновенного упора жесткой и эластичной лопасти в зависимости от углового положения в неоднородном потоке. Расчет [19]

**Fig. 9.** Stiff vs elastic blade: instant thrust as function of angular position in non-uniform flow. Calculation [19]



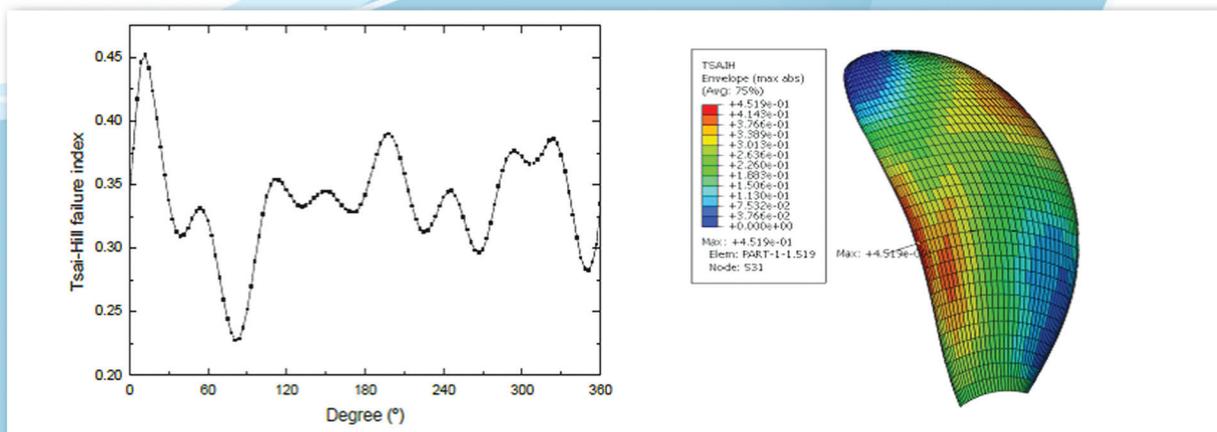
**Рис. 10.** Фактор влияния мод деформации лопасти на упор [19]. Расчеты по разным методам для стекло-эпоксидного (слева) и карбон-эпоксидного (в центре) гребных винтов. Справа – деформации при различных модах [10]

**Fig. 10.** Effect of straining modes upon thrust [19]. Calculations as per various methods. *Left* – glass-epoxy propeller; *center* – carbon-epoxy propeller. *Right* – straining for different modes [10]



**Рис. 11.** Расчеты упора лопасти с учетом и без учета присоединенных масс воды и сил демпфирования на величину мгновенного упора для стекло-эпоксидного (слева) и карбон-эпоксидного (справа) гребных винтов [19]

**Fig. 11.** Calculation results for blade thrust (with and without added water mass) and damping forces in terms of instant thrust for glass-epoxy (*left*) and carbon-epoxy (*right*) propeller [19]



**Рис. 13.** Распределение критерия Tsai – Hill: при различных положениях лопасти при вращении винта (слева); по лопасти в угловой позиции 12° [8] (справа)

**Fig. 13.** Distribution of Tsai – Hill criterion: *left* – at different blade positions over one revolution; *right* – throughout the blade at positional angle 12° [8]

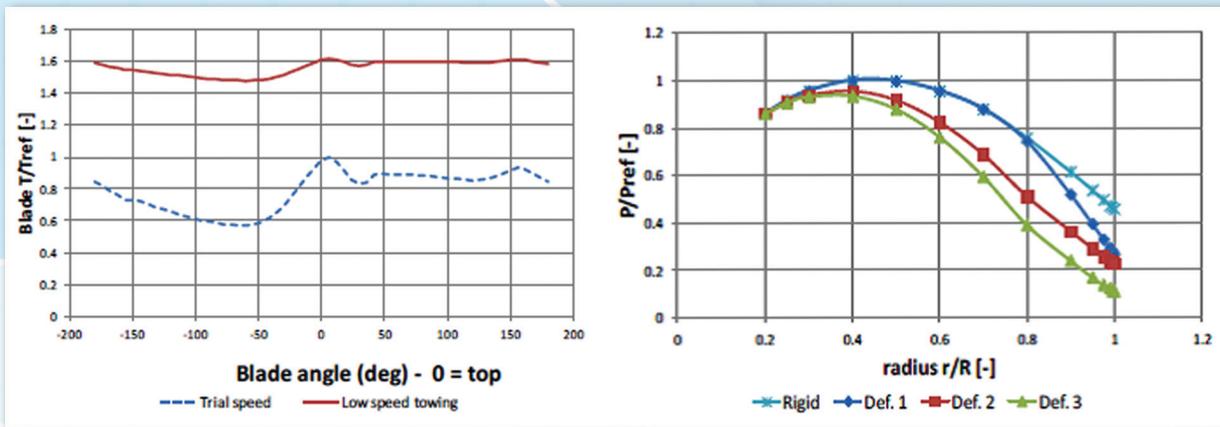


Рис. 14. Распределение нагрузки на лопасти для ходового режима и при работе с буксируемым устройством (слева) и варианты распределения шагов для оценок кавитации (справа) [1]

Fig. 14. Running and towing blade load distribution (left) and pitch distribution variants for cavitation assessments (right) [1]

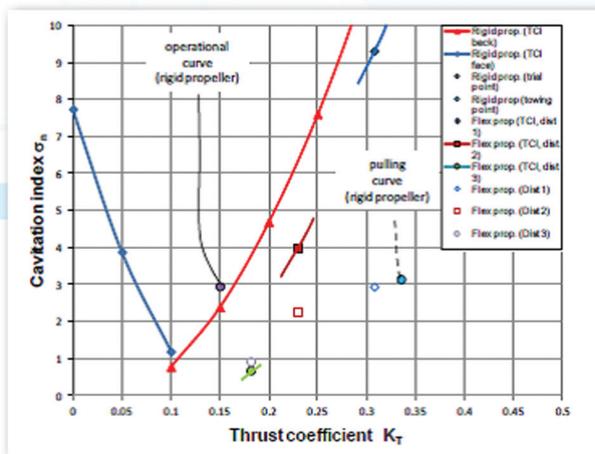


Рис. 15. Диаграмма возникновения кавитации концевой вихря и точки возникновения кавитации для различных вариантов деформации винта, представленных на рис. 18 [1]

Fig. 15. Tip vortex cavitation inception diagram and cavitation inception points for different variants of propeller deformation shown in Fig.18 [1]

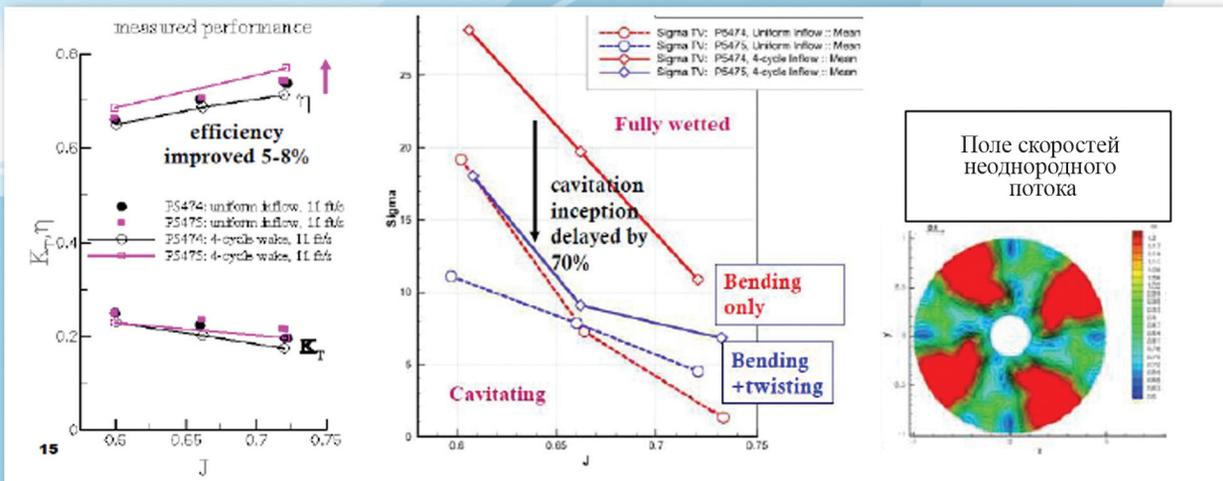


Рис. 16. Сравнение КПД (слева) и начала вихревой кавитации (в центре) в однородном и неоднородном потоке для моделей 5474 и 5475 [10]

Fig. 16. Uniform vs non-uniform flow: efficiency (left) and tip vortex cavitation (center) for Models Nos. 5474 and 5475 [10]