

УДК 539.3+533.662.3:678.067
EDN: ЕНМНХУ

Я.М. Любомиров, Б.А. Ярцев 
ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, Россия

АПРОБАЦИЯ МЕТОДА ГИДРОУПРУГОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ КОМПОЗИТНЫХ ЛОПАСТНЫХ СИСТЕМ

Объект и цель научной работы. Объектом исследования являются судовые движители, состоящие из изотропной металлической ступицы и анизотропных композитных лопастей. Композитные лопасти могут быть как квази-однородными, так и неоднородными по толщине. Цель работы – апробация метода гидроупругого моделирования композитных лопастных систем на примере масштабной конструкции рабочего колеса водометного движителя.

Материалы и методы. Численное моделирование параметров динамического отклика и прочности композитных лопастных систем судовых движителей.


Основные результаты. В широком диапазоне частот показано снижение уровней третьоктавного спектра мощности виброскоростей судового движителя с композитными лопастями на 3–15 дБ по сравнению с металлическим прототипом, которое порождается комплексом мероприятий, направленных на минимизацию изгибно-крутильной связанности и повышение диссипативных характеристик композитных лопастей.

Заключение. Разработанный метод математического моделирования параметров динамического отклика взаимодействующих с водной средой деформируемых композитных лопастных систем судовых движителей, основанный на численной реализации различных стратегий решения связанных задач гидроупругости, позволяет минимизировать объемы экспериментальной проверки разрабатываемых конструкций судовых движителей с адаптивными композитными лопастями.

Ключевые слова: углепластик, вязкоупругий материал, рабочее колесо, лопасть, судовый движитель.

Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.

UDC 539.3+533.662.3:678.067
EDN: ЕНМНХУ

Ya.M. Lyubomirov, B.A. Yartsev 
Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russia

VERIFICATION OF HYDROELASTIC SIMULATION METHOD FOR COMPOSITE BLADE SYSTEMS

Object and purpose of research. This paper discusses marine propulsors with isotropic metal hub and anisotropic composite blades. The thickness of these blades can be both quasi-uniform and non-uniform. The purpose of the study was to verify the method of hydroelastic simulation for composite blade system on a case study of scaled waterjet impeller.

Materials and methods. Numerical simulation of strength and dynamic response of composite blade systems for marine propellers.

Main results. The paper demonstrates that marine propulsor with composite blades can have their 1/3-octave spectral levels of vibration velocities reduced by 3–15 dB as compared to its metal prototype due to a number of design solutions towards mitigation of its bend-twist coupling and improvement of dissipation performance for composite blades.

Conclusion. Mathematical simulation methods developed by the authors for the dynamic response of deformable composite blade systems of marine propulsors interacting with water environment is a numerical implementation of various strategies in solving coupled hydroelastic problems. It minimizes the scope of experiments needed for validation of newly designed marine propulsors with adaptive composite blades.

Keywords: carbon-reinforced plastic (CRP), viscoelastic material, impeller, blade, marine propulsor.

The authors declare no conflicts of interest.

Для цитирования: Любомиров Я.М., Ярцев Б.А. Апробация метода гидроупругого моделирования композитных лопастных систем. Труды Крыловского государственного научного центра. 2026; 1(415): 45–55.

For citations: Lyubomirov Ya.M., Yartsev B.A. Verification of hydroelastic simulation method for composite blade systems. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2026; 1(415): 45–55 (in Russian).

Введение

Introduction

Данная работа посвящена апробации предложенного в [1, 2] метода гидроупругого моделирования композитных лопастных систем. Исследования выполнялись на примере масштабной конструкции рабочего колеса водометного движителя (рис. 1), имеющего следующие технические характеристики:

- диаметр проточной части в зоне лопастей $D = 0,32$ м;
- число лопастей рабочего колеса движителя $Z = 9$;
- шаговое отношение $(H/D) = 2,35$ при $R = 0,7$;
- число лопастей направляющего аппарата насадки $Z_n = 11$;
- профиль лопастей: $NACA\ 66\ mod\ a = 0,8$.

Влияние кормовой части судна моделировалось сферой, касательные к поверхности которой совпадают с касательными к поверхности ступицы направляющего аппарата насадки.

В качестве материала лопастей рабочего колеса рассматривались сплав Д16 ($\rho = 2770\ \text{кг/м}^3$; $E = 71\ \text{ГПа}$; $G = 26,7\ \text{ГПа}$; $\nu = 0,33$) и композитные структуры, компонуемые из слоев однонаправленного углепластика CM-Preg-C-230/600 CP004 39 ($E_1 = 120\ \text{ГПа}$; $E_2 = E_3 = 8\ \text{ГПа}$; $G_{12} = G_{13} = 4,4\ \text{ГПа}$; $G_{23} = 2,7\ \text{ГПа}$; $\nu_{12} = 0,27$; $\eta_1 = 9 \cdot 10^{-4}$; $\eta_2 = \eta_3 = 9,6 \cdot 10^{-3}$; $\eta_{12} = \eta_{13} = 1,6 \cdot 10^{-2}$; $\eta_{23} = 1,5 \cdot 10^{-2}$; $\rho = 1500\ \text{кг/м}^3$; $h_{ply} = 2 \cdot 10^{-4}$ м) и вязкоупругого материала ВПС-2,5.

Все лопасти имели одинаковую внешнюю геометрию и заземлялись в одинаковых ступицах из сплава Д16. Различие масс вариантов конструкции рабочего колеса водометного движителя в основ-

ном обусловлено различием масс лопастей вследствие разницы плотностей углепластика CM-Preg-C-230/600 CP004 39 и алюминиевого сплава Д16. Массы ступиц рабочего колеса с лопастями из сплава Д16 и с лопастями из углепластика приблизительно равны.

1. Особенности динамики «мокрых» лопастей

1. Dynamic peculiarities of “wet” blades

Известно, что погружение лопасти в воду приводит к уменьшению собственных частот ее связанных колебаний. Этот факт иллюстрируют представленные на рис. 2 результаты расчета собственных частот «сухой» и «мокрой» одиночных лопастей из сплава Д16. Расчет частот собственных колебаний «мокрой» лопасти выполнялся в рамках монолитной стратегии решения гидроупругой задачи. Для количественной оценки изменений собственных частот связанных колебаний лопасти используется коэффициент уменьшения собственной частоты [3]:

$$\Lambda = \frac{f_{i\ water}}{f_{i\ air}},$$

где $f_{i\ water}$ – собственная частота i -й моды связанных колебаний «мокрой» лопасти, $f_{i\ air}$ – собственная частота i -й моды связанных колебаний «сухой» лопасти.

Уменьшение собственных частот связанных колебаний «мокрой» лопасти по сравнению с «сухой» лопастью порождается вовлечением в процесс

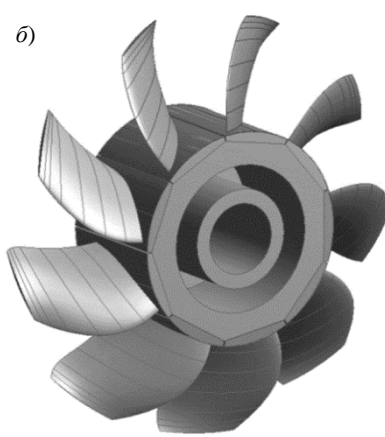
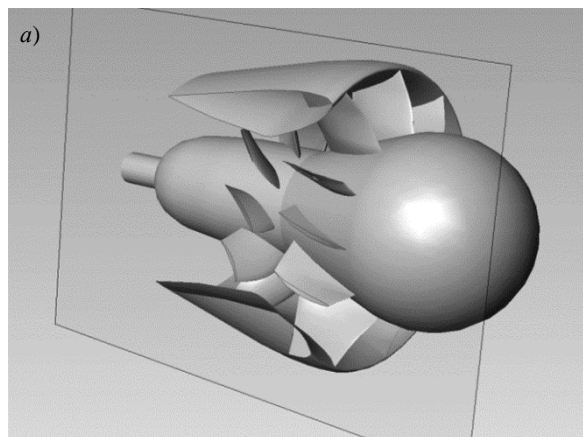


Рис. 1. Конструкции а) водометного движителя и б) рабочего колеса

Fig. 1. Design of a) waterjet and b) its impeller

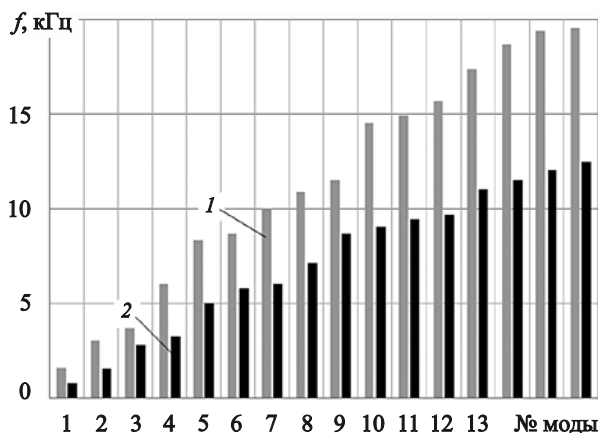


Рис. 2. Различие величин собственных частот мод связанных колебаний «сухих» (1) и «мокрых» (2) одиночных лопастей из сплава Д16

Fig. 2. Difference in natural frequencies of coupled vibration modes for "dry" (1) and "wet" (2) solitary blades made of D16 alloy

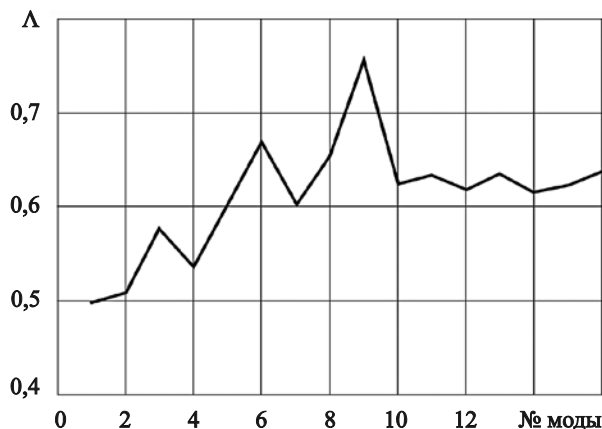


Рис. 3. Изменение коэффициента Λ в зависимости от номера моды связанных колебаний одиночной лопасти из сплава Д16

Fig. 3. Variation of coefficient Λ depending on the number of coupled vibration mode for solitary blade made of D16 alloy

колебаний некоторой массы воды, окружающей лопасть. Очевидно, что величина присоединенной массы воды будет различной для различных собственных форм связанных колебаний лопасти. Поэтому изменения Λ обусловлены изменением величин присоединенной массы воды, индуцируемых различными собственными формами колебаний лопасти, что иллюстрирует рис. 3.

Погружение лопасти в воду сопровождается изменением как собственных частот, так и собственных форм колебаний. В качестве иллюстрации на рис. 4 показана трансформация первой квазиизгибной собственной формы колебаний «сухой» лопасти в смешанную собственную форму колебаний «мокрой» лопасти. Это указывает на неполноту анализа динамического отклика только «сухой»

лопасти, т.к. динамический отклик «мокрой» лопасти может измениться.

Перейдем от анализа влияния присоединенных масс воды на собственные частоты одиночной лопасти к анализу влияния присоединенных масс воды на собственные частоты лопастной системы рабочего колеса. На рис. 5 показано изменение значений собственных частот первых 85 «сухих» (1) и «мокрых» (2) мод связанных колебаний рабочего колеса с лопастями из сплава Д16.

Приведенные на рис. 5 результаты свидетельствуют о том, что собственные частоты образуют группы по числу лопастей Z . Для низших тонов величины собственных частот внутри группы отличаются несущественно, а для более высоких тонов границы групп собственных частот размываются.

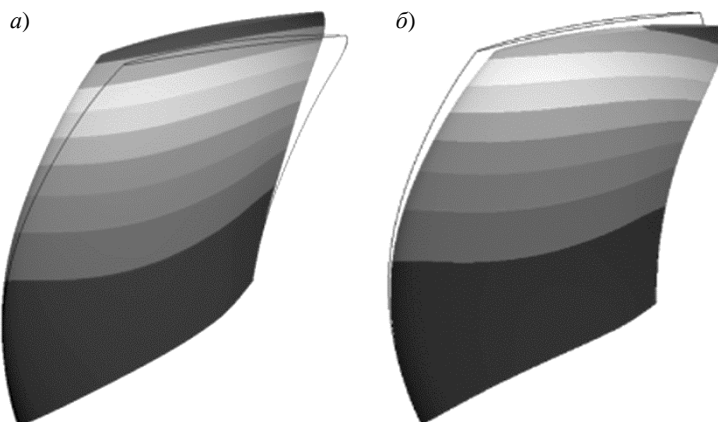


Рис. 4. Собственные формы первой моды связанных колебаний а) «сухой» и б) «мокрой» лопастей из сплава Д16

Fig. 4. Natural shapes of the 1st coupled vibration mode for a) dry and b) wet blade made of D16 alloy

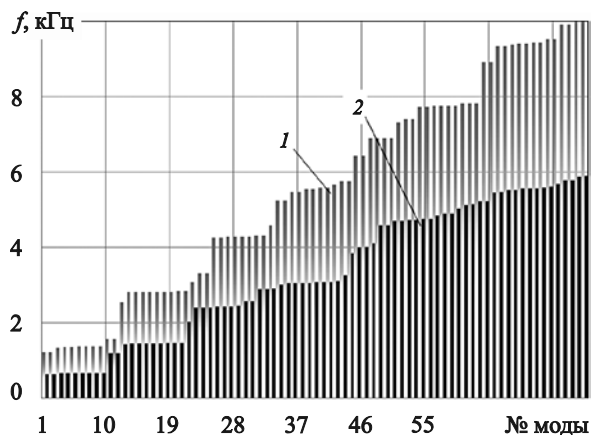


Рис. 5. Различия величин собственных частот мод связанных колебаний «сухих» (1) и «мокрых» (2) лопастей рабочего колеса водометного движителя из сплава Д16

Fig. 5. Difference in natural frequencies of coupled vibration modes for “dry” (1) and “wet” (2) system of D16 blades in waterjet impeller

Этот процесс наиболее заметен для собственных колебаний «мокрых» лопастей рабочего колеса водометного движителя.

Изменения значений коэффициента Λ в зависимости от номера моды связанных колебаний рабочего колеса водометного движителя с лопастями из сплава Д16 показаны на рис. 6. Видно, что величина коэффициента Λ существенно изменяется вблизи границ групп низших мод связанных колебаний лопастей. Причем с повышением тона колебаний изменения значений Λ уменьшаются.

Таким образом, при проектировании лопасти учет влияния окружающей жидкости на ее динамический отклик становится критически необходимым условием.

2. Выбор рациональной структуры армирования квазиоднородной композитной лопасти

2. Selection of optimal stacking sequence for quasi-uniform composite blade

Рациональной считалась структура армирования, обеспечивающая минимальную инерционную изгибно-крутильную связанность композитной лопасти рабочего колеса водометного движителя. Показателем повышения или понижения уровня инерционной изгибно-крутильной связанности взаимодействующих мод колебаний является взаимное

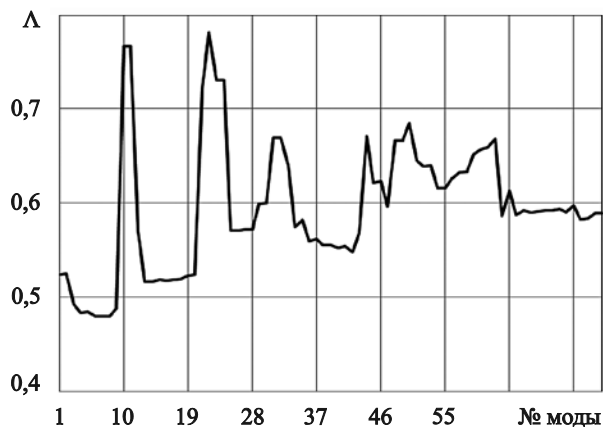


Рис. 6. Изменение коэффициента Λ в зависимости от номера моды связанных колебаний рабочего колеса с лопастями из сплава Д16

Fig. 6. Variation of coefficient Λ depending on the number of coupled vibration mode for waterjet impeller with D16 blades

расположение графических зависимостей связанных $f_i = f_i(\theta)$ и парциальных $\bar{f}_i = \bar{f}_i(\theta)$ собственных частот при изменении угла θ .

Если на отрезке $[\theta_m, \theta_n]$ ($m < n$) для пары связанных частот $f_i(\theta), f_{i+1}(\theta)$ ($f_i(\theta) < f_{i+1}(\theta)$) выполняются неравенства $f_i(\theta) \geq \bar{f}_i(\theta)$ и $f_{i+1}(\theta) \leq \bar{f}_{i+1}(\theta)$ ($\bar{f}_i(\theta) < \bar{f}_{i+1}(\theta)$), то инерционная изгибно-крутильная связанность i -й и $(i+1)$ -й мод колебаний крыла понижается. Если на отрезке $[\theta_m, \theta_n]$ для пары связанных частот справедливы неравенства $f_i(\theta) \leq \bar{f}_i(\theta)$ и $f_{i+1}(\theta) \geq \bar{f}_{i+1}(\theta)$, то инерционная изгибно-крутильная связанность i -й и $(i+1)$ -й мод колебаний крыла возрастает [4, 5].

Расчетные зависимости первых четырех связанных f_i и парциальных \bar{f}_i собственных частот «сухой» квазиоднородной композитной лопасти структуры армирования $[\theta]_n$ ($\theta \in [-90^\circ, 90^\circ]$) от ориентации однонаправленных слоев углепластика CM-Preg-C-230/600 CP004 39 представлены на рис. 7. На этом же рисунке точечными горизонтальными линиями отмечены величины четырех низших собственных частот «сухой» лопасти из сплава Д16.

Анализ взаимного расположения графиков расчетных зависимостей первых двух связанных $f_i = f_i(\theta)$ и парциальных $\bar{f}_i = \bar{f}_i(\theta)$ собственных частот (рис. 7) позволяет заключить, что на отрезке $\theta \in [-20^\circ, -1^\circ]$ происходит уменьшение связанности первой и второй мод колебаний. Идентификация

мод колебаний, выполненная по виду собственных форм, показала, что минимальная связанность первой и второй мод колебаний реализуется при ориентации слоев армирующего материала в направлении $\theta \approx -10^\circ$ (вертикальная серая пунктирная линия), которая может быть принята в качестве рациональной ориентации.

Помимо квазиоднородной композитной лопасти структуры армирования $[\theta]_n$ рассмотрена квазиоднородная композитная лопасть структуры армирования $[90^\circ/\theta_{n-1}]_s$. На рис. 8а представлены результаты расчета величин первых четырех связанных $f_i = f_i(\theta)$ и парциальных $\bar{f}_i = \bar{f}_i(\theta)$ собственных частот «сухой» квазиоднородной композитной лопасти структуры армирования $[90^\circ/\theta_{n-1}]_s$. Анализ приведенных на этом рисунке результатов позволяет отметить, что для «сухой» квазиоднородной композитной лопасти структуры армирования $[90^\circ/\theta_{n-1}]_s$ на отрезке $\theta \in [-25^\circ, -3^\circ]$ достигается уменьшение связанности первой и второй мод колебаний. Идентификация мод колебаний, выполненная по виду собственных форм, показала, что минимальная связанность первой и второй мод колебаний реализуется при ориентации слоев армирующего материала в направлении $\theta \approx -10^\circ$ (вертикальная серая пунктирная линия на рис. 8а), которая может быть выбрана в качестве рациональной.

Ранее было показано, что основное влияние погружения лопасти в воду заключается в уменьшении частот и возможном изменении собственных форм колебаний. Поэтому для «мокрой» композит-

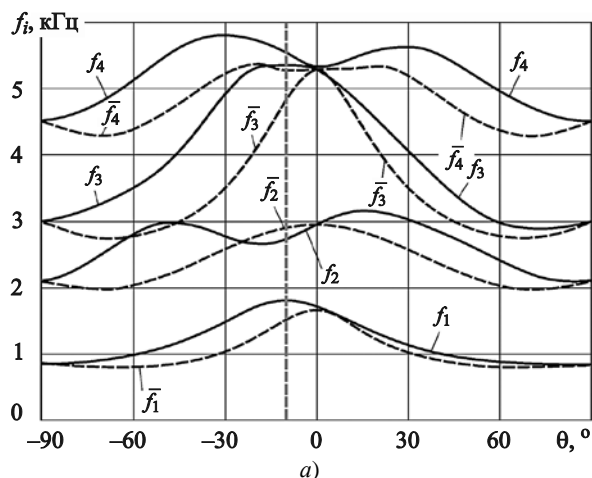


Рис. 8. Зависимости четырех низших связанных (сплошные линии) и парциальных (пунктирные линии) собственных частот а) «сухой» и б) «мокрой» квазиоднородной композитной лопасти структуры армирования $[90^\circ/\theta_{n-1}]_s$ от угла ориентации θ

Fig. 8. Four lower coupled natural frequencies (solid curves) and partial natural frequencies (dashed curves) for а) dry and б) wet quasi-uniform composite blade with stacking sequence $[90^\circ/\theta_{n-1}]_s$ as function of orientation angle θ

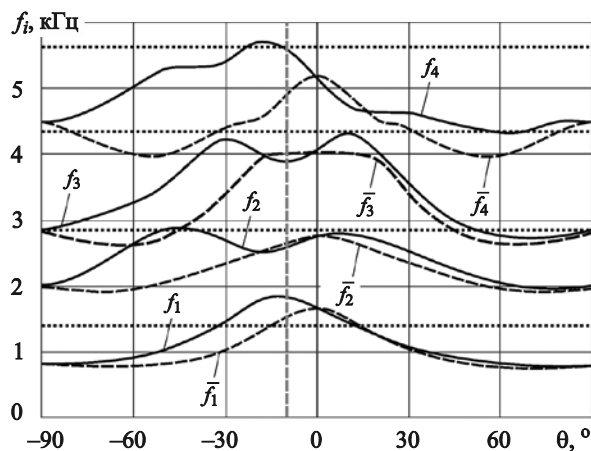
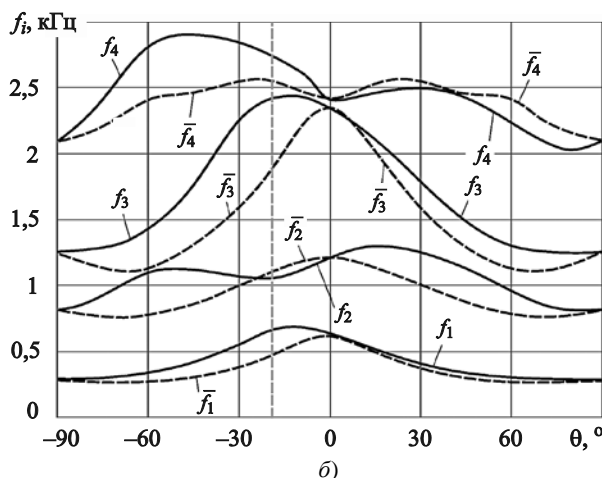


Рис. 7. Зависимости четырех низших связанных (сплошные линии) и парциальных (пунктирные линии) собственных частот «сухой» квазиоднородной композитной лопасти структуры армирования $[\theta]_n$

Fig. 7. Four lower coupled natural frequencies (solid curves) and partial natural frequencies (dashed curves) for «dry» quasi-uniform composite blade with stacking sequence $[\theta]_n$

ной лопасти необходимо проверить возможные изменения собственных форм колебаний низших тонов и, если потребуется, изменить структуру армирования.

Исследование связанных колебаний «мокрой» квазиоднородной композитной лопасти структуры армирования $[90^\circ/\theta_{n-1}]_s$ выполнено в рамках математической модели, реализующей монолитную стратегию решения гидроупругого взаимодействия.



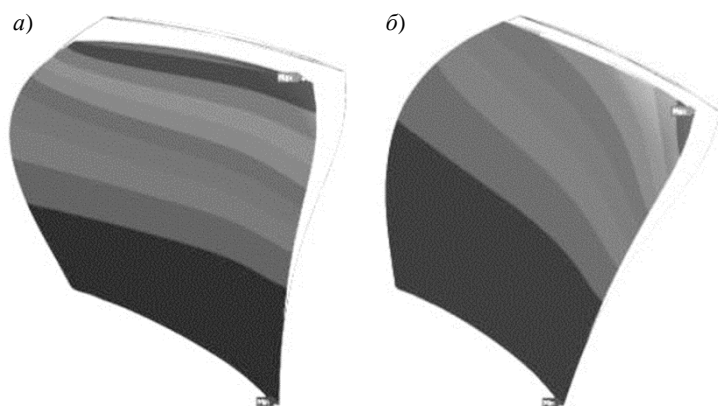


Рис. 9. Влияние присоединенной массы воды на первую собственную форму колебаний квазиоднородной композитной лопасти структуры армирования $[90^\circ/-10^\circ_{n-1}]_s$: а) «сухая» лопасть; б) «мокрая» лопасть

Fig. 9. Effect of added water mass upon the 1st natural vibration shape of quasi-uniform composite blade with stacking sequence $[90^\circ/-10^\circ_{n-1}]_s$: a) “dry” blade; b) “wet” blade

Рис. 9 демонстрирует трансформацию первой квазиизгибной формы собственных колебаний «сухой» квазиоднородной композитной лопасти структуры армирования $[90^\circ/-10^\circ_{n-1}]_s$ в смешанную форму собственных колебаний этой же «мокрой» лопасти. Поэтому в дополнение к расчетам зависимостей собственных частот «сухой» квазиоднородной композитной лопасти от ориентации слоев однонаправленного углепластика CM-Preg-C-230/600 CP004 39 (рис 8а) выполнен аналогичный расчет для «мокрой» квазиоднородной композитной лопасти структуры армирования $[90^\circ/\theta_{n-1}]_s$ (рис 8б).

Из сопоставления зависимостей, приведенных на рис. 8а и рис. 8б, можно заключить, что перенос квазиоднородной композитной лопасти структуры армирования $[90^\circ/\theta_{n-1}]_s$ из воздуха в воду сопровождается существенным снижением значений собственных частот, обусловленным влиянием присоединенных масс воды. Идентификация мод колебаний, выполненная по виду собственных форм, показала, что минимальная связанность первой и второй мод колебаний реализуется при ориентации слоев армирующего материала в направлении $\theta \approx -20^\circ$ (вертикальная серая пунктирная линия на рис. 8б). Таким образом, в качестве рациональной следует признать структуру армирования квазиоднородной композитной лопасти $[90^\circ/-20^\circ_{n-1}]_s$.

3. Динамически рациональная конструкция лопасти

3. Dynamically optimal blade design

Выбор рациональной композитной лопасти судового движителя выполнялся путем сопоставления динамических реакций рассматриваемых вариантов конструкции по одному параметру, в качестве которого использовалось поле виброскоростей.

Анализ поля виброскоростей на поверхности лопасти представляет собой сложную задачу, для решения которой целесообразно воспользоваться интегральным показателем. В качестве такого показателя выбрана мощность виброскоростей (W_{abs}). Величина W_{abs} находится по значениям нормальных виброскоростей вибрирующей поверхности, определяемым при гармоническом анализе в программном комплексе Ansys.

W_{abs} вычисляется на этапе постобработки по формуле:

$$W_{abs} = \rho_w c_w \int_S |v_{s,n}|^2 dS,$$

где ρ_w – плотность жидкости, c_w – скорость звука в жидкости, $v_{s,n}$ – нормальная составляющая виброскорости к поверхности dS .

На практике вместо мощности виброскоростей W_{abs} более удобно использовать безразмерную характеристику – эффективную мощность виброскорости W , определяемую соотношением:

$$W = 10 \lg \frac{W_{abs}}{W_{ref}},$$

где $W_{ref} = 10^{-12}$ Вт – пороговое значение.

Расчеты выполнялись для двух видов возбуждения: 1) статическим давлением $p = 1$ Па, приложенным к поверхностям лопастей и ступицы; 2) равномерно распределенной по нагнетающей поверхности каждой лопасти нагрузкой, главный вектор которой $P = 1$ Н направлен вдоль оси вала движителя. Считалось, что ступица жестко соединена с валом. Расчетные спектры на частотных границах кусочно-однородных областей сшивались. Температура окружающей среды $T = 23$ °С. Гармонический анализ выполнялся с учетом диссипативных свойств системы.

Результаты расчета узкополосных спектров $W(f)$ «мокрых» рабочих колес водометного движителя с лопастями из сплава Д16 (кривая 1), неоднородными по толщине ортотропными ($\theta = 0^\circ$) (кривая 2) и моноклинными ($\theta = -20^\circ$) (кривая 3) композитными лопастями представлены на рис. 10а. Неоднородная по толщине композитная лопасть состоит из жесткого сердечника, на поверхность которого нанесен слой «мягкого» вязкоупругого материала ВПС-2,5 толщиной $h_{[2]} = 3h_{ply}$, изолированный от внешней среды жестким прикрывающим слоем. Здесь h_{ply} – толщина слоя однонаправленного углепластика. Жесткий сердечник структуры армирования $[\theta_{n-8}]$ и жесткий прикрывающий слой структуры армирования $[90^\circ/\theta_4]_s$ образованы совокупностью однонаправленных слоев углепластика СМ-Preg-C-230/600 СР004 39.

Приведенные на этом рисунке зависимости позволяют отметить, что рабочее колесо с лопастями из сплава Д16 в диапазоне частот $f \in [0,4; 6,0]$ кГц имеет ярко выраженные резонансные пики в уровнях отклика. Рабочие колеса с неоднородными по толщине композитными лопастями характеризуются сильно сглаженными резонансными пиками уровней отклика. Максимумы пиков рабочего колеса с лопастями из сплава Д16 существенно выше максимумов пиков рабочих колес с композитными лопастями. Это объясняется использованием в композитных лопастях слоев вязкоупругого материала, обеспечивающих достижение значений коэффициентов механических потерь, на один десятичный порядок превышающих аналогичные величины лопастей из сплава Д16.

Тем не менее уровни $W(f)$ в межрезонансных областях рабочего колеса с лопастями из сплава Д16 ниже аналогичных уровней рабочего колеса с композитными лопастями. Поэтому количественную оценку целесообразно провести на основе сравнения третьооктавных спектров мощности виброскоростей рабочих колес, которые представлены на рис. 10б.

Из приведенных на рис. 10б результатов следует, что в диапазоне частот $f \in [0,4; 1,5]$ кГц рабочее колесо с неоднородными по толщине ортотропными композитными лопастями (линия 2) не обеспечивает заметного снижения уровней $W(f)$ по сравнению с рабочим колесом с лопастями из сплава Д16 (линия 1). У рабочего колеса с неоднородными по толщине ортотропными композитными лопастями снижение уровней $W(f)$ становится существенным только в диапазоне «кромочных» частот $f \in [1,5; 6,0]$ кГц и достигает значений 5–15 дБ. Такой характер зависимости $W(f)$ объясняется тем, что высокие диссипативные характеристики композитных лопастей не обеспечивают заметного снижения уровней $W(f)$ в области низших частот, где велико влияние изгибно-крутильной связанности.

Наоборот, для рабочего колеса с минимизирующими изгибно-крутильную связанность неоднородными по толщине моноклинными композитными лопастями (линия 3) удается снизить максимумы уровней $W(f)$ в диапазоне частот $f \in [0,4; 1,5]$ кГц на 3–4 дБ. В диапазоне «кромочных» частот $f \in [1,5; 6,0]$ кГц снижение уровней $W(f)$ на 5–15 дБ обеспечивается высокими диссипативными характеристиками композитных лопастей.

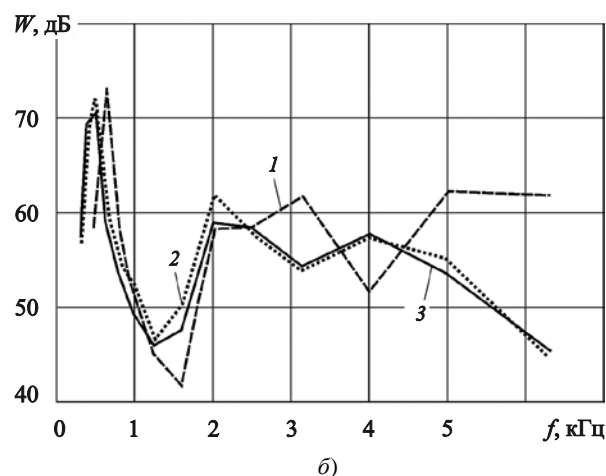
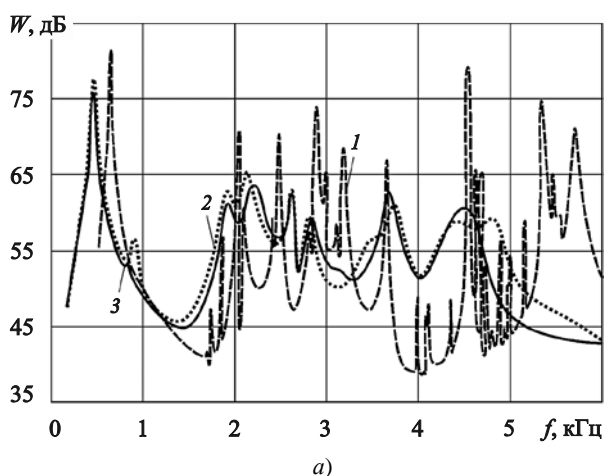


Рис. 10. Расчетные а) узкополосный и б) третьооктавный спектры эффективной мощности виброскоростей «мокрых» рабочих колес водометного движителя

Fig. 10. Calculated a) narrow-band and b) 1/3-octave spectra for effective power of vibration velocities of “wet” impellers

Таким образом, снижение изгибно-крутильной связанности лопастей за счет использования моно-клинных структур армирования и включение в их состав вязкоупругих материалов в широком диапазоне частот обеспечивает снижение на 3–15 дБ эффективной мощности виброскоростей рабочего колеса с неоднородными по толщине композитными лопастями по сравнению с рабочим колесом с лопастями из сплава Д16.

4. Динамика судовых движителей, работающих в турбулентном потоке жидкости

4. Dynamics of marine propulsors in turbulent flow

Динамический анализ водометного движителя в неоднородном турбулентном потоке предполагает использование связанной математической модели взаимодействия «жидкость – конструкция» на основе параллельной стратегии решения гидродинамической и упругой задач.

Турбулентное течение жидкости описывалось осредненными по Рейнольдсу нестационарными уравнениями Навье – Стокса (URANS), замыкаемыми SST моделью турбулентности. Внутри проточной части насадки в зоне лопастей создавался дополнительный домен, расчет нестационарного турбулентного течения в котором выполнялся в подвижной системе координат с частотой вращения лопастей рабочего колеса $n = 600$ об/мин.

Скорость набегающего потока на входящей поверхности V соответствовала относительной поступи $J = 1,2$.

На всех поверхностях водометного движителя установлены граничные условия «прилипания» жидкости. На боковых поверхностях цилиндрической расчетной области установлены условия непроницаемости. На входящей поверхности перед водометным движителем задавалась скорость набегающего потока с интенсивностью турбулентности 5 %. На выходящей поверхности установлены свободные граничные условия. На поверхностях вращающегося домена определены интерфейсные поверхности. Распределения давлений по поверхности лопастей рабочего колеса, получаемые на текущем временном шаге решения гидродинамической задачи, импортировались в расчет напряженно-деформированного состояния лопастей. Поверхности деформированных лопастей представляют собой новое положение граничных условий для решения гидродинамической задачи на следующем временном шаге, т.е. реализована «слабо» связанная модель взаимодействия «жидкость – конструкция».

В процессе обмена данными между гидродинамическим и упругим приложениями выполнялись алгоритмы интерполяции давления и перемещений на несогласованных сетках. Подстройка новых границ лопастей в гидродинамической задаче осуществлялась за счет использования подвижной сетки, отслеживавшей изменение граничных условий внутри гидродинамической задачи на новом вре-

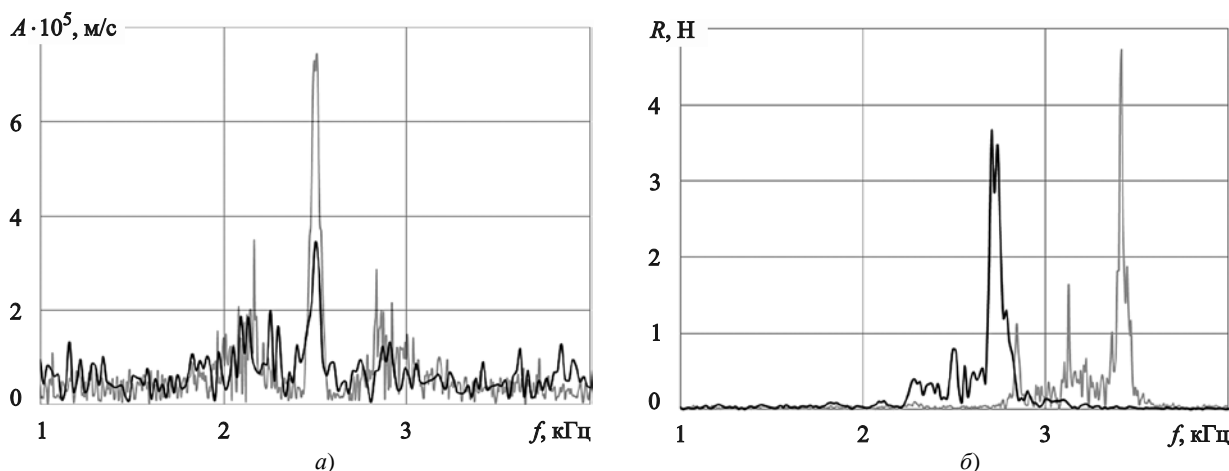


Рис. 11. Спектры а) средних амплитуд виброскоростей лопастей рабочего колеса и б) реакций в зоне соединения ступицы рабочего колеса с валом: серая линия – лопасти из сплава Д16; черная линия – неоднородные по толщине композитные лопасти

Fig. 11. Spectra of а) average amplitudes of vibration velocities of impeller and б) responses at impeller hub-shaft joint: D16 blades (grey curve) vs composite blades with non-uniform thickness (black curve)

менном шаге. Величина постоянного шага по времени $\Delta t = 8 \cdot 10^{-5}$ с выбиралась из расчета уверенного разрешения спектра виброскоростей на лопастях в диапазоне до 4 кГц. Количество узлов в гидродинамической задаче из-за ограниченности вычислительных ресурсов не превышало $\sim 1,5 \cdot 10^6$.

При выполнении расчетов рабочего колеса использовались значения коэффициентов механических потерь, полученные в [2]: $\eta_{Д16} = 0,004$, $\eta_{\text{composite}} = 0,065$. Из-за ограниченности вычислительных ресурсов в упругой задаче влияние воды моделировалось равномерно распределенными по поверхностям лопастей присоединенными массами. Величины присоединенных масс определялась для первой собственной формы колебаний «мокрого» рабочего колеса. Для рабочего колеса с лопастями из сплава Д16 $f_1 = 678$ Гц, для движителя с неоднородными по толщине композитными лопастями $f_1 = 468$ Гц. Считалось, что ступица жестко соединена с валом.

По результатам численных исследований,opusкая начальный переходной процесс, определялись величины нестационарных средних амплитуд виброскоростей установившихся колебаний лопастей, а также нестационарные амплитуды реакции в зоне соединения ступицы с валом. Использование преобразования Фурье позволило получить представленные на рис. 11 спектры исследуемых характеристик. Приведенные здесь результаты свидетельствуют о предпочтительности применения неоднородных по толщине композитных лопастей по сравнению с лопастями из сплава Д16.

Анализ результатов гидроупругого моделирования колебаний лопастей рабочего колеса в турбулентном потоке несжимаемой жидкости, приведенных на рис. 11, позволяет отметить их хорошее согласование с результатами, приведенными на рис. 10б. Следовательно, использование неоднородных по толщине композитных лопастей позволяет значительно снижать уровни вибраций лопастей, валопровода и упорного подшипника судна.

5. Предельное состояние композитных лопастей

5. Limit state of composite blades

При разработке композитной лопасти встает вопрос определения ее предельного состояния при приложении максимальной гидродинамической нагрузки. Максимальная гидродинамическая нагрузка определялась при относительной поступи $J = 0,9$. Под термином «предельное состояние» композитной

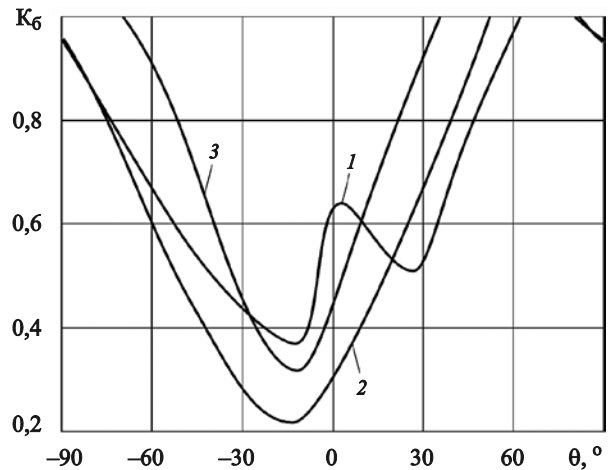


Рис. 12. Зависимости коэффициентов безопасности по напряжениям K_6 «сухих» композитных лопастей структур армирования $[\theta]_n$ (кривая 1), $[90^\circ/\theta_{n-1}]_s$ (кривая 2) и неоднородной по толщине моноклиной композитной лопасти ($\theta = -20^\circ$) (кривая 3) от угла ориентации армирования θ

Fig. 12. Stress margins K_6 for “dry” composite blades with stacking sequences $[\theta]_n$ (Curve 1), $[90^\circ/\theta_{n-1}]_s$ (Curve 2) and monoclinic composite blades with non-uniform thickness ($\theta = -20^\circ$) (Curve 3) as function of fiber orientation angle θ

лопасти понимается удовлетворение критерия прочности Цая – Ву хотя бы в одном входящем в ее состав слое [6].

На рис. 12 приведены графики зависимостей коэффициентов безопасности по напряжениям $K_6 = K_6(\theta)$ «сухих» композитных лопастей структур армирования $[\theta]_n$ (кривая 1), $[90^\circ/\theta_{n-1}]_s$ (кривая 2) и неоднородной по толщине моноклиной композитной лопасти ($\theta = -20^\circ$) (кривая 3) от угла ориентации армирования θ .

График функции $K_6 = K_6(\theta)$ «сухой» композитной лопасти структуры армирования $[\theta]_n$ (кривая 1) показывает минимальное значение $K_6 = 0,38$ при $\theta \approx -10^\circ$. Напомним, что $\theta \approx -10^\circ$ соответствует минимуму изгибно-крутильной связанности первой и второй мод колебаний композитной лопасти структуры армирования $[\theta]_n$. Следовательно, минимум уровня изгибно-крутильной связанности композитной лопасти соответствует максимуму запаса ее прочности при действии расчетных нагрузок.

Переход от композитной лопасти структуры армирования $[\theta]_n$ к композитной лопасти структуры армирования $[90^\circ/\theta_{n-1}]_s$ сопровождается увеличением запаса прочности конструкции при $\theta \in [-90^\circ, 20^\circ]$. Минимальное значение $K_6 = 0,22$ «сухой» композитной лопасти структуры армирования $[90^\circ/\theta_{n-1}]_s$ достигается при $\theta \approx -10^\circ$. Отметим, что переход от

моноклинной структуры армирования композитной лопасти $[90^\circ/-10^\circ_{n-1}]_s$ к ортотропной структуре $[90^\circ/0^\circ_{n-1}]_s$ сопровождается некоторым увеличением коэффициента безопасности по напряжениям до значения $K_6 = 0,31$.

Введение в состав композитной лопасти структуры армирования $[90^\circ/\theta_{n-1}]_s$ слоя «мягкого» вязкоупругого материала путем замещения трех слоев однонаправленного углепластика приводит к созданию неоднородной по толщине моноклинной композитной лопасти ($\theta = -20^\circ$). Очевидно, что уменьшение количества армированных слоев, компонуемых в лопасть, приведет к увеличению коэффициента безопасности по напряжениям. Данное утверждение иллюстрирует взаимное расположение кривых 2 и 3 на рис. 12. Анализ функции $K_6 = K_6(\theta)$ (кривая 3) позволяет отметить, что минимальное значение $K_6 = 0,32$ достигается при $\theta \approx -10^\circ$. Для неоднородной по толщине ортотропной композитной лопасти ($\theta = 0^\circ$) (кривая 3) минимальное значение $K_6 = 0,45$.

Заключение

Conclusion

Исследовано влияние состава и структуры армирования неоднородных по толщине «мокрых» композитных лопастей, образованных силовыми слоями из однонаправленного углепластика и вибропоглощающим слоем «мягкого» вязкоупругого материала, на спектры эффективной мощности виброскоростей, средних амплитуд виброскоростей и реакций в зоне соединения ступицы с валом судового движителя.

Показано снижение амплитуд вибрации и увеличение запаса прочности судового движителя, обусловленное минимизацией изгибно-крутильной связанности композитных лопастей за счет выбора рациональных структур их армирования.

Установлено снижение уровней третьоктавного спектра мощности виброскоростей судового движителя с композитными лопастями на 3–15 дБ по сравнению с металлическим прототипом в широком диапазоне частот, которое порождается комплексом мероприятий, направленных на минимизацию изгибно-крутильной связанности и повышение диссипативных характеристик композитных лопастей.

Список использованной литературы

1. Любомиров Я.М., Ярцев Б.А. Метод гидроупругого моделирования композитных лопастных систем // Труды Крыловского государственного научного центра. 2025. Вып. 3(413). С. 37–46.

2. Любомиров Я.М., Ярцев Б.А. Валидация метода гидроупругого моделирования композитных лопастных систем // Труды Крыловского государственного научного центра. 2025. Вып. 4(414). С. 79–86.
3. Carlton J.S. Marine Propellers and Propulsion. 4th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2018. 590 p.
4. Рябов В.М., Ярцев Б.А. Управление связанностью колебаний композитного крыла // Вестник Санкт-Петербургского университета. Математика. Механика. Астрономия. 2023. Т. 10(68), вып. 2. С. 344–356. DOI: 10.21638/spbu01.2023.214.
5. Ярцев Б.А. Связанные колебания композитных конструкций. Санкт-Петербург : Крыловский государственный научный центр, 2024. 216 с.
6. Tsai S.W., Wu E.M. A General theory of strength for anisotropic materials // Journal of composite materials. 1971. Vol. 5, No. 1. P. 58–80. DOI: 10.1177/002199837100500106.

References

1. Lyubomirov Ya.M., Yartsev B.A. Hydroelastic modeling method for composite blade systems // Transactions of Krylov State Research Centre. 2025. Vol. 3(413). P. 37–46 (in Russian).
2. Lyubomirov Ya.M., Yartsev B.A. Validation of hydroelastic simulation method for composite blade systems // Transactions of the Krylov State Research Centre. 2025. Vol. 4(414). P. 79–86 (in Russian).
3. Carlton J.S. Marine Propellers and Propulsion. 4th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2018. 590 p.
4. Ryabov V.M., Yartsev B.A. Controlling coupled vibration of composite wing // Vestnik of Saint Petersburg University. Mathematics. Mechanics. Astronomy. 2023. Vol. 10(68), No. 2. P. 344–356. DOI: 10.21638/spbu01.2023.214 (in Russian).
5. Yartsev B.A. Coupled oscillations of composite structures. St. Petersburg : Krylov State Research Centre, 2024. 216 p. (in Russian).
6. Tsai S.W., Wu E.M. A General theory of strength for anisotropic materials // Journal of composite materials. 1971. Vol. 5, No. 1. P. 58–80. DOI: 10.1177/002199837100500106.

Сведения об авторах

Любомиров Ярослав Мстиславович, к.т.н., старший научный сотрудник ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. E-mail: yaroslav58@yandex.ru.

Ярцев Борис Александрович, д.т.н., начальник сектора ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург,

Московское шоссе, д. 44. E-mail: boris_yar@mail.ru.
<https://orcid.org/0000-0001-7443-1039>.

About the authors

Yaroslav M. Lyubomirov, Cand. Sci. (Eng), Senior Researcher, Krylov State Research Centre, St. Petersburg. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. E-mail: yaroslav58@yandex.ru.

Boris A. Yartsev, Dr. Sci. (Eng.), Head of Sector, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. E-mail: boris_yar@mail.ru. <https://orcid.org/0000-0001-7443-1039>.

Поступила / Received: 10.11.25
Принята в печать / Accepted: 24.02.26
© Любомиров Я.М., Ярцев Б.А., 2026