

Идентификация пространственно-распределенных вибрационных полей судовых энергетических установок

О. В. Афанасьева¹, И. М. Новожилов²✉

¹ Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург, Россия

² Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет «ЛЭТИ» им. В. И. Ульянова (Ленина), Санкт-Петербург, Россия

✉ novozhilovim@list.ru

Аннотация. В настоящей работе на основе анализа судовых энергетических установок построена комплексная математическая модель, разработан пространственно-распределенный датчик идентификации вибрационного поля. На основе результатов исследований получен ряд зависимостей, характеризующих влияние фоновой вибрации на вибрационные характеристики судового двигателя. Сформулированы выводы о необходимости дальнейших исследований в области идентификации шумов судовых двигателей и их влияния на измеряемые параметры.

Ключевые слова: анализ, идентификация, вибрационное поле, судовой двигатель

Для цитирования: Афанасьева О. В., Новожилов И. М. Идентификация пространственно-распределенных вибрационных полей судовых энергетических установок // Изв. СПбГЭТУ «ЛЭТИ». 2022. Т. 15, № 3. С. 23–31. doi: 10.32603/2071-8985-2022-15-3-23-31.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Original article

Identification of Spatially Distributed Vibrational Fields of Ship Power Plants

O. V. Afanaseva¹, I. M. Novozhilov²✉

¹ Saint Petersburg Mining University, Saint Petersburg, Russia

² Saint Petersburg Electrotechnical University, Saint Petersburg, Russia

✉ novozhilovim@list.ru

Abstract. In current work, a complex mathematical model based on the analysis of ship power plants is built, a spatially distributed vibration field identification sensor is developed. Based on the research results, a number of dependencies were obtained that characterize the effect of background vibration on the marine engine vibration characteristics. Conclusions are formulated about the need for further research in the field of identifying the ship engines noises and their influence on the measured parameters.

Keywords: analysis, identification, vibration field, marine engine

For citation: Afanaseva O. V., Novozhilov I. M. Identification of Spatially Distributed Vibrational Fields of Ship Power Plants // LETI Transactions on Electrical Engineering & Computer Science. 2022. Vol. 15, no. 3. P. 23–31. doi: 10.32603/2071-8985-2022-15-3-23-31.

Введение. Современные тенденции развития судового транспорта свидетельствуют о важности высокого уровня автоматизации процессов, а также значимости данного вида транспорта не

только для грузоперевозок, обслуживания пассажиров, но и для военных целей. Судовая промышленность играет важную роль в стране, что следует из содержания государственной програм-

мы РФ «Развитие судостроения на 2013–2030 годы», которая была одобрена Правительством 8 нояб. 2012 г. К приоритетным задачам реализации данной государственной программы относятся, в первую очередь, технологии, направленные на создание в стране высокотехнологичных производств, способных выпускать эффективную и качественную морскую и речную технику. К указанным задачам можно отнести снижение доли замен комплектующих и неработающих механизмов, затрат на их замену вследствие износа или получения необратимых технических нарушений в результате непредвиденных отказов или аварий.

Из всего вышеизложенного можно сделать вывод о том, что современной задачей судовой промышленности является совершенствование методов диагностики, которые смогут обеспечить своевременное обнаружение отклонений параметров от нормального диапазона значений при помощи непрерывного автоматизированного контроля технического состояния объектов [1]–[5].

Постановка задачи. Системы мониторинга диагностических параметров судового двигателя имеют достаточно высокий уровень доверия в силу многих программно-аппаратных решений, способных контролировать работу его основных узлов. Однако представленное на рынке коммерческое программное обеспечение для мониторинга в большинстве случаев выпущено иностранными компаниями. Комплекс технических средств, способный при этом измерять и передавать требуемые при диагностике параметры, имеет в своем составе полный или частичный перечень зарубежных производителей деталей и компонентов. Недостаточное количество альтернативных конкурентоспособных отечественных вариантов в области систем мониторинга и диагностирования противоречит декларируемому национальному курсу на импортозамещение, который был определен с 2014 г. Ситуация осложняется получением сертификатов импортной продукции, свидетельствующих о соответствии установленным схемам сертификации в рамках национального законодательства. В судовой российской промышленности, где существенная доля дизельных энергетических установок ставится на военную технику и на объекты, находящиеся под контролем государственного технического надзора, требуется внушительный пакет документов, к которому, в первую очередь, прилагаются результаты

специальной проверки. В итоге число отечественных программно-аппаратных решений сведено до минимума.

Принимая во внимание все сказанное, можно говорить о том, что применение современных программных средств и построение пространственно-распределенных систем позволит достичь достаточного уровня автоматизации для проведения процесса вибродиагностирования, анализа его результатов. Хорошая визуализация данного процесса облегчит восприятие и уменьшит время принятия решения о работоспособности системы.

Методология решения. Судовой двигатель – это сложный технический агрегат, от качества контроля параметров которого зависит работоспособность судна в целом. При вибродиагностировании необходимо определять важные и сопутствующие факторы, оказывающие существенное влияние на последующий выбор методики исследования.

Определим первоочередные факторы при диагностировании виброакустических параметров судового двигателя:

- отсутствие избыточности;
- достаточность.

Степень изношенности двигателя характеризуется зазорами между его деталями. При относительном движении и при соединении в кинематические пары деталей судового двигателя для его нормальной работы требуется создание зазоров между ними. Данный факт свидетельствует о том, что наибольшая информация о состоянии технического агрегата содержится в деталях цилиндропоршневой группы, так как она вызывает наибольшую долю вибрационного шума и влияет на работоспособность двигателя в целом.

Рассмотрим структурно-следственную модель цилиндропоршневой группы, составленную отечественным ученым С. В. Камкиным в труде «Эксплуатация судовых дизелей» [6], [7].

Согласно представленной модели, система разбита на три уровня: уровень элементов, уровень связей и уровень, определяющий дефекты и неисправности.

Уровень вибрации судового двигателя зависит от множества факторов, и в первую очередь от числа, уровня и характера прикладываемой возмущающей силы, а также от колебаний отдельных деталей или системы деталей. Например, удары в подвижных сочленениях создают акустическое излучение, которое определяет шум от соударений.

Отсюда можно сделать вывод, что основным источником формирования колебаний служат подвижные элементы, места их прямого контакта с элементами и агрегатами судовых систем. Немаловажным фактором служат побочные шумовые явления. К ним следует отнести ударные импульсы в двигателе, работу механизмов агрегатов двигателя, волны, наносящие удары по бортам судна, и т. д.

Информация о вибрационной активности зачастую представлена в виде спектральных диаграмм, по которым по разности частот есть возможность определить, от какого элемента или детали фиксируются данные колебания. Например, вибрация от удара поршня о стенку втулки отличается от вибрации при ударах иглы форсунки.

В области низкочастотных колебаний производится динамическое моделирование, при котором в качестве объекта для модели берется ударный процесс в трибоспряжениях. В таком процессе модель представляет собой совокупность сосредоточенных масс, а силы обычно носят детерминированный характер.

При запуске рабочего процесса двигателя возникают колебания в высокочастотной области. В силу того, что появляется нелинейное взаимодействие деталей, значительно усложняется физическая и математическая модели процесса.

Вибродиагностирование считается самым информативным методом диагностики судовых двигателей, однако из-за сложности вибрационных процессов лишь при должном математическом моделировании можно говорить о его эффективности.

Для моделирования систем с распределенными параметрами применяются конечно-элементные модели, необходимые для анализа прочности изделий. Сложность построения данных моделей зависит от геометрической формы и требований к точности моделирования. Они нужны для диапазона звуковых частот.

Одномассовую колебательную систему применяют для расчета низкочастотных вибраций. Данные для такой системы могут быть получены экспериментально и представлены в виде амплитудно-частотной характеристики.

Для решения различных задач судовой двигатель может рассматриваться как многомассовая система или быть декомпозирован на отдельные подсистемы и элементы каждой подсистемы. Здесь необходимо отметить, что в подобной иерархической структуре каждая подсистема может быть отдельно рассмотрена как изолирован-

ная система. При этом необходимо учитывать, что не всеми межсистемными связями между подсистемами можно пренебречь.

Таким образом, исходя из вышеизложенного, существует три способа определения технического состояния судового двигателя по его вибрационным характеристикам:

- по параметрам, свидетельствующим о размере зазора между отдельными структурными элементами двигателя;

- по средствам виброактивности ударов в трибоспряжениях;

- по математическому моделированию двигателя как многомассовой системы.

Математическая модель вибрации двигателя. Одним из главных показателей работоспособности двигателя является вибрация в различных режимах его работы.

В зависимости от скорости вращения вала вибрации движущихся элементов двигателя имеют различную амплитуду, тем самым формируя нелинейные зависимости между различными его параметрами. Например, износ оборудования формирует низкочастотный фон.

Воспользуемся дифференциальным уравнением, связывающим виброскорость, частоту вращения вала (угловую скорость) и производную от частоты его вращения (угловое ускорение). В уравнении учтена температура окружающего воздуха.

Поток данных, поступающий на вход, в каждый момент времени представляет собой вектор (V_{si}, f_i) , где V_{si} – измеренная виброскорость, f_i – измеренная частота вращения ротора. Значения f_i подвергаются предварительной обработке – сглаживанию средним арифметическим с периодом t . Такое сглаживание требуется:

- 1) для гашения влияния шумов в линии и ошибок округления;

- 2) учета инерционности вибрации при росте/падении оборотов. Эта цель – главная, так как изменение виброскорости происходит со значительной временной задержкой относительно изменения оборотов.

Пусть $x = V_{si}$, $y = f_i$, тогда базовое уравнение будет представлено следующим образом [7]:

$$y = C_0 + C_1 \int_{t-\tau}^t x dt + C_2 \left[\int_{t-\tau}^t x dt \right]^1.$$

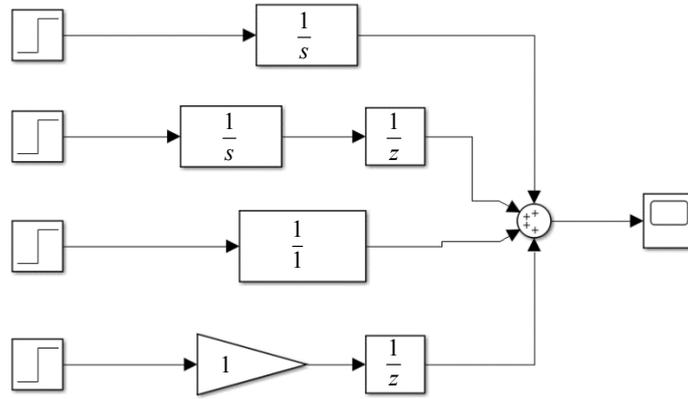


Рис. 1. Схема передаточной функции уровня вибрации № 1
Fig. 1. Scheme of the transfer function of vibration level № 1

В этом уравнении сглаживание записано в интегральной форме. Кроме того, в нем присутствует производная от сглаженного значения. Добавим различные периоды сглаженности системы для 2-го и 3-го членов. Тогда получим

$$\left[\int_{t-\tau}^t x dt \right] = x(t) - x(t - \tau).$$

Продифференцируем левую и правую части уравнения:

$$y' = C_1 x(t) - C_1 x(t - \tau) + C_2 x'(t) - C_2 x'(t - \tau).$$

Для получения передаточной функции процесса применим преобразование Лапласа [1]:

$$\begin{aligned} pY(p) &= C_1 X(p) - C_1 e^{-p\tau} X(p) + \\ &+ C_2 (pX(p) - x(0)) - C_2 e^{-p\tau} (pX(p) - x(0)) = \\ &= C_1 X(p)(1 - e^{-p\tau}) + C_2 pX(p)(1 - e^{-p\tau}) - \\ &\quad - C_2 x(0)(1 - e^{-p\tau}) = \\ &= (1 - e^{-p\tau})(C_1 X(p) + C_2 pX(p) - C_2 x(0)); \\ &\quad x(0) = y(0) = 0; \\ Y(p) &= \frac{x(p)(C_1 + C_2 p)(1 - e^{-p\tau})}{p}. \end{aligned}$$

Таким образом, передаточная функция процесса будет иметь следующий вид:

$$W(p) = \frac{(C_1 + C_2 p)(1 - e^{-p\tau})}{p},$$

где $\frac{C_1}{p}$ – интегрирующее звено; $\frac{C_1(1 - e^{-p\tau})}{p}$ – интегрирующее звено с дискретным запаздыванием; C_2 – пропорциональное звено; $C_2(e^{-p\tau})$ – звено дискретного запаздывания.

Воспользуемся пакетом прикладных программ MatLab&Simulink для моделирования про-

цесса. MatLab – это интерактивная система, в которой основным элементом данных является массив. Особенности данной системы позволяют решать различные задачи, связанные с техническими вычислениями. В силу отсутствия экспериментальных данных воспользуемся средствами моделирования Simulink и построим передаточную функцию (рис. 1).

Процесс разработки схемы начинается с добавления четырех блоков ступенчатого сигнала. При этом добавим интеграторы и присвоим им единичные значения коэффициентов. Все звенья согласно передаточной функции расположены параллельно. Завершающим блоком схемы является сумматор.

На четверной цепи представлен блок Gain (на рис. 1) изображен в виде треугольника с единицей в центре), который выполняет функцию умножения. Ему также присваивается единичное значение.

Рассмотрим график переходного процесса (рис. 2).

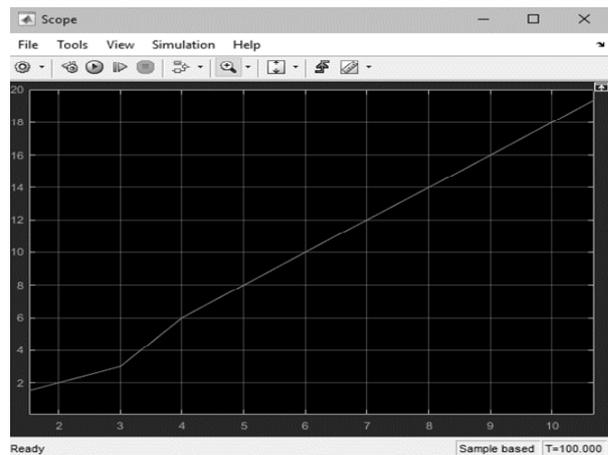


Рис. 2. Скриншот переходного процесса № 1 в системе MatLab

Fig. 2. Screenshot of the transition process № 1 in the MatLab system

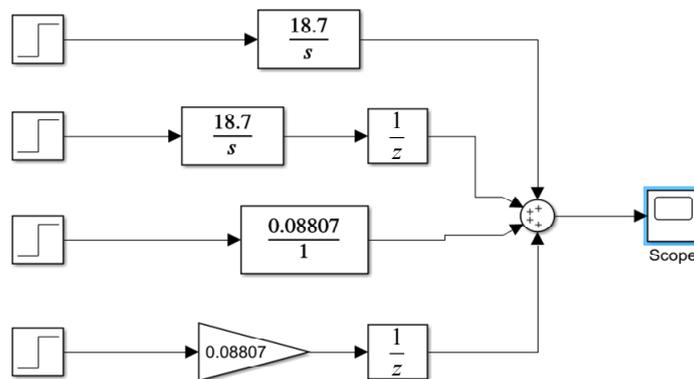


Рис. 3. Схема передаточной функции уровня вибрации № 2
 Fig. 3. Scheme of the transfer function of vibration level № 2

Как видно из рис. 2, переходной процесс представляет собой три отрезка расходящегося процесса с недостаточным уровнем сглаживания (временные отрезки 0–3, 3–4 и 4–11 с соответственно). Подберем значения коэффициентов для достижения требуемого уровня сглаживания. На рис. 3 представлена модель, имеющая оптимальные значения коэффициентов, которые обеспечивают достаточный уровень сглаживания.

Однако представленный на рис. 4 переходной процесс – расходящийся, что объясняется отсутствием регуляторов.

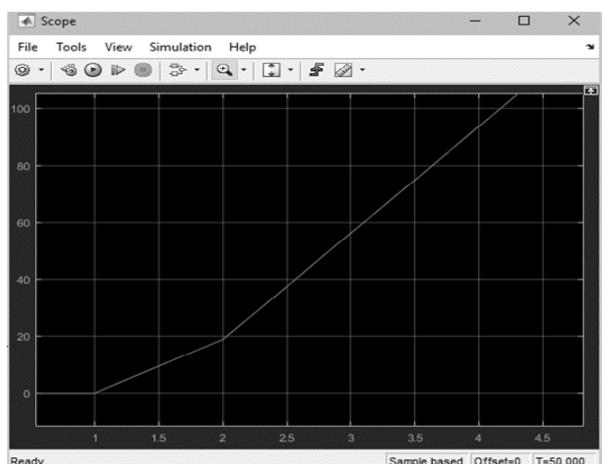


Рис. 4. График переходного процесса № 2
 Fig. 4. Transition Schedule № 2

Анализ полученных результатов показал, что построенная математическая модель 1, концептуально представленная на рис. 3, недостаточно чувствительна к производной от частоты вращения ротора. Указанная модель будет требовать корректировки при возникновении неисправности судового двигателя.

В результате компьютерного моделирования в среде Simulink получена математическая модель, представленная уравнением

$$y = 14.8 + 18.7\dot{x} + 0.08807\ddot{x}. \quad (1)$$

Полученная регрессионная модель позволяет проводить мониторинг вибрационного состояния конкретного двигателя в конкретный момент времени. Для более общих задач она неприменима. Для построения общей модели необходимо было бы создать комплексную концептуальную модель системы и получить на ее основе функциональную зависимость вибрационных характеристик. Но такая модель не дала бы точных значений вибрационных характеристик из-за невозможности учета случайных и хаотически возникающих воздействий. Таким образом, полученная математическая модель выгодно отличается от классической дифференциальной формы. Вместе с тем, для повышения точности данной модели необходимо измерять вибрационные параметры в режиме реального времени.

Разработка устройства диагностики вибрационного поля. Выбор комплекса технических средств при проектировании любой автоматизированной системы – одна из основных задач, определяющих ее возможности.

Система мониторинга уровня сигнала должна определять, какой уровень вибрационного поля допустим для системы, какой превышен, а какой находится в предельном состоянии. Информации от датчиков, которые способны свидетельствовать только о наличии вибрации в виде приходящего высокого уровня – единицы, и низкого уровня – нуля, на микроконтроллер, недостаточно. Решение о неисправности оборудования или отдельного его узла должно приниматься с помощью диагностических данных за определенный отрезок времени. Именно поэтому для проектируемой системы следует выбрать аналоговый датчик, способный на выходе выдавать значения от 0 до 1023, которые, в свою очередь, служат входным уровнем напряжения. Данные значения

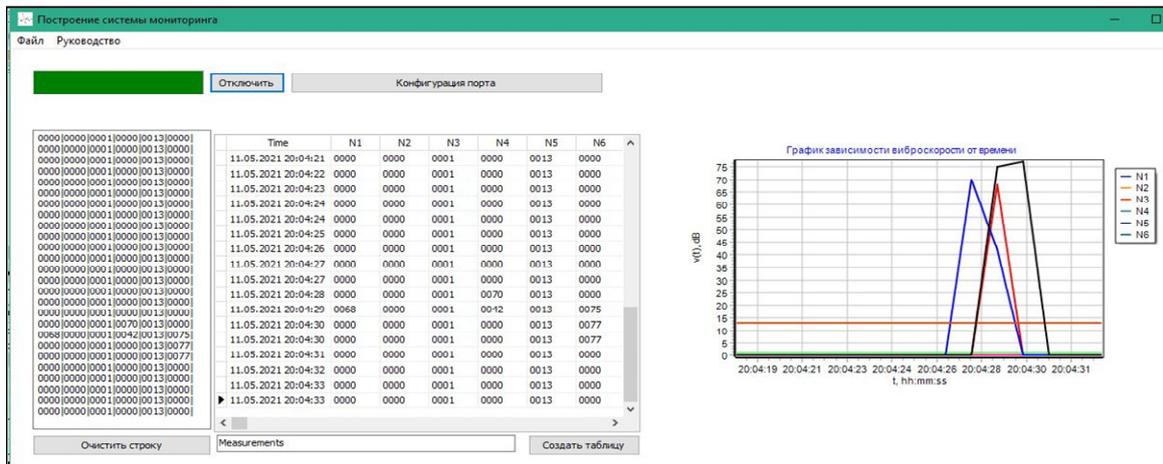


Рис. 5. Скриншот программы двигателя в режиме холостого хода
Fig. 5. Screenshot of the engine program in idle mode

определяются разрешением аналого-цифрового преобразователя выбранного микроконтроллера.

На сегодняшний день для измерения общих и корректирующих значений виброускорения, виброскорости и виброперемещения, а также для диагностики технического состояния машин и оборудования на производстве применяется виброметр SVAN-946.

Построим сетку датчиков для регистрации уровня и определения источника вибрационной активности. Для сборки пространственно-распределенного датчика требуются провода с разъемами типа «папа-папа». Монтаж произведем с учетом оптимального построения схемы из 6 датчиков вибрации при параллельном соединении узлов электрической схемы.

Для работы оборудования нижнего уровня также следует предусмотреть проектирование и создание печатной платы, на плоскость которой для удобства необходимо установить: гнездо 2.54 мм с тремя контактами для монтирования датчиков и десятью – для подключения контакта данных датчика вибрации; гнездо питания 2.1 × 5.5 мм для обеспечения бесперебойной работы комплекса и подачи достаточного тока. Печатная плата изготовлена на станке с численным программным управлением. В ходе практических экспериментов отмечено, что при подключении 6 датчиков вибрации к стандартной макетной плате набора Arduino фиксировалась нехватка питания от платы, питающейся через USB-порт персонального компьютера. Было решено добавить к изготавливаемой печатной плате вариативное питание, которое дает возможность соединить пин питания ArduinoUno со штекером типа «папа» на плате или подключить разъем размером

2.1 × 5.5 мм для реализации независимого питания. После создания датчика разработано соответствующее программное обеспечение.

Далее представлены результаты ряда экспериментов, показывающих распределение вибрации по исследуемому объекту.

В качестве объекта исследования выбран судовый дизельный двигатель фирмы «MirMarine». Данные относятся к режиму покоя, в котором находится система в начальном состоянии, и при отсутствии вибрационной активности. После запуска двигателя на холостом ходу происходит формирование вибрационного поля, и график виброактивности двигателя принимает вид, показанный на рис. 5. На графике отображена зависимость частоты вибрации от времени.

Представим график виброактивности двигателя на холостом ходу в виде пространственно-распределенного объекта. В данном режиме на систему оказывается воздействие циклического типа. Полученный график примет вид, показанный на рис. 6.

Представим график рабочего хода в виде пространственно-распределенного объекта. В данном режиме на график будет оказываться влияние внешних факторов – работы гребных валов, агрегатов систем управления и т. д. В указанном режиме график виброактивности двигателя может быть представлен в виде, показанном на рис. 7.

Представленные графики имеют большую степень схожести характеристик с результатами эксперимента по снятию локальных характеристик при постоянном возбуждении датчиков источником вибрации. Это указывает на достаточно высокую достоверность полученных результатов.

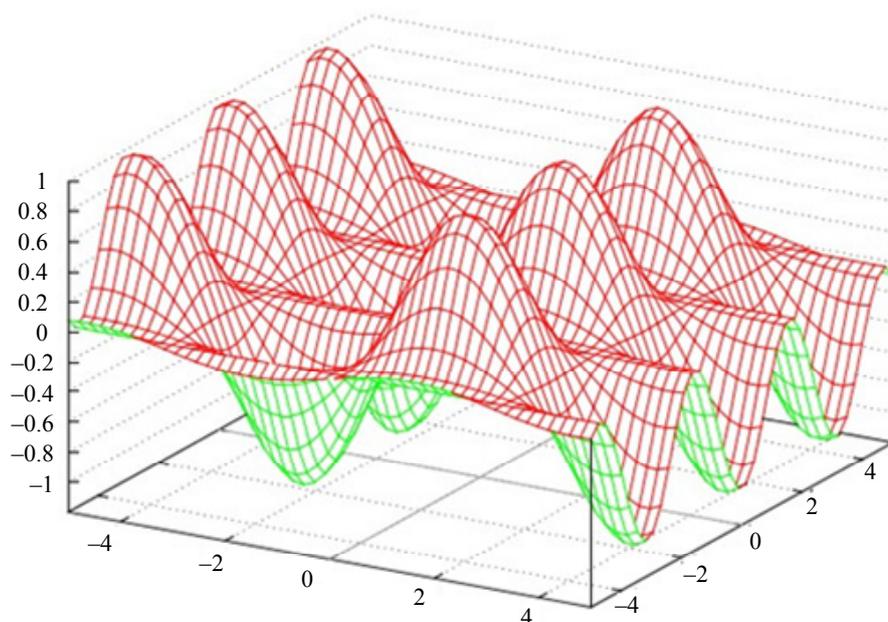


Рис. 6. Вибрация двигателя в режиме холостого хода
Fig. 6. Engine vibration at idle

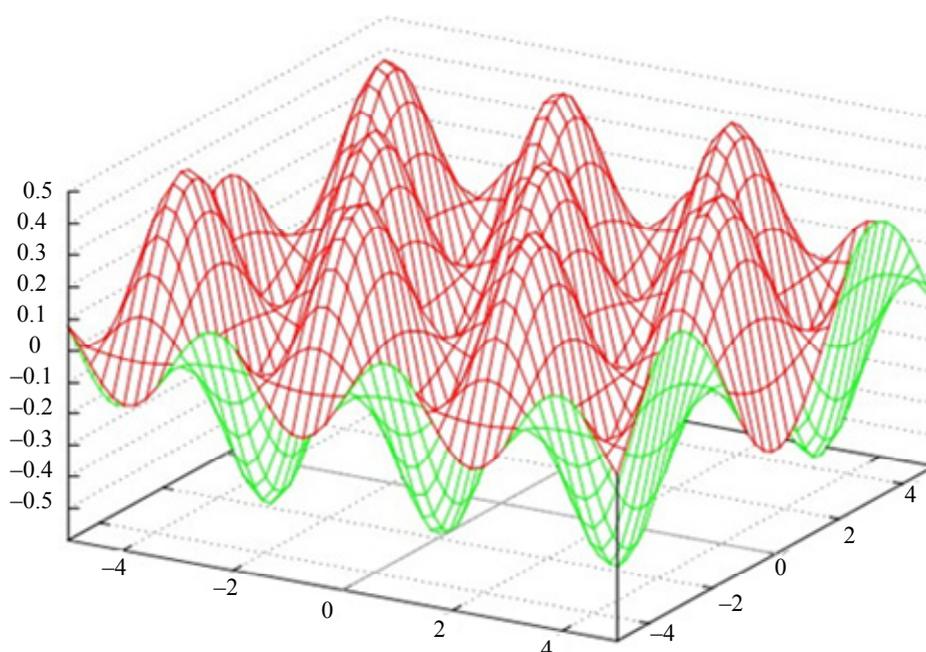


Рис. 7. Вибрация двигателя в режиме рабочего хода
Fig. 7. Engine vibration during power travel

Обсуждение. Результаты исследования позволяют проводить мониторинг технического состояния судовых энергетических установок. Такие системы необходимо относить к классу пространственно-распределенных, что связано с пространственной распределенностью и большим количеством входных, выходных и внутренних параметров. Указанные параметры зачастую достаточно сложно определить без составления комплексной математической модели объекта управления. В работах И. М. Першина данные

системы описываются как пространственно-инвариантные. Описание и исследование таких систем – задача достаточно трудоемкая. Решение указанных задач можно упростить, сводя их к виду, позволяющему использовать регрессионные методы. Такие методы имеют более высокую точность описания объекта, но значительно худшую управляемость. В исследованиях Ю. В. Ильюшина и Е. Соболя получены компромиссные решения, отвечающие противоречивым требованиям.

Заключение. В данной работе представлены результаты экспериментального исследования вибрационных характеристик судовых энергетических установок. Полученные результаты показывают, что вибрационная составляющая каждого элемента установки является неотъемлемой частью всего энергетического оборудования морского или речного судна. По полученным результатам видно, что вибрация от работы энергетической установки через несущий вал передается кораблю, а от корабля – двигателю. Установленные компенсационные системы гасят лишь малую часть всей вибрации. Проведение диагностики состояния судового двигателя вибрационными методами тре-

бует четкого планирования. Для этого необходимо отключение всех вспомогательных систем, всех комплексных источников вибрации, а главное – изоляция тяговых валов от диагностической системы.

Только после этого следует проводить мониторинг фоновый шума и устанавливать этот шум как помеху для диагностического оборудования. В настоящей работе не рассматривались вибрационные характеристики воздействия морских волн и шума бортового оборудования. Исследование характеристик второстепенного оборудования и оценка его влияния на виброактивность судовой энергетической установки станет предметом дальнейших исследований.

Список литературы

1. Пшихопов В. Х., Медведев М. Ю., Гуренко Б. В. Методы автоматического управления морскими подвижными объектами / ЮФУ. Таганрог, 2016. 268 с.

2. Федоровский К. Ю., Федоровская Н. К. Природоохранная технология обеспечения охлаждения судовой энергетической установки / сб. науч. тр. профес.-препод. состава ГУМРФ имени С. О. Макарова. СПб.: Изд-во ГУМРФ им. С. О. Макарова, 2016. С. 356–362.

3. Ilyushin Y., Afanaseva O. Spatial distributed control system of temperature field: synthesis and modeling // ARPN J. of Engin. and Appl. Sci. 2021, no. 16 (14). P. 1491–1506.

4. Martirosyan A. V., Ilyushin Y. V., Afanaseva O. V. Development of a distributed mathematical model and

control system for reducing pollution risk in mineral water aquifer systems // Water (Switzerland). 2022. Vol. 14 (2). 151 P.

5. Бабич А. В. Общесудовые и специальные системы нефтеналивных судов: консп. лекций. М.: Альтаир МГАВТ, 2019. 60 с.

6. Анализ и идентификация тепловых полей пространственно распределенных систем управления / М. Ю. Шестопапов, И. М. Новожилов, А. Н. Ильюшина, Ю. В. Ильюшин // Изв. СПбГЭТУ «ЛЭТИ». 2021. № 9. С. 61–71.

7. Камкин С. В., Возницкий И. В., Шмелев В. П. Эксплуатация судовых дизелей: учебник для вузов. М.: Транспорт, 1990. 344 с.

Информация об авторах

Афанасьева Ольга Владимировна – канд. техн. наук, доцент Санкт-Петербургского горного университета.

E-mail: ovaf72@gmail.com

<https://orcid.org/0000-0003-3169-4781>

Новожилов Игорь Михайлович – канд. техн. наук, доцент кафедры АПУ СПбГЭТУ «ЛЭТИ».

E-mail: novozhilovim@list.ru

References

1. Pshihopov V. H., Medvedev M. YU., Gurenko B. V. Metody avtomaticheskogo upravleniya morskimi podvizhnymi ob'ektami. Taganrog: YUzhnyj federal'nyj universitet, 2016. 268 s. (In Russ.).

2. Fedorovskij K. YU., Fedorovskaya N. K. Prirodoohrannaya tekhnologiya obespecheniyaohlazhdeniya sudovoj energeticheskoj ustanovki / Sb. nauchn. tr. profes.-prepod. sostava GUMRF imeni S. O. Makarova. SPb.: Izd-vo GUMRF im. S. O. Makarova, 2016. S. 356–362. (In Russ.).

3. Ilyushin Y., Afanaseva O. Spatial distributed control system of temperature field: Synthesis and modeling // ARPN J. of Engin. and Appl. Sci. 2021, no. 16 (14). S. 1491–1506.

4. Martirosyan A. V., Ilyushin Y. V., Afanaseva O. V. Development of a Distributed Mathematical Model and Control System for Reducing Pollution Risk in Mineral Water Aquifer Systems // Water (Switzerland). 2022. Vol. 14 (2). P. 151.

5. Babich A. V. Obshchesudovye i special'nye sistemy neftenalivnykh sudov: konspekt lekcij. M.: Al'tair MGAVT, 2019. 60 s. (In Russ.).

6. SHestopalov M. YU., Novozhilov I. M., Il'yushina A. N., Il'yushin YU. V. Analiz i identifikaciya teplovykh polej pros-

transtvenno raspredelennykh sistem upravleniya // Izv. SPbGETU «LETI». 2021. № 9. S. 61–71. (In Russ.).

7. Kamkin S. V., Voznickij I. V., SHmelev V. P. Eksploatatsiya sudovykh dizelej. Uchebnik dlya vuzov. M.: Transport, 1990. 344. s. (In Russ.).

Information about the authors

Olga V. Afanaseva – Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor of Saint Petersburg Mining University.

E-mail: ovaf72@gmail.com

<https://orcid.org/0000-0003-3169-4781>

Igor M. Novozhilov – Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor of Saint Petersburg Electrotechnical University.

E-mail: novozhilovim@list.ru

Статья поступила в редакцию 08.02.2022; принята к публикации после рецензирования 04.03.2022; опубликована онлайн 30.03.2022.

Submitted 08.02.2022; accepted 04.03.2022; published online 30.03.2022.
