

Научная статья
УДК 629.5.015
<https://doi.org/10.24143/2073-1574-2025-1-49-62>
EDN RDZBST

Повышение точности расчета резонансной амплитуды крутильных колебаний судовых валопроводов за счет уточнения расчетов гармонических возмущающих моментов судовых дизелей

**Юрий Алексеевич Лапин[✉], Матвей Валерьевич Грибиниченко,
Олеся Сергеевна Портнова**

*Дальневосточный федеральный университет,
Владивосток, Россия, lapin.iua@dvfu.ru[✉]*

Аннотация. Рассматривается вопрос повышения точности расчета резонансных амплитуд крутильных колебаний судовых пропульсивных комплексов. Исследуется повышение точности данного расчета путем уточнения расчетов возмущающих моментов судовых дизелей. Приводится краткое описание проблем расчета возмущающих моментов судовых дизелей. Описан метод расчета обновленных гармонических коэффициентов для современных судовых дизелей с изменяемым углом впрыска топлива. Приведены результаты расчетов резонансных амплитуд и измерения амплитуд крутильных колебаний пропульсивного комплекса судна с современным малооборотным двухтактным дизельным двигателем. Расчеты резонансных амплитуд крутильных колебаний выполнены с использованием известных гармонических коэффициентов (номограмма Терских), а также с использованием обновленных, специально рассчитанных гармонических коэффициентов для исследуемого двигателя. Определено, что обновленные гармонические коэффициенты позволяют достичь более высокой точности расчетов возмущающих моментов и резонансных амплитуд крутильных колебаний при расчете пропульсивных комплексов, в состав которых входят современные судовые дизели. Отклонение полученных с их помощью значений амплитуд крутильных колебаний отличается от значений, измеренных во время натурных испытаний, не более чем на 14 %. Отклонение значений амплитуд крутильных колебаний, полученных с использованием номограммы Терских, от результатов натурных испытаний достигает 62,4 %. Приведенные в номограмме Терских гармонические коэффициенты допускается использовать для ориентировочной оценки резонансных амплитуд крутильных колебаний судовых пропульсивных комплексов с современными судовыми дизельными двигателями. Определенные с их помощью амплитуды имеют завышенные значения по сравнению с измеряемыми.

Ключевые слова: крутильные колебания, судовые двигатели внутреннего сгорания, динамика дизелей, гармонический анализ, расчет резонансных амплитуд, торсиографирование

Для цитирования: Лапин Ю. А., Грибиниченко М. В., Портнова О. С. Повышение точности расчета резонансной амплитуды крутильных колебаний судовых валопроводов за счет уточнения расчетов гармонических возмущающих моментов судовых дизелей // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2025. № 1. С. 49–62. <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2025-1-49-62>. EDN RDZBST.

Original article

Forced torsional vibration calculation improved accuracy by means of diesel engine harmonic torque excitation better determination

Yuriy A. Lapin[✉], Matvey V. Gribinichenko, Olesya S. Portnova

*Far Eastern Federal University,
Vladivostok, Russia, lapin.iua@dvfu.ru[✉]*

Abstract. The issue of increasing the accuracy of calculating the resonant amplitudes of torsional vibrations of marine propulsion systems is considered. An increase in the accuracy of this calculation is being investigated by clarifying calculations of the disturbing moments of marine diesels. A brief description of the problems of calculating the disturbing moments of marine diesel engines is given. A method for calculating updated harmonic coefficients for modern marine diesel engines with variable fuel injection angle is described. The results of calculations of resonant amplitudes and measurements of the amplitudes of torsional vibrations of a vessel's propulsion system with a modern low-speed two-stroke diesel engine are presented. The calculations of the resonant amplitudes of torsional vibrations were performed using known harmonic coefficients (Tersikh's nomogram), as well as using updated, specially calculated harmonic coefficients for the engine under study. It was determined that the updated harmonic coefficients make it possible to achieve higher accuracy in calculating the disturbing moments and resonant amplitudes of torsional vibrations when calculating propulsive complexes, which include. Modern marine diesel engines are included. The deviation of the torsional oscillation amplitudes obtained with their help differs from the values measured during field tests by no more than 14%. The deviation of the values of the amplitudes of torsional vibrations obtained using the Tersikh nomogram from the results of field tests reaches 62.4%. The harmonic coefficients given in the Tersikh nomogram can be used for an approximate assessment of the resonant amplitudes of torsional vibrations of marine propulsion systems with modern marine diesel engines. The amplitudes determined with their help have overestimated values compared to the measured ones.

Keywords: torsional vibration, marine diesel engines, diesel engines dynamics, harmonic analysis, resonant amplitudes calculation, torsional vibration measurement

For citation: Lalin Yu. A., Gribinichenko M. V., Portnova O. S. Forced torsional vibration calculation improved accuracy by means of diesel engine harmonic torque excitation better determination. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and technologies*. 2025;1:49-62. (In Russ.). <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2025-1-49-62>. EDN RDZBST.

Введение

Крутильные колебания судовых валопроводов – это опасное явление, способное привести к разрушению элементов судового валопровода в процессе эксплуатации судна [1]. Опасность для прочности элементов судовых валопроводов представляют крутильные колебания, которые вызваны:

- резонансами возмущающих моментов на частотах крутильных колебаний (резонансными крутильными колебаниями) [1, 2];
- резким изменением режима работы главной энергетической установки, скорости хода и направления движения судна [3–5];
- ударными и пульсирующими нагрузками в судовом валопроводе [5–7].

Наиболее опасными являются резонансные крутильные колебания. Наибольшее число поломок элементов судовых пропульсивных комплексов вызвано резонансными крутильными колебаниями [1, 2, 8–12]. Это связано с тем, что поломки судовых валопроводов имеют вид усталостных разрушений и происходят при длительном воздействии крутильных колебаний повышенной амплитуды. Опасность резонансных крутильных колебаний для каждого конкретного судна определяется на стадии проектирования или модернизации пропульсивного комплекса. Для этого выполняется расчет резонансных амплитуд крутильных колебаний. Согласно требованиям правил различных классификационных обществ, в том числе Российского морского регистра судоходства, расчет подтверждается измерением крутильных колебаний на головном судне проекта. Основной принцип расче-

та резонансных амплитуд крутильных колебаний основан на том, что величина резонансной амплитуды определяется из равенства работ возмущающих и демпфирующих моментов [1, 2, 13]. Точность расчета резонансных амплитуд определяется точностью расчета этих составляющих.

В сфере судового дизелестроения постоянно происходит рост цилиндровых мощностей двигателей внутреннего сгорания (ДВС) [14–17]. Это приводит к повышению работы возмущающих моментов в главных пропульсивных комплексах при крутильных колебаниях. При этом величина работы демпфирующих моментов на основных элементах с трением (гребной винт, главный двигатель, демпферы) меняется менее значительно. Величина демпфирования на этих элементах зависит в основном от их геометрии, частоты вращения и частоты колебаний [1, 2, 7, 13], что приводит к росту резонансных амплитуд крутильных колебаний в пропульсивных комплексах современных судов. Наиболее опасно повышение цилиндрической мощности с точки зрения амплитуды крутильных колебаний в энергетических установках с малооборотными дизелями. Такие пропульсивные комплексы имеют наименьшее число элементов с трением и пониженную маневренность, что увеличивает амплитуду резонансных колебаний и время прохождения опасной зоны. Современные среднеоборотные и высокооборотные дизели для защиты от крутильных колебаний оснащаются упругими муфтами и демпферами. Упругие муфты применяются для снижения частот и амплитуд крутильных колебаний валопроводных форм и защиты валопровода, демпферы – для

снижения амплитуд крутильных колебаний моторных форм и защиты коленчатого вала двигателя. Однако в случае выхода этих элементов из строя величина резонансных амплитуд может достигнуть опасных значений, поэтому исследования, направленные на повышение точности расчетов резонансной амплитуды, являются актуальными.

Основным источником опасных крутильных колебаний в судовых пропульсивных комплексах является дизельный двигатель [1, 2, 18]. Гармонический возмущающий момент, создаваемый дизельным двигателем, можно разделить на две основные составляющие. Первая составляющая – момент от сил инерции газов. Вторая составляющая – момент от сил инерции [2, 19]. Наиболее точным методом расчета гармонических составляющих диаграмм крутящего момента является дискретное преобразование Фурье. Этот метод является базовым, но трудоемким. В различных работах приводятся методики и программы на ЭВМ для выполнения гармонического анализа диаграмм крутящего момента дизельных двигателей [1, 2]. Для выполнения такого анализа необходимо иметь фактическую индикаторную диаграмму либо точные данные о рабочем процессе давления в характерных точках цикла. Помимо этого, необходимо располагать данными о длине шатуна, массе шатуна и поршня (для выполнения динамического расчета). Получение этих данных часто бывает затруднительно. Максимальное давление сгорания и давление наддува при различных режимах нагрузки часто указывается в протоколах испытаний двигателей. На практике этот документ не всегда может быть найден расчетчиками. При выполнении расчета для определения эталонных параметров системы с силиконовым демпфером может оказаться, что эти данные были потеряны за время эксплуатации судна. Кроме того, не всегда протоколы испытаний содержат данные о давлениях в цилиндрах. Дополнительно усложняется задача тем, что расчетчик должен обладать специальными математическими навыками или опытом работы в специализированных программных комплексах для выполнения дискретного преобразования Фурье. Выполнять преобразование Фурье также необходимо на различных режимах работы двигателя, соответствующих резонансам различных порядков и форм крутильных колебаний. Все это делает дискретное разложение диаграмм крутящего момента ДВС в ряд Фурье весьма трудоемким методом. Для успешного применения его на практике требуются специальные знания и опыт.

Для упрощения расчетов гармонических возмущающих моментов на практике часто используют формулы, основанные на применении гармонических коэффициентов [1, 2, 18]. За рубежом эти коэффициенты часто называют коэффициентами

Фурье [18, 20]. Гармонический коэффициент – величина, полученная на основе дискретного преобразования Фурье диаграмм крутящего момента двигателя. При использовании формул, в состав которых входят гармонические коэффициенты, необходимо быть уверенным, что исследуемый двигатель и двигатель, для которого были получены гармонические коэффициенты, не имеют значительных различий в параметрах рабочего процесса.

Наиболее известны в отечественной практике гармонические коэффициенты, представленные в работе [2], однако они были получены для двигателей выпуска 1970-х гг. Рабочий процесс современных дизелей значительно отличается от дизелей тех времен [14, 16, 17]. Основное и наиболее значимое отличие – появление ограничения по максимальному давлению сгорания при высоких цилиндрических мощностях. Для того чтобы давление сгорания не превысило допускаемых для двигателя значений, используются различные методы. Наиболее часто применяемые – впрыск топлива с запаздыванием, парциальный впрыск топлива, изменение фактической степени сжатия путем запаздывания закрытия выпускных клапанов. Используемый метод выбирают исходя из возможностей двигателя – механическое или электронное управление газораспределительным механизмом и впрыском топлива [14, 16, 17]. Все это приводит к тому, что полученные ранее гармонические коэффициенты не всегда применимы к современным двигателям, особенно на режимах работы, на которых наблюдается отклонение формы индикаторной диаграммы от классической.

Ввиду того, что конструкции основных элементов с трением, входящих в состав пропульсивного комплекса, практически не изменяются, формулы для расчета демпфирования в судовых пропульсивных комплексах остаются актуальными [13, 21]. Повышение точности расчетов резонансной амплитуды целесообразно вести за счет повышения точности расчетов возмущающих моментов судовых дизелей [21]. Для практического удобства при расчетах резонансных амплитуд наиболее целесообразно определять гармонический возмущающий момент ДВС при помощи гармонических коэффициентов.

Определение возмущающих моментов судовых ДВС при помощи гармонических коэффициентов

В работах отечественных исследователей приводятся различные зависимости для определения величины возмущающего момента ДВС с использованием гармонических коэффициентов [1, 2, 19]. На основании анализа существующих формул принято решение определять гармонический возмущающий момент ДВС в следующем виде:

$$M_{vi} = \sqrt{(M_{vri} \sin(\xi_{vri}) + M_{vni} \sin(\xi_{vni}))^2 + (M_{vri} \cos(\xi_{vri}) + M_{vni} \cos(\xi_{vni}))^2}, \quad (1)$$

$$M_{vri} = D^2 RC_{vri} \cdot 10^6, \quad (2)$$

где M_{vri} – гармонический возмущающий момент от силы давления газов, Н·м; M_{vni} – гармонический возмущающий момент от сил инерции, Н·м [2]; ξ_{vri} – фаза гармонического возмущающего момента от силы давления газов, рад; ξ_{vni} – фаза гармонического возмущающего момента от силы инерции, рад; D – диаметр цилиндра, м; R – радиус кривошипа, м; C_{vri} – гармонический коэффициент для момента от сил давления газов.

Отличие данного метода от указанного в работе [2] состоит в более простом представлении составляющих возмущающего момента от сил давления газов. Такая расчетная зависимость позволяет более просто определять гармонические коэффициенты для дизелей новых конструкций.

Вычислительная модель для определения гармонических коэффициентов

Для возможности использования зависимостей (1), (2) на практике необходимо получить соответствующие гармонические коэффициенты C_{vri} .

Гармонические коэффициенты определяются из известных гармонических возмущающих моментов. В целях получения этих моментов для современных дизельных двигателей необходимо выполнить построение диаграмм крутящего момента и провести их гармонический анализ. Этот расчет

состоит из трех основных этапов:

- построение индикаторной диаграммы исследуемого двигателя;
- динамический расчет исследуемого двигателя;
- гармонический анализ полученных диаграмм крутящего момента.

Построение достоверной индикаторной диаграммы – наиболее трудоемкий процесс при расчете гармонических возмущающих моментов дизелей. В случае, когда индикаторная диаграмма имеет классический вид (рис. 1, а), гармонические составляющие кривой крутящего момента с достаточной точностью определяются при помощи упрощенных индикаторных диаграмм [1]. В этом случае даже при использовании гармонических коэффициентов, приведенных в работе [2], можно получить приемлемую точность. Если вид индикаторной диаграммы отличается от классического вида (рис. 1, б), применение упрощенных индикаторных диаграмм может привести к появлению значительных ошибок при расчете составляющих высоких порядков (12 и более). В этом случае необходимо анализировать действительную индикаторную диаграмму или же смоделированную, но максимально приближенную к действительной. Это необходимо для наиболее точного учета усложненной формы кривой давления.

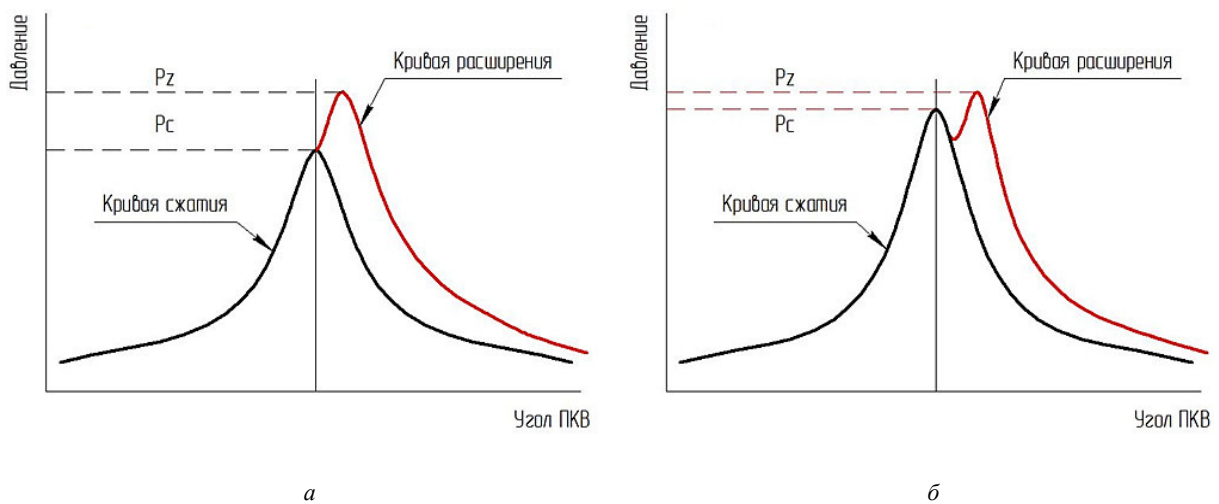


Рис. 1. Участок индикаторной диаграммы судового дизеля, развернутый по углу поворота коленчатого вала (ПКВ):
а – классический вид; б – поздний впрыск топлива

Fig. 1. Section of the marine diesel indicator diagram as function of crankshaft rotation angle:
а – classic view; б – late fuel injection

Получить индикаторную диаграмму можно путем индицирования двигателя (измерение фактической индикаторной диаграммы), выполнением теплового расчета двигателя, в том числе с использованием программных продуктов (Дизель-ПК, различные САПР), либо упрощенным способом по известным давлениям в характерных точках цикла. Так как предполагается обрабатывать большой объем данных (различные двигатели, различная нагрузка), целесообразно использовать упрощенный метод, предложенный в работе [1], дающий приемлемые результаты для индикаторных диаграмм классического вида (см. рис. 1, а) [22]. Построение выполняется с учетом соблюдения давлений в характерных точках рабочего цикла – давление начала сжатия, давление конца сжатия, максимальное давление сгорания, давление в конце расширения. В итоге построения получается развернутая индикаторная диаграмма – зависимость давления от угла поворота коленчатого вала в цилиндре со сгоранием топлива в отключенном цилиндре. Построение действительных индикаторных диаграмм на режимах с измененными углами впрыска топлива выполнялось на основании данных, полученных во время ходовых испытаний судов.

Динамический расчет ведется по формулам, описанным в различной литературе [1, 2, 15, 23]. Расчетные формулы были преобразованы для выполнения расчетов в системе СИ.

В результате расчета получают следующие диаграммы:

- диаграмма крутящего момента от сил давления газов для рабочего цилиндра;
- диаграмма крутящего момента от сил давления газов для отключенного цилиндра;
- диаграмма крутящего момента от сил инерции

и веса поступательно движущихся масс (ПДМ).

Диаграмма крутящего момента от сил инерции и веса ПДМ строится только в целях дополнительного подтверждения правильности задания расчетных формул, т. к. гармонический момент от сил инерции и веса ПДМ с достаточной точностью определяется по известным формулам [2].

Гармонический анализ диаграмм крутящего момента от сил давления газов по упрощенным индикаторным диаграммам выполнялся при помощи дискретного преобразования Фурье. В итоге расчета получаются значения гармонического возмущающего момента: порядка 1–24 – для двухтактных дизелей; 0,5–24 – для четырехтактных дизелей.

Гармонический анализ диаграмм крутящего момента от сил давления газов по действительной индикаторной диаграмме выполнялся при помощи быстрого преобразования Фурье, полученная действительная индикаторная диаграмма имеет табличный вид. При выполнении преобразования Фурье развернутая индикаторная диаграмма разбивалась на 128 дискретов по углу ПКВ для двухтактного двигателя и на 256 дискретов – для четырехтактного. На рис. 2 приведены величины гармонических составляющих диаграмм крутящих моментов от сил давления газов по упрощенной и действительной индикаторным диаграммам для порядков 12–24. Данные приведены для режима работы главного двигателя, на котором происходит позднее сгорание топлива (см. рис 1, б). Согласно рис. 2 действительные величины гармонических составляющих превышают величины, полученные при помощи упрощенной индикаторной диаграммы, в 2 раза и более.



Рис. 2. Амплитуды гармонических составляющих крутящего момента от сил давления газов 12–24-го порядков

Fig. 2. The amplitudes of the harmonic components of the torque from the gas pressure forces of the 12th-24th orders

Амплитуды гармонических коэффициентов для моментов от сил давления газов, согласно формуле (2), определяются следующим образом:

$$C_{vr} = \frac{M_{vr}}{D^2 R \cdot 10^6}.$$

Подтверждение адекватности результатов, получаемых с помощью предложенной вычислительной модели

Для подтверждения адекватности результатов, получаемых с помощью предложенной вычислительной модели, было проведено натурное испытание на судне с установленным современным ДВС. Для определения расчетных возмущающих моментов, а также параметров демпфирования крутильно-колеблющейся системы выполнен полноценный анализ на крутильные колебания – расчет частот и форм, расчет резонансных амплитуд и напряжений. Во время натурных испытаний проводилось торсиографирование – измерялась амплитуда крутильных колебаний валопровода. Для торсиографирования применялся оптический торсиограф фирмы Bruel & Kjaer, модель 2523. Определение расхождения между фактическим и расчетным возмущающим моментом проводилось на

основании сравнения измеренных и рассчитанных резонансных амплитуд. Для наибольшей достоверности при определении фактического гармонического возмущающего момента дизеля анализ полученных результатов проводится на тех режимах работы пропульсивного комплекса, где главный двигатель является единственным источником возмущающего момента.

В данной работе исследовался пропульсивный комплекс теплохода «Океанский проспект», построенный на судостроительном комплексе «Звезда» в Большом Камне в 2022 г. Основные параметры пропульсивного комплекса судна приведены в табл. 1. Общий вид крутильно-колеблющейся системы теплохода «Океанский проспект» приведен на рис. 3, дискретная схема этой системы – на рис. 4, данные о крутильно-колеблющейся системе – в табл. 2.

Таблица 1

Table 1

Основные данные о пропульсивном комплексе теплохода «Океанский проспект»

Basic data on the propulsive complex of the Okeansky Prospekt motor ship

Параметр	Значение
Назначение судна	Нефтеналивное
Главный двигатель	WinGD 7X62DF
Диаметр цилиндра, м	0,62
Ход поршня, м	2,658
Тактность	2
Эффективная мощность, кВт	13 778
Номинальная частота вращения, об/мин	85,8
Конфигурация	Рядный
Число цилиндров	7
Номинальное среднее эффективное давление, МПа	1,715
Номинальное давление наддува, МПа	0,47
Степень сжатия	14
Тип передачи	Прямая
Гребной винт	Фиксированного шага
Диаметр, м	8
Число лопастей	4
Гаситель крутильных колебаний	Нет



Рис. 3. Общий вид крутильно-колеблющейся системы теплохода «Океанский проспект»

Fig. 3. General view of the torsion-oscillating system of the Okeansky Prospekt motor ship

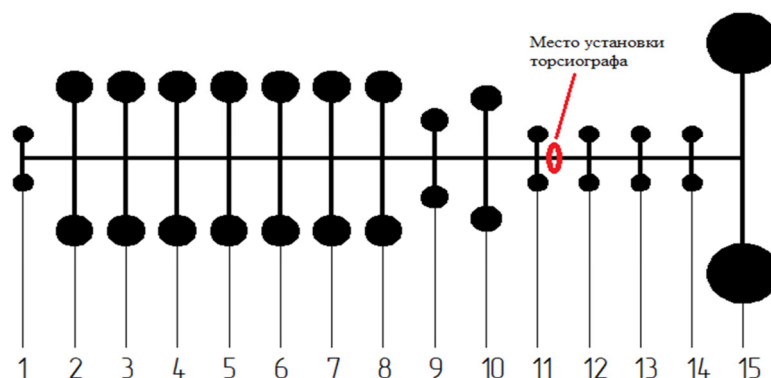


Рис. 4. Дискретная система пропульсивного комплекса теплохода «Океанский проспект»:
масса 1 – фланец коленчатого вала с установленной массой; массы 2–8 – кривошипы;
масса 9 – гребень упорного подшипника; масса 10 – маховик; массы 11–14 – участки валопровода;
масса 15 – гребной винт

Fig. 4. The discrete system of the propulsive complex of the Okeansky Prospekt motor ship:
mass 1 is the flange of the crankshaft with an installed mass; masses 2-8 are cranks; mass 9 is the ridge of the thrust bearing;
mass 10 is the flywheel; masses 11-14 are sections of the shaft line; mass 15 is the propeller

Таблица 2

Table 2

Данные о дискретной схеме теплохода «Океанский проспект»

Forms of torsional vibrations of the propulsive complex of the Okeansky Prospekt motor ship

Масса	Соединение	Момент инерции, кг·м ²	Податливость, рад/(Н·м)	Передаточное отношение	Диаметр соединения внешний / внутренний, м
1		614		1	
	1–2		$0,600 \cdot 10^{-9}$	1	0,76 / 0,20
2		14 250		1	
	2–3		$0,773 \cdot 10^{-9}$	1	0,76 / 0,20
3		14 250		1	
	3–4		$0,773 \cdot 10^{-9}$	1	0,76 / 0,20
4		14 250		1	
	4–5		$0,773 \cdot 10^{-9}$	1	0,76 / 0,20
5		14 250		1	
	5–6		$0,773 \cdot 10^{-9}$	1	0,76 / 0,20
6		14 250		1	
	6–7		$0,773 \cdot 10^{-9}$	1	0,76 / 0,20
7		14 250		1	
	7–8		$0,773 \cdot 10^{-9}$	1	0,76 / 0,20
8		14 250		1	
	8–9		$0,575 \cdot 10^{-9}$	1	0,76 / 0,20
9		1 826		1	
	9–10		$0,242 \cdot 10^{-9}$	1	0,76 / 0,20
10		8 632		1	
	10–11		$0,014 \cdot 10^{-9}$	1	1,235
11		322		1	
	11–12		$18,310 \cdot 10^{-9}$	1	0,485
12		477		1	
	12–13		$0,508 \cdot 10^{-9}$	1	0,653
13		370		1	
	13–14		$0,538 \cdot 10^{-9}$	1	0,775
14		937		1	
	14–15		$1,835 \cdot 10^{-9}$	1	0,775
15		152 700		1	

Larin Yu. A., Gribichenko M. V., Roptova O. S. Forced torsional vibration calculation improved accuracy by means of diesel engine harmonic torque excitation better determination

В рассматриваемом диапазоне частот (до 24-го порядка) были найдены формы I и II. Формы кру-

тильных колебаний пропульсивного комплекса приведены на рис. 5.

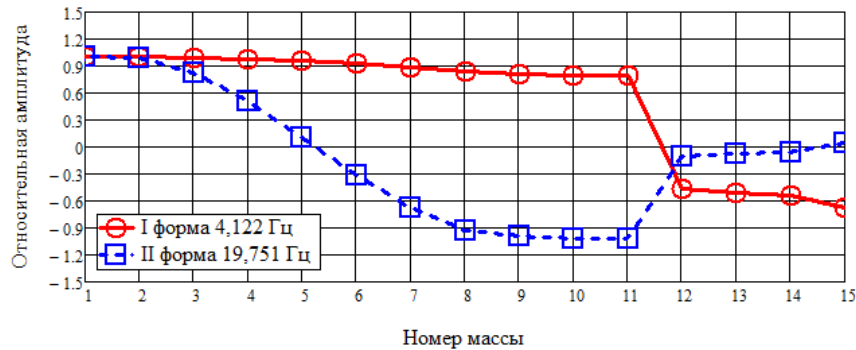


Рис. 5. Формы крутильных колебаний пропульсивного комплекса теплохода «Океанский проспект»

Fig. 5. Forms of torsional vibrations of the propulsive complex of the Okeansky Prospekt motor ship

Расчетные амплитуды крутильных колебаний приведены на рис. 6. При расчете резонансных амплитуд демпфирование было рассчитано по формулам, представленным в работе В. В. Алексева [13]. Расчет нерезонансных колебаний был выполнен с использованием упрощенной зависимости, представленной в работе Л. В. Ефремова [1], уточненной при помощи коэффициента остроты резонансной зоны k_0 :

$$A(n)_{iv} = \frac{k_0 A_{ст. iv}}{\sqrt{\left(1 - \frac{n}{N_{iv}}\right)^2 + \left(\frac{n}{N_{iv}}\right)^2 \left(\frac{\beta_{iv}}{k_0}\right)^2}},$$

где i – номер формы колебаний; v – порядок колебаний; $A_{ст. iv}$ – статическая амплитуда колебаний, рад; N_{iv} – резонансная частота вращения, об/мин;

β_{iv} – коэффициент динамического усиления; n – частота вращения, об/мин.

Коэффициент остроты резонансной зоны k_0 является опытным, и его задача состоит в том, чтобы приблизить ширину резонансного пика к действительной. На практике при проходе резонанса ширина фактической резонансной (и в некоторых случаях запретной) зоны значительно ниже, чем получаемая по оригинальной зависимости, приведенной в работе [1]. Исходя из опыта торсиографирования авторов, коэффициент k_0 для установок с малооборотными дизелями находится в пределах 0,3–0,5. Согласно результатам торсиографирования теплохода «Океанский проспект», его величина для этого пропульсивного комплекса составила 0,4.

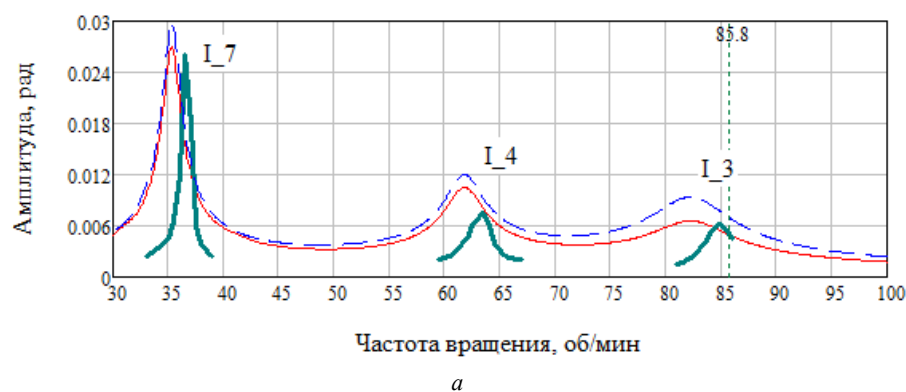
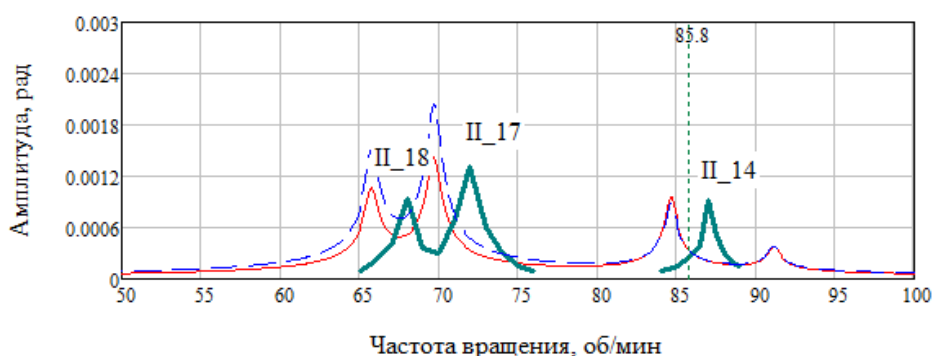


Рис. 6. Расчетные и измеренные амплитуды: a – крутильных колебаний формы I;

— амплитуды, рассчитанные с использованием обновленных гармонических коэффициентов;
— — — с использованием номограммы Терских; — — — измеренные

Fig. 6. Calculated and measured amplitudes: a – the torsional oscillation form I;

— amplitudes calculated using the updated harmonic coefficients; — — — using the Terskih nomogram;
— — — measured



б

Окончание рис. 6. Расчетные и измеренные амплитуды: б – крутильных колебаний формы II;
 — амплитуды, рассчитанные с использованием обновленных гармонических коэффициентов;
 - - - с использованием номограммы Терских; — измеренные

Ending of Fig. 6 Calculated and measured amplitudes: б – the torsional oscillation form II;
 — amplitudes calculated using the updated harmonic coefficients; - - - using the Terskih nomogram;
 — measured

Анализ результатов натурных испытаний

Торсиографирование судна «Океанский проспект» проходило во время ходовых испытаний судна. Амплитуда крутильных колебаний измерялась на промежуточном валу, за маховиком главного двигателя (см. рис. 3, 4). Резонанс 14-го порядка крутильных колебаний формы II был измерен в испытаниях аварийного ограничителя частоты враще-

ния двигателя. Резонансные амплитуды крутильных колебаний, определенные согласно результатам торсиографирования, приведены на рис. 6.

Фрагменты торсиограмм приведены на рис. 7 и 8, сравнение рассчитанных и фактически определенных частот крутильных колебаний – в табл. 3, сравнение рассчитанных и фактически определенных амплитуд крутильных колебаний – в табл. 4.

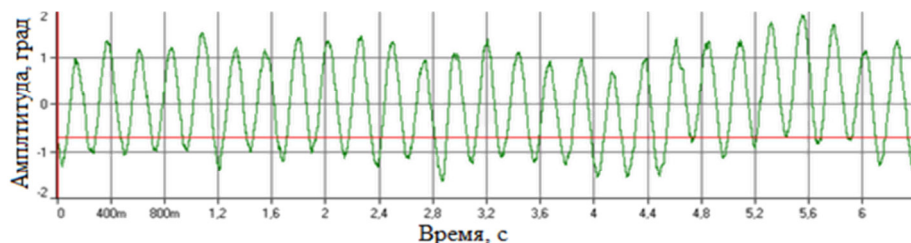


Рис. 7. Торсиограмма в момент резонанса 7-го порядка крутильных колебаний формы I (частота вращения – 36,4 об/мин)

Fig. 7. Torsiogram at the moment of resonance of the 7th order with the torsional vibrations of form I (rotational speed – 36.4 rpm)

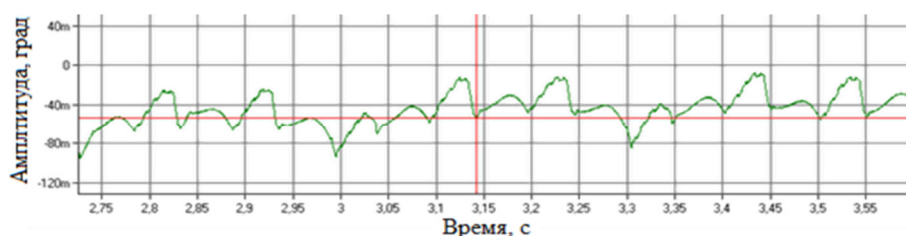


Рис. 8. Торсиограмма в момент резонанса 18-го порядка крутильных колебаний формы II (частота вращения – 68 об/мин)

Fig. 8. Torsiogram at the moment of resonance of the 18th order with the torsional vibrations of form II (rotation speed – 68 rpm)

Larin Yu. A., Gribichenko M. V., Rostova O. S. Forced torsional vibration calculation improved accuracy by means of diesel engine harmonic torque excitation better determination

Таблица 3

Table 3

Сравнение рассчитанных и измеренных частот колебаний

Comparison of calculated and measured oscillation frequencies

Обнаруженная форма колебаний	Расчетная частота, Гц	Измеренная частота, Гц	Расхождение, %
I	4,122	4,247	2,9
II	19,751	20,400	3,2

Таблица 4

Table 4

Сравнение рассчитанных и измеренных амплитуд колебаний

Comparison of calculated and measured oscillation amplitude

Форма колебаний	Порядок резонанса	Резонансная частота вращения, об/мин	Измеренная амплитуда, рад	Расчетная амплитуда, рад (обновленные коэффициенты / номограмма Терских)	Расхождение между расчетным и измеренным значением, %
I	3	84,9	0,00621	0,00657 0,00938	5,8 51,0
I	4	63,7	0,00741	0,01100 0,01200	48,4 61,9
I	7	36,4	0,02600	0,02700 0,03000	3,8 15,4
II	14	87,4	0,00092	0,00097 0,00089	5,4 3,3
II	17	72,0	0,00131	0,00142 0,00206	8,4 57,3
II	18	68,0	0,00093	0,00106 0,00151	14,0 62,4

Расчетные и фактические частоты свободных крутильных колебаний отличаются менее чем на 5 % (см. табл. 3), что свидетельствует о достаточной точности построения дискретной схемы крутильно-колеблющейся системы. Анализ результатов показал, что гармонические коэффициенты, рассчитанные специально для исследуемого двигателя, позволили получить значения резонансных амплитуд, более близкие к измеренным по сравнению с гармоническими коэффициентами по номограмме Терских (см. табл. 4). Измеренная амплитуда резонанса 4-го порядка значительно ниже рассчитанных, т. к. на этом резонансе присутствует дополнительный возмущающий момент от гребного винта. При расчете фаза этого возмущающего момента бралась той же, что и момента от главного двигателя, а амплитуда возмущающего момента – по наибольшему возможному значению. На практике величина возмущающего момента гребного винта, как правило, ниже ввиду несовпадения фаз. При дальнейшем анализе резонанс 4-го порядка не рассматривается. В остальных случаях наибольшая величина расхождения между рассчитанными

и измеренными значениями амплитуд составляет 14 % при расчете по обновленным гармоническим коэффициентам и 62,4 % при расчете по номограмме Терских. В обоих случаях расчетные значения резонансных амплитуд оказались выше измеренных. При расчете возмущающих моментов судовых ДВС по номограмме Терских значения расчетных резонансных амплитуд получаются более завышенными, хотя изначально в работе предполагалось обратное.

Сравнение расчетных и измеренных значений напряжений с допускаемыми

На рис. 9 и 10 приведены зависимости расчетных, измеренных и допускаемых напряжений от крутильных колебаний для теплохода «Океанский проспект».

Согласно рис. 10 напряжения в промежуточном валу превышают допустимые (резонанс 7-го порядка с крутильными колебаниями формы I). Назначенная производителем пропульсивного комплекса запретная зона – 33–40 об/мин – подтверждена измерениями.

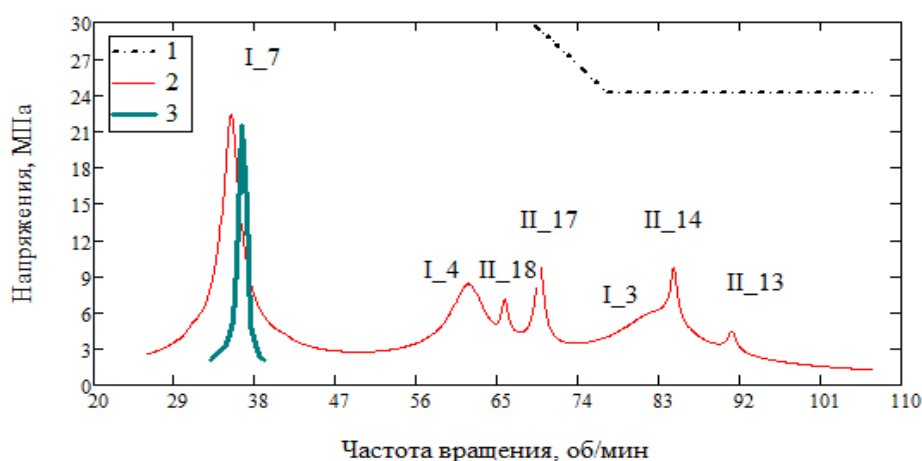


Рис. 9. Напряжения в коленчатом валу: 1 – допускаемые для длительной работы; 2 – расчетные (обновленный коэффициент); 3 – наиболее значимые измеренные

Fig. 9. Stresses in the crankshaft: 1 – permissible for long-term operation; 2 – calculated (updated coefficient); 3 – the most significant measured

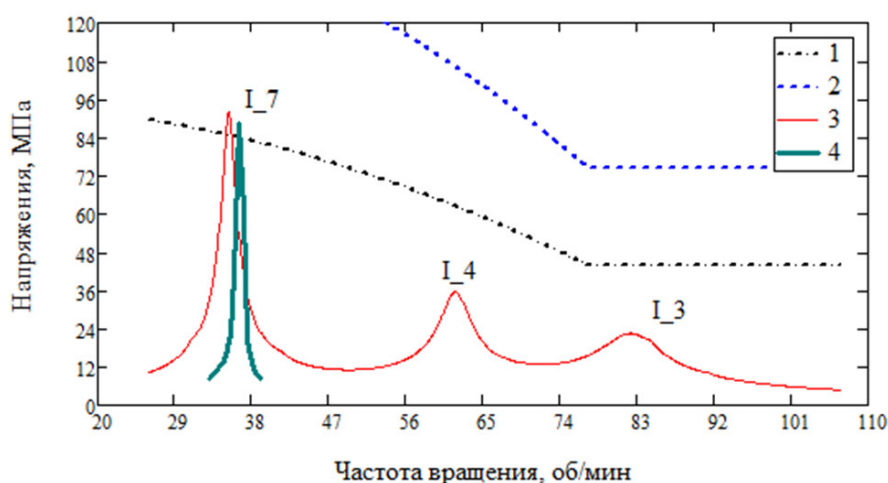


Рис. 10. Напряжения в промежуточном валу: 1 – допускаемые для длительной работы; 2 – допускаемые для быстрого прохода; 3 – расчетные (обновленный коэффициент); 4 – наиболее значимые измеренные

Fig. 10. Stresses in the intermediate shaft: 1 – permissible for long-term operation; 2 – permissible for fast passage; 3 – calculated (updated coefficient); 4 – the most significant measured

Закключение

В результате выполненной работы были получены следующие выводы:

1. Путем расчетов и натурных испытаний выполнена оценка точности расчета резонансных амплитуд крутильных колебаний судовых пропульсивных комплексов с использованием гармонических коэффициентов по номограмме Терских и специально посчитанных для исследуемого двигателя.
2. В результате натурных испытаний при использовании номограммы Терских расчетные ре-

зонансные амплитуды отличаются от измеренных на величину 3,3–62 %. При использовании обновленных гармонических коэффициентов расчетные резонансные амплитуды отличаются от измеренных на 3,8–14 %.

3. Расчет резонансных амплитуд с использованием возмущающих моментов ДВС, полученных при помощи номограммы Терских, дает завышенные значения резонансных амплитуд. Эти гармонические коэффициенты можно использовать при ориентировочном определении величины ампли-

туд и напряжений в судовых пропульсивных комплексах от крутильных колебаний.

Выполненная работа подтверждает целесообразность обновления данных о гармонических коэффициентах судовых дизелей и повышения точности расчетов их возмущающих моментов. Даль-

нейшая работа будет направлена на получение этих данных и их экспериментальную проверку. Данные исследования позволят повысить точность расчета резонансных амплитуд крутильных колебаний в судовых пропульсивных комплексах.

Список источников

1. Ефремов Л. В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий. СПб.: Наука, 2007. 276 с.
2. Терских В. П. Крутильные колебания валопровода силовых установок: исследования и методы расчета: в 4-х т. Л.: Судостроение, 1969. Т. 1. Элементы системы и возмущающие моменты. 206 с.
3. Покусаев М. Н., Хоменко Т. В., Горбачев М. М. Применение систем мониторинга крутильных колебаний для повышения надежности судовых машинно-двигательных комплексов // Науч.-техн. сб. Рос. мор. регистра судоходства. 2023. № 72/73. С. 78–86.
4. Han H., Lee K. Experimental verification for lateral-torsional coupled vibration of the propulsion shaft system in a ship // Engineering Failure Analysis. 2019. N. 104. P. 758–771.
5. Кушнер Г. А. Исследование связанных колебаний гребного вала экспериментального судна // Тр. Крылов. гос. науч. центра. 2023. Вып. 4 (406). С. 109–118.
6. Zambon A., Moro L., Oldford D. Impact of different characteristics of the ice-propeller interaction torque on the torsional vibration response of a Polar-Class shaftline // Ocean Engineering. 2022. V. 266. Part 1. P. 112630. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2022.112630>.
7. Zambon A., Moro L., Kennedy A., Oldford D. Torsional vibrations of Polar-Class shaftlines: Correlating ice-propeller interaction torque to sea ice thickness // Ocean Engineering. 2023. V. 267. P. 113250. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2022.113250>.
8. Krajňák J., Homišin Ja., Grega R., Kaššay P., Urbanský M. The failures of flexible couplings due to self-heating by torsional vibrations – validation on the heat generation in pneumatic flexible tuner of torsional vibrations // Engineering Failure Analysis. 2021. V. 119. P. 104977. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104977>.
9. Hyung-Suk Han. Analysis of fatigue failure on the keyway of the reduction gear input shaft connecting a diesel engine caused by torsional vibration // Engineering Failure Analysis. 2014. V. 44. P. 285–298.
10. Ефремов Л. В. Аварии судовых двигателей 8NVD36 из-за крутильных колебаний валопроводов // Анализ характерных аварийных случаев с судами флота рыб. пром-сти и рекомендации по их предупреждению. 1965. № 1. С. 49–54.
11. Ефремов Л. В. Анализ аварийных случаев из-за поломок валов главных силовых установок // Анализ характерных аварийных случаев с судами флота рыб.

пром-сти и рекомендации по их предупреждению. 1972. № 23. С. 67–74.

12. Ефремов Л. В. Поломки гребных валов на судах с винтами регулируемого шага (ВРШ) // Анализ характерных аварийных случаев с судами флота рыб. пром-сти и рекомендации по их предупреждению. 1973. № 25. С. 62–73.

13. Алексеев В. В., Болотин Ф. Ф., Кортин Г. Д. Демпфирование крутильных колебаний в судовых валопроводах. Л.: Судостроение, 1973. 279 с.

14. Malcolm L. Pounder's marine diesel engines and gas turbines, 10th edition. Oxford: Elsevier publisher house, 2021. 957 p.

15. Ваншейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Л.: Судостроение, 1977. 392 с.

16. Возницкий И. В. Современные малооборотные двухтактные двигатели. М.: Морнига, 2007. 122 с.

17. Возницкий И. В. Современные судовые среднеоборотные двигатели. М.: Морнига, 2006. 140 с.

18. Harris C. M., Piersol A. G. Harris' shock and vibration handbook, 5th edition. McGraw-Hill, 2002. 1457 p.

19. Лапин Ю. А. Метод определения гармонического возмущающего момента судового дизеля при расчетах резонансной амплитуды крутильных колебаний // Инженерное дело на Дальнем Востоке России: материалы IX Всерос. науч.-практ. конф. (Владивосток, 21–27 января 2024 г.). Владивосток: Изд-во ДВФУ, 2024. С. 512–519.

20. Kun Wu, Zhiwei Liu, Qian Ding, Fengshou Gu, Andrew Ball. Torsional vibration responses of the engine crankshaft-gearbox coupled system with misfire and breathing slant crack based on instantaneous angular speed // Mechanical Systems and Signal Processing. 2022. N. 173. P. 109052. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2022.109052>.

21. Лапин Ю. А. Способы повышения точности расчета амплитуд крутильных колебаний судовых валопроводов // Молодежь и научно-технический прогресс: материалы Регион. науч.-практ. конф. (Владивосток, 01 мая – 30 июня 2023 г.). Владивосток: Изд-во ДВФУ, 2022. С. 637–641.

22. Лапин Ю. А., Грибиниченко М. В., Портнова О. С. Оценка точности определения гармонических возмущающих моментов судовых дизелей при использовании упрощенных индикаторных диаграмм // Вестн. Инженер. шк. Дальневосточ. федерал. ун-та. 2024. № 2 (59). С. 21–27.

23. Сегаль В. Ф. Динамические расчеты двигателей внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, 1974. 247 с.

References

1. Efremov L. V. *Teoriia i praktika issledovaniia krut'il'nykh kolebaniia silovykh ustanovok s primeneniem komp'iuternykh tekhnologii* [Theory and practice of torsional vibration research of power plants using computer technology].

Saint Petersburg, Nauka Publ., 2007. 276 p.

2. Terskikh V. P. *Krut'il'nye kolebaniia valoprovoda silovykh ustanovok: issledovaniia i metody rascheta: v 4-kh tomakh* [Torsional vibrations of the shaft line of power

plants: research and calculation methods: in 4 volumes]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1969. Vol. 1. Elementy sistemy i vozmushchaiushchie momenty. 206 p.

3. Pokusaev M. N., Khomenko T. V., Gorbachev M. M. Primenenie sistem monitoringa krutil'nykh kolebaniy dlia povysheniya nadezhnosti sudovykh mashinno-dvizhiteley kompleksov [The use of torsional vibration monitoring systems to improve the reliability of marine propulsion systems]. *Nauchno-tekhnicheskii sbornik Rossiiskogo morskogo registra sudokhodstva*, 2023, no. 72/73, pp. 78-86.

4. Han H., Lee K. Experimental verification for lateral-torsional coupled vibration of the propulsion shaft system in a ship. *Engineering Failure Analysis*, 2019, no. 104, pp. 758-771.

5. Kushner G. A. Issledovanie svyazannykh kolebaniy grebnogo vala eksperimental'nogo sudna [Investigation of related vibrations of the propeller shaft of an experimental vessel]. *Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra*, 2023, iss. 4 (406), pp. 109-118.

6. Zambon A., Moro L., Oldford D. Impact of different characteristics of the ice-propeller interaction torque on the torsional vibration response of a Polar-Class shaftline. *Ocean Engineering*, 2022, vol. 266, part 1, p. 112630. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2022.112630>.

7. Zambon A., Moro L., Kennedy A., Oldford D. Torsional vibrations of Polar-Class shaftlines: Correlating ice-propeller interaction torque to sea ice thickness. *Ocean Engineering*, 2023, vol. 267, p. 113250. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2022.113250>.

8. Krajňák J., Homišin Ja., Grega R., Kaššay P., Urbanský M. The failures of flexible couplings due to self-heating by torsional vibrations – validation on the heat generation in pneumatic flexible tuner of torsional vibrations. *Engineering Failure Analysis*, 2021, vol. 119, p. 104977. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104977>.

9. Hyung-Suk Han. Analysis of fatigue failure on the keyway of the reduction gear input shaft connecting a diesel engine caused by torsional vibration. *Engineering Failure Analysis*, 2014, vol. 44, pp. 285-298.

10. Efremov L. V. Avarii sudovykh dvigatelei 8NVD36 iz-za krutil'nykh kolebaniy valoprovodov [Accidents of marine engines 8NVD36 due to torsional vibrations of shaft lines]. *Analiz kharakternykh avariinykh sluchaev s sudami flota rybnoi promyshlennosti i rekomendatsii po ikh preduprezhdeniiu*, 1965, no. 1, pp. 49-54.

11. Efremov L. V. Analiz avariinykh sluchaev iz-za polomok valov glavnykh silovykh ustanovok [Breakdowns of propeller shafts on ships with adjustable pitch propellers]. *Analiz kharakternykh avariinykh sluchaev s sudami flota rybnoi promyshlennosti i rekomendatsii po ikh preduprezhdeniiu*, 1972, no. 23, pp. 67-74.

12. Efremov L. V. Polomki grebnykh valov na sudakh s vintami reguliruemogo shaga (VRSh) [Breakdowns of propeller shafts on ships with adjustable pitch propellers]. *Analiz kharakternykh avariinykh sluchaev s sudami flota rybnoi promyshlennosti i rekomendatsii po ikh preduprezh-*

deniiu, 1973, no. 25, pp. 62-73.

13. Alekseev V. V., Bolotin F. F., Kortyn G. D. *Dempfirovaniye krutil'nykh kolebaniy v sudovykh valoprovodakh* [Damping of torsional vibrations in marine shaft lines]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1973. 279 p.

14. Malcolm L. *Pounder's marine diesel engines and gas turbines*, 10th edition. Oxford, Elsevier publisher house, 2021. 957 p.

15. Vansheidt V. A. *Sudovye dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Marine internal combustion engines]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1977. 392 p.

16. Voznitskii I. V. *Sovremennyye malooborotnyye dvukhtaktnyye dvigateli*. Moscow, Morniga Publ., 2007. 122 p.

17. Voznitskii I. V. *Sovremennyye sudovyye sredneoborotnyye dvigateli* [Modern marine medium-speed engines]. Moscow, Morniga Publ., 2006. 140 p.

18. Harris C. M., Piersol A. G. *Harris' shock and vibration handbook*, 5th edition. McGraw-Hill, 2002. 1457 p.

19. Lapin Iu. A. Metod opredeleniya garmonicheskogo vozmushchaiushchego momenta sudovogo dizela pri raschetakh rezonansnoi amplitudy krutil'nykh kolebaniy. Inzhenernoe delo na Dal'nem Vostoke Rossii [A method for determining the harmonic perturbing moment of a marine diesel engine when calculating the resonant amplitude of torsional vibrations. Engineering in the Russian Far East]. *Materialy IX Vserossiiskoi nauchno-prakticheskoi konferentsii (Vladivostok, 21–27 yanvaria 2024 g.)*. Vladivostok, Izd-vo DVFU, 2024. Pp. 512-519.

20. Kun Wu, Zhiwei Liu, Qian Ding, Fengshou Gu, Andrew Ball. Torsional vibration responses of the engine crankshaft-gearbox coupled system with misfire and breathing slant crack based on instantaneous angular speed. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2022, no. 173, p. 109052. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2022.109052>.

21. Lapin Iu. A. Sposoby povysheniya tochnosti rascheta amplitud krutil'nykh kolebaniy sudovykh valoprovodov. Molodezh' i nauchno-tekhnicheskii progress [Methods for improving the accuracy of calculating the amplitudes of torsional vibrations of marine shaft lines. Youth and scientific and technological progress]. *Materialy Regional'noi nauchno-prakticheskoi konferentsii (Vladivostok, 01 maya – 30 iyunia 2023 g.)*. Vladivostok, Izd-vo DVFU, 2022. Pp. 637-641.

22. Lapin Iu. A., Gribinichenko M. V., Portnova O. S. Otsenka tochnosti opredeleniya garmonicheskikh vozmushchaiushchikh momentov sudovykh dizelei pri ispol'zovanii uproshchennykh indikatornykh diagramm [Evaluation of the accuracy of determining the harmonic disturbing moments of marine diesel engines using simplified indicator diagrams]. *Vestnik Inzhenernoi shkoly Dal'nevostochnogo federal'nogo universiteta*, 2024, no. 2 (59), pp. 21-27.

23. Segal' V. F. *Dinamicheskie raschety dvigatelei vnutrennego sgoraniya* [Dynamic calculations of internal combustion engines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1974. 247 p.

Информация об авторах / Information about the authors

Юрий Алексеевич Лапин — аспирант отделения машиностроения, морской техники и транспорта; Дальневосточный федеральный университет; lapin.iua@dvfu.ru

Матвей Валерьевич Грибиниченко — кандидат технических наук, доцент, директор отделения машиностроения, морской техники и транспорта; Дальневосточный федеральный университет; gribinichenko.mv@dvfu.ru

Олеся Сергеевна Портнова — кандидат технических наук, доцент, доцент отделения машиностроения, морской техники и транспорта; Дальневосточный федеральный университет; portnova.os@dvfu.ru

Yuriy A. Lapin — Postgraduate Student of the Department of Mechanical Engineering, Marine Engineering and Transport; Far Eastern Federal University; lapin.iua@dvfu.ru

Matvey V. Gribinichenko — Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor; Director of the Department of Mechanical Engineering, Marine Engineering and Transport; Far Eastern Federal University; gribinichenko.mv@dvfu.ru

Olesya S. Potnova — Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor; Assistant Professor of the Department of Mechanical Engineering, Marine Engineering and Transport; Far Eastern Federal University; portnova.os@dvfu.ru

