

УДК 629.5.031

DOI: 10.37890/jwt.vi86.674

## **Учёт требований виброакустики при проектировании судовых механических установок**

**С.В. Терлыч<sup>1,2</sup>**

*ORCID: 0000-0002-6044-3087*

<sup>1</sup>*Херсонская государственная морская академия, г. Херсон, Россия;*

<sup>2</sup>*Государственный морской университет имени адмирала Ф.Ф. Ушакова, г. Новороссийск, Россия*

**Аннотация.** Анализ источников и принятия мер по снижению шума судовых механических установок уже после постройки судна малоэффективна, поскольку мероприятия на готовом судне сводятся, в основном, к размещению дополнительного объема средств вибро- и звукоизоляции и звукопоглощения, не касаясь снижения шума в источнике. Их осуществление приводит к задержке сроков сдачи и удорожанию постройки судна в целом. Анализ затрат на работы по снижению шума на судах до требуемых величин показывает, что если удастся принять все необходимые меры еще на стадии проектирования, то затраты на противозумовой комплекс составят только одну треть от стоимости дополнительных мероприятий по снижению шума на уже построенном судне. Выяснено, что мероприятия по снижению шума и вибрации судовых механизмов наиболее эффективны и экономичны, если они приняты на стадии проектирования энергетической установки в процессе разработки схемы силовой установки, выбора механизмов и предъявлении акустических требований к поставщикам оборудования. Основное влияние на уровни вибрации и шума механизмов оказывают рабочий процесс, конструкция, технология изготовления, режим работы. Установлен факт, что для обеспечения санитарных норм шума на судах необходимо перечисленные мероприятия по снижению шума и вибрации в источнике сочетать с применением средств виброизоляции, вибродемпфирования, звукоизоляции и звукопоглощения.

**Ключевые слова:** проектирование, судовые механические установки, виброакустика, виброзащита, требование к основным узлам энергоустановки, уменьшение шумности.

## **Consideration of vibroacoustic requirements in the design of marine mechanical installations**

**Stanislav V. Terlych<sup>1,2</sup>**

*ORCID: 0000-0002-6044-3087*

<sup>1</sup>*Kherson State Maritime Academy, Kherson, Russia;*

<sup>2</sup>*Admiral Ushakov State Maritime University, Novorossiysk, Russia*

**Abstract:** The analysis of sources and the adoption of measures to reduce the noise of shipboard mechanical installations after the construction of the vessel is ineffective, since the measures on the finished vessel are mainly reduced to the placement of additional vibration and sound insulation and sound absorption equipment, without addressing noise reduction in the source. Their implementation leads to a delay in delivery dates and an increase in the cost of building the vessel as a whole. An analysis of the cost of noise reduction on ships to the required values shows that if it is possible to take all necessary measures at the design stage, then the cost of an anti-noise complex will amount to only one third of the cost of additional noise reduction measures on an already built vessel. It has been found that measures to reduce noise and vibration of shipboard mechanisms are most effective and economical if they are adopted at the design stage of a power plant in the process of developing a power plant scheme, selecting mechanisms and presenting acoustic requirements to equipment suppliers. The vibration and noise levels of machinery are primarily influenced by the

operating process, design, manufacturing technology, and operating mode. It has been established that, to ensure sanitary noise standards on ships, the above-mentioned measures to reduce noise and vibration at the source must be combined with the use of vibration isolation, vibration damping, sound insulation, and sound absorption.

**Keywords:** design, marine mechanical installations, vibroacoustics, vibration protection, requirements for the main power plant components, and noise reduction.

### **Введение**

Перспективы судостроения обычно связывают с повышением эффективности и надежности транспортных судов. В то же время, одна из главных задач в создании судов состоит в обеспечении максимальных удобств для экипажа, наибольшего комфорта для пассажиров, и на эту сторону проектирования конструкторам надо обращать самое пристальное внимание.

Одним из наиболее важных показателей комфорта является тишина. Шум и вибрация оказывают вредное воздействие на органы слуха и нервную систему человека. На судах акустическая обстановка осложняется тем, что люди длительное время испытывают указанное влияние дискомфорта.

Санитарные правила СП 2.5.3650-20 "Санитарно-эпидемиологические требования к отдельным видам транспорта и объектам транспортной инфраструктуры" регламентируют предельные уровни шума в машинных отделениях, в жилых и общественных помещениях судна. Поскольку основные источники шума связаны с работой судовых механизмов и систем, мероприятия, направленные на снижение шума и вибрации энергетической установки (ЭУ), должны обеспечивать установленные ограничения уровней шума (45...60 дБА), в каютах, салонах и других помещениях.

### **Методы и материалы исследования**

Исследование особенностей проектирования судовых механических установок на ранних стадиях с учётом нормативных и отраслевых требований проводилось расчётно-теоретическим путём. Выяснено, что на образование шума и вибрации любого механизма расходуется часть энергии, подведенной к механизму.

Практика анализа источников и принятия мер по снижению шума ЭУ уже после постройки судна малоэффективна, поскольку мероприятия на готовом судне сводятся, в основном, к размещению дополнительного объема средств вибро- и звукоизоляции и звукопоглощения, не касаясь снижения шума в источнике. Их осуществление приводит к задержке сроков сдачи и удорожанию постройки судна в целом. Анализ затрат на работы по снижению шума на судах торгового флота, технического флота, промысловых добывающих, перерабатывающих и транспортно-рефрижераторных судах до требуемых величин [1] показывает, что если удастся принять все необходимые меры еще на стадии проектирования, то затраты на противозумовой комплекс составят только одну треть от стоимости дополнительных мероприятий по снижению шума на уже построенном судне.

При проектировании судовой ЭУ снижение шума вибрации достигается прежде всего, уменьшением интенсивности основных источников шума (механизмы, арматура, системы), а затем уже применением средств защиты от вибрации шума, подавления их на путях распространения. Ниже рассматриваются возможности и пути снижения вибрации и шума механизмов и оборудования судовых ЭУ в источнике.

Если считать, что энергия, подведенная к механизму за единицу времени равна  $q = \frac{N_e}{\eta}$  (где  $N_e$  – эффективная мощность механизма, а  $\eta$  – эффективный коэффициент полезного действия), то общие потери энергии выразятся как  $(1 - \eta)q = \frac{1-\eta}{\eta} N_e$ , а энергия, которая расходуется на акустическое излучения (генерирование шума и вибрации), составит часть этих потерь

$$W_{ак} = k \frac{1 - \eta}{\eta} N_e, \quad (1)$$

где  $k$  – доля потерь энергии, реализуемая в виде шума и вибрации. Величина энергии, идущей на генерирование вибрации и шума, зависит прежде всего от типа механизма. На рис. 1 показаны спектральные характеристики излучаемой колебательной мощности для механических установок (судового дизеля, редуктора и судового гребного электродвигателя) различного типа [2].

Большое влияние на величину излучаемой колебательной мощности оказывают также конструкция механической установки, качество её изготовления и режим использования.

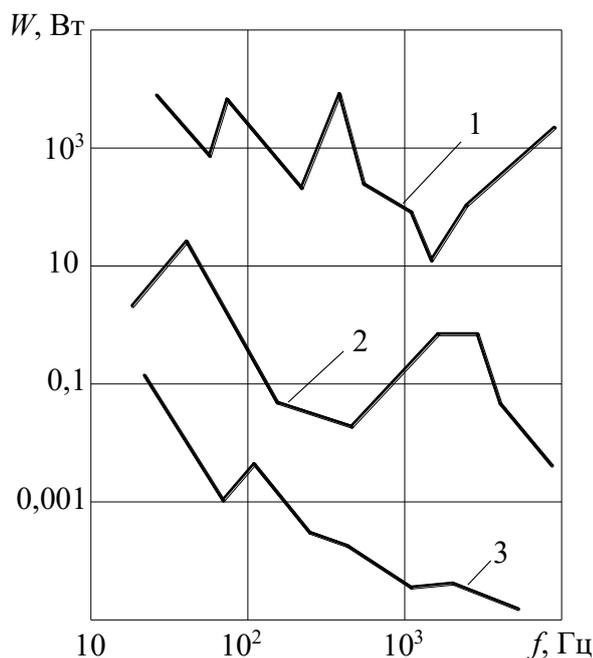


Рис. 1. Спектрограмма колебательной мощности механизмов с различными рабочими процессами (рисунок автора)  
1 – судовой дизель; 2 – судовой редуктор; 3 – электродвигатель

Коэффициент  $k$  в зависимости (1) фактически отображает влияние всех основных факторов и может быть представлен как

$$k = k_{раб пр} \cdot k_{констр} \cdot k_{техн} \cdot k_{реж}, \quad (2)$$

где  $k_{раб пр}$ ,  $k_{констр}$ ,  $k_{техн}$ ,  $k_{реж}$  – соответственно коэффициенты влияния рабочего процесса, конструкции, технологии производства и режима работы.

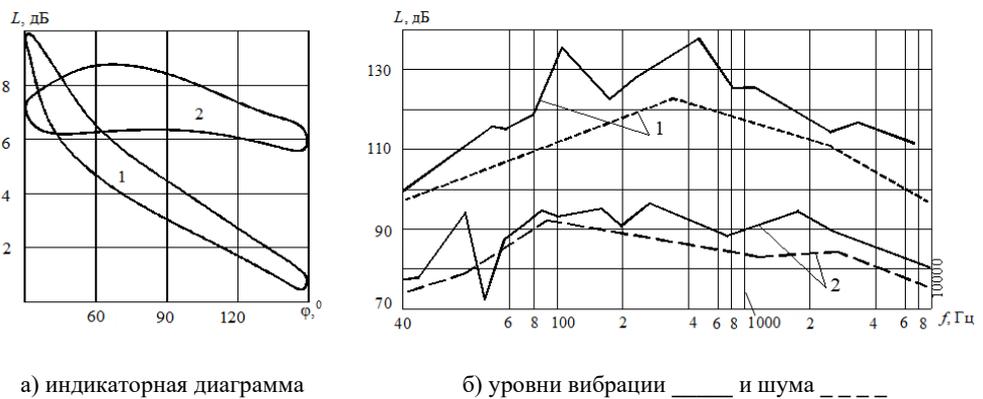
Из выражений (1) и (2) следует, что для снижения вибрации и шума судовой ЭУ необходимо на ранних стадиях проектирования стремиться к тому, чтобы мощность каждого механизма выбиралась минимальной и без лишних запасов  $N_e$  с целью работы механизмов на расчётном режиме (имели наименьшее значение  $k_{реж}$  и наибольшее значение  $\eta$ ), для того, чтобы каждый механизм имел малошумный рабочий процесс (наименьшее  $k_{раб пр}$ ), рациональную конструкцию (наименьшее

$k_{\text{констр}}$ ) и был изготовлен на предприятии с высоким уровнем технологий (наименьшее  $k_{\text{техн}}$ ).

Зависимость коэффициента  $k$  от основных конструктивных, технологических и энергетических параметров может быть определена аналитически, то в данном случае условное представление его в виде произведения отдельных факторов наиболее наглядно отражает фактическую взаимосвязь и последовательное влияние каждой стадии процесса на акустические характеристики. Результаты исследования представлены в относительном виде, то есть значения исследуемых параметров шума и вибрации, вызванные работой судовых механических установок, относились к величине соответствующего параметра для номинальной нагрузки соответствующего механизма. Сравнение виброхарактеристик механических установок проводилось для штатного варианта разработки схемы силовой установки, выбора механизмов и предъявлении акустических требований к поставщикам оборудования.

### Результаты

Рабочий процесс механизма непосредственно определяет его шумообразование. Чем меньше динамичность процесса (выражающаяся в скорости нарастания нагрузки в течение рабочего цикла), чем меньше движущихся узлов и деталей требуется для действия механической установки, тем ниже ожидаемые уровни шума, и вибрации машины. Так, применение в поршневых двигателях цикла Стирлинга, имеющего плавный характер нарастания давления в цилиндре (рис. 2, а), позволяет получить шум и вибрацию, на 17...28 дБ ниже, чем у дизеля аналогичной мощности [3]. На рис. 2, б показаны спектры уровней шума и вибрации четырехцилиндрового двигателя Стирлинга 4-615 (Швеция) мощностью 160 кВт при частоте вращения 2400 об/мин коленчатого вала в сопоставлении с характеристиками быстроходного дизеля той же мощности.



1 – дизель; 2 – двигатель Стирлинга  
Рис. 2. Сравнение характеристик дизеля и двигателя Стирлинга (рисунок автора)

По тем же причинам роторные машины всегда имеют лучшие виброшумовые характеристики по сравнению с поршневыми машинами. Поэтому предпочтительнее в равных условиях использовать в судовой ЭУ центробежные, насосы, винтовые компрессоры вместо поршневых механизмов того же назначения.

Зарубежными фирмами ведутся разработки оборудования с «бесшумным» рабочим процессом. В частности, российской фирмой «Осмос» разработаны [4] и серийно выпускаются судовые опреснительные установки, действующие на принципе обратного осмоса, где опресняется морская вода, прокачиваемая под высоким давлением через специальные спиральные мембраны. Производительность

стандартного ряда установок – от 0,5 до 450 м<sup>3</sup> в сутки. Основными источниками шума в таких установках являются насосы. По сравнению с традиционной схемой опреснительной установки (где главные источники шума помимо насосов – испаритель и дроссельная арматура), новый ее тип должен иметь значительно лучшие акустические характеристики.

Конструкция оборудования оказывает большое влияние на шумовые характеристики. Конструктивными методами можно снизить динамичность рабочего процесса и в машинах традиционных типов. Так за счет применения косого языка улитки в центробежных насосах, косых пазов в электрических машинах удастся резко уменьшить их вибрацию соответственно на лопастной и пазовой частотах. При неизменном рабочем процессе и одних и тех же энергетических параметрах различные конструкции механизмов значительно отличаются по уровням шума.

В статье рассмотрено влияние конструкции на примере запорной и дроссельно-регулирующей арматуры. Традиционные клапаны (типа седло – тарелка) являются интенсивными источниками шума, и вибрации в судовых трубопроводных системах, особенно при высоких скоростях течения среды, больших перепадах давления. Принципиально отличающаяся от них конструкция шаровых клапанов (рис. 3) позволяет обеспечить значительно лучшие акустические характеристики. В шаровых клапанах, используемых в качестве запорных (рис. 3, а), обеспечивается минимальное искажение потока (в полностью открытом положении клапана проточная часть его по гидравлическим и акустическим характеристикам эквивалентна прямому участку трубы). При применении шаровых клапанов в качестве дроссельно-регулирующих в проточной части клапана размещают перфорированные перегородки, которые обеспечивают многократное дросселирование потока при его частичном закрытии (рис. 3, б).

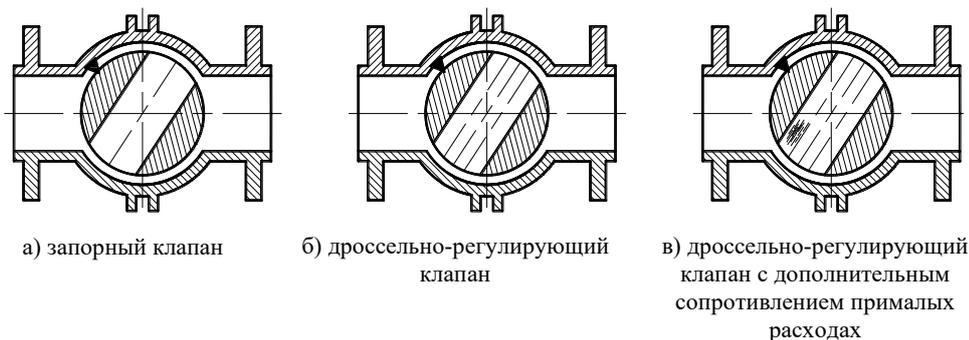


Рис. 3. Конструкция шаровых клапанов фирмы Valmet (рисунок автора)

Во избежание появления кавитации при очень малых расходах и усилении при этом вибрации и шума в клапане, конструктивно обеспечивается вязкостное дросселирование при протекании среды через узкие каналы (рис. 3, в). Приведенные конструкции клапана выпускаются зарубежными фирмами как для жидких, так и для газообразных сред. Они позволяют получить арматуру с меньшими уровнями вибрации, а кроме того, со значительным снижением воздушного и гидродинамического шума в судовой системе.

Дополнительное снижение шума шаровых клапанов фирмы «Valmet» (Финляндия), изображенных на рис. 3, в, по сравнению с рис. 3, а показано на рис. 4 [5].

Технологическая культура производства также оказывает большое влияние на вибрацию и шум судовых механизмов. Прежде всего это относится к точности обработки рабочих органов (лопасти насосов и вентиляторов), сопрягаемых деталей

(кинематическая пара шейка вала – подшипник, зубчатое зацепление, зазоры в дроссельно-регулирующих устройствах) и к балансировке роторных механизмов.

В практике мирового судового машиностроения принята качественная оценка виброактивности механизма по классам, отличающимся по уровням вибрационной скорости на 6 дБ, т. е. в 2 раза [6-8]. При хорошей точности изготовления и балансировке механизм отличается «мягкой» работой, что соответствует вибрационной скорости 0,25...0,5 мм/с. Отличные акустические качества машины наблюдаются при вибрационной скорости меньше 0,25 мм/с [9-11].

В исследовании оценена необходимая точность обработки узлов машины на примере некруглости (эллипсность, овальность) шейки ротора, которая вызывает вибрацию на удвоенной частоте вращения  $n_{ном}$ . Если отклонение в точности обработки шейки (разность между большой и малой осями эллипса) составляет  $\Delta$ , то амплитуда вибрационной скорости, сообщаемая подшипнику, равна

$$v = 2\omega \frac{\Delta}{4} = 2(2\pi f) \frac{\Delta}{4} = \pi f \Delta,$$

откуда

$$\Delta = \frac{v}{\pi f}.$$

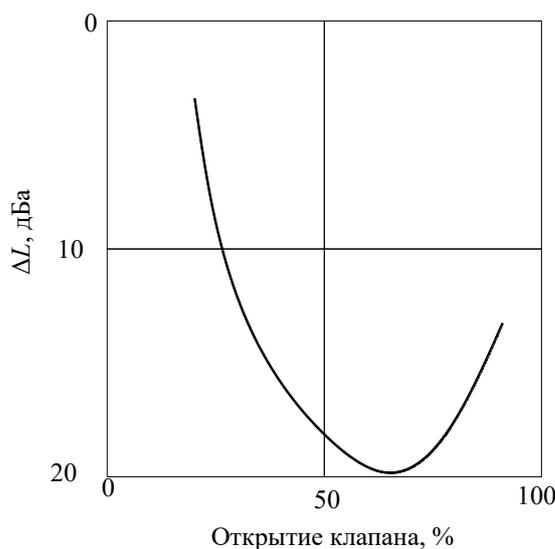


Рис. 4. Снижение гидродинамического шума клапана (рис. 3, в) по сравнению с обычным шаровым клапаном (рис. 3, а) (рисунок автора)

При частоте вращения ротора 50 Гц для обеспечения «мягкой» работы машины отклонение в диаметре шейки не должно превышать 0,0016 мм, т. е. обработка должна вестись на станках высших классов точности.

Все вышеперечисленные факторы учитываются при проектировании и изготовлении машин для обеспечения санитарных норм по шуму и вибрации в судовых помещениях.

*Режим работы судового механизма*, определяемый, во многом, уже на стадии проектирования ЭУ, является очень важным фактором, влияющим на фактические уровни шума и вибрации.

При отклонении режима работы механизма от номинального изменение шума и вибрации определяется в общем виде как

$$\Delta L = L - L_{НОМ} = a_1 \lg \frac{N}{N_{НОМ}} + a_2 \lg \frac{n}{n_{НОМ}},$$

где  $L, L_{НОМ}$  – уровни вибрации (шума);  $N, N_{НОМ}$  – мощность механизма на текущем и номинальном уровне соответственно;  $n, n_{НОМ}$  – частота вращения механизма на текущем и номинальном режиме соответственно;  $a_1$  и  $a_2$  – коэффициенты. Для конкретных типов механизмов (насосов, вентиляторов) в зависимости от основных энергетических параметров эта величина будет равна

$$\Delta L = a_1 \lg \frac{Q}{Q_{НОМ}} + a_2 \frac{H}{H_{НОМ}} + a_3 \frac{n}{n_{НОМ}};$$

где  $Q$  и  $H$  – подача и напор насоса (вентилятора).

Относительная величина коэффициентов  $a_1, a_2, a_3$  может сильно влиять на выбор оптимального способа регулирования режима работы механизма с учетом акустических параметров.

В качестве примера рассмотрены способы регулирования подачи насоса забортной воды в зависимости от ее температуры. При плавании судна в холодных водах для снижения подачи насоса в системе охлаждения нужно либо прикрыть клапан на трубопроводе (изменить характеристику сети), либо уменьшить частоту вращения насоса при постоянной характеристике сети. Соответствующие режимы даны на графике расходной характеристики насоса (рис. 5, в).

При работе насоса со сниженной подачей и неизменной частотой вращения (точка 2) уровни вибрации увеличиваются пропорционально третьей степени величины отклонения подачи от номинальной. При уменьшении подачи насоса за счет регулирования частоты вращения (точка 3) уровни вибрации и шума убывают пропорционально квадрату частоты вращения. Таким образом, разница в уровнях вибрации и шума насоса при различных способах регулирования уже при подаче 75–80% от номинальной составит 8...10 дБ (рис. 5, б).

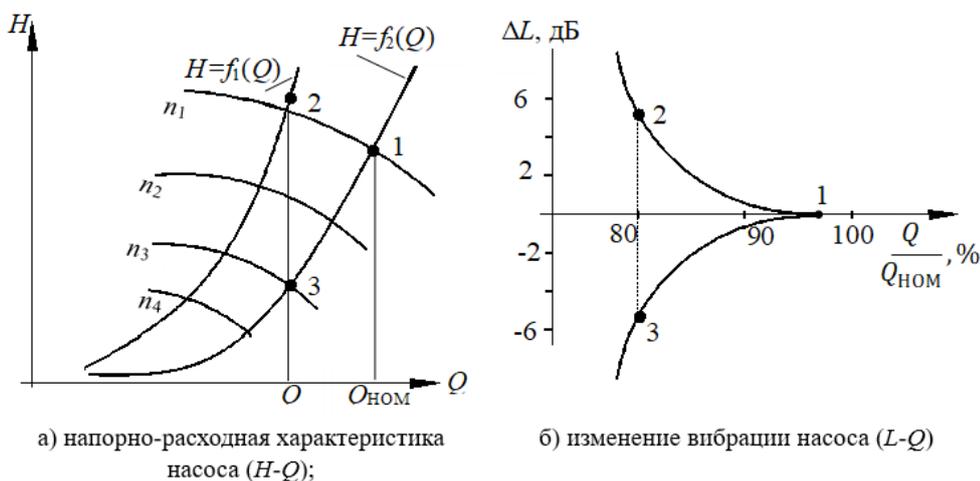
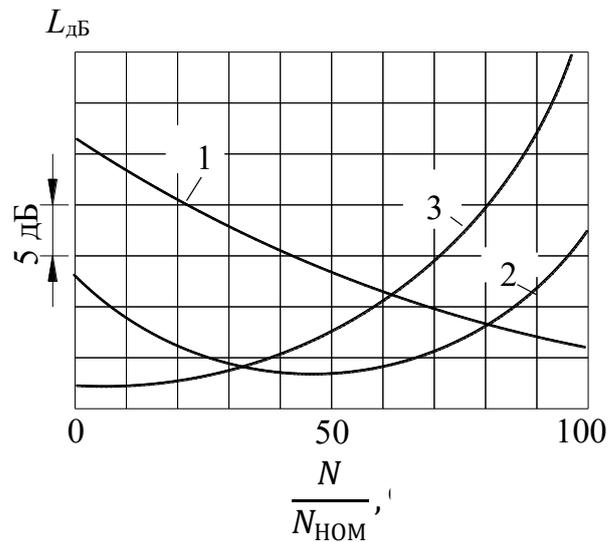


Рис. 5. Изменение параметров судового центробежного насоса при различных способах регулирования (рисунок автора)

**Обсуждение результатов**

Работа судовых механизмов на неспецификационном режиме, отличающемся от номинального по тепловой нагрузке и частоте вращения, как правило, связана с повышением механической вибрации. Это объясняется тем, что при динамической балансировке механизма корректирующие грузы устанавливаются обычно в двух плоскостях, уравнивая при этом сложную пространственную систему сил, порождаемую анизотропностью плотности материала и жесткости конструкции, а также неточностью изготовления.

При изменении нагрузки и соответственно теплового режима пространственная система сил изменяется, меняя значение и направление результирующего вектора сил, а величина и место установки грузов остаются неизменными, соответствующими тому режиму, на котором проводилась балансировка. На рис. 6 приведены графики типового изменения вибрации механизма на частоте вращения в зависимости от нагрузки при различных режимах балансировки. Для достижения оптимальных акустических характеристик судовой ЭУ необходимо на стадии проектирования в технических заданиях на проектирование механизмов помимо ограничения максимальных уровней вибрации и шума определять режим балансировки и акустической настройки машины, в качестве которого целесообразно выбирать режим длительной эксплуатации.



1 – балансировка проведена при нагрузке  $Ne = 100\%$ ; 2 – то же при  $Ne = 50\%$ ;  
3 – то же при  $Ne = 20\%$ .

Рис. 6. Характер изменения вибрации судового механизма на частоте вращения в зависимости от нагрузки (рисунок автора)

**Заключение**

1. Мероприятия по снижению шума и вибрации судовых механизмов наиболее эффективны и экономичны, если они приняты на стадии проектирования энергетической установки в процессе разработки схемы силовой установки, выбора механизмов и предъявлении акустических требований к поставщикам оборудования.

2. Основное влияние на уровни вибрации и шума механизмов оказывают рабочий процесс, конструкция, технология изготовления, режим работы.

3. Для обеспечения санитарных норм шума на судах необходимо перечисленные мероприятия по снижению шума и вибрации в источнике сочетать с применением средств виброизоляции, вибродемпфирования, звукоизоляции и звукопоглощения.

#### Список литературы

1. Титова Ю.Ф., Крахмалева О.А., Бабанин Н.В., Яковлев А.С., Яковлев Н.С. Экспериментальная установка для определения амплитудно-частотных характеристик эластомернометаллических виброизоляторов, применяемых в судостроении, Морские интеллектуальные технологии. 2025. № 2 часть 1, С. 121—126. DOI: 10.37220/MIT.2025.68.2.013
2. Yuliyana F. Titova, Stanislav N. Yakovlev, Dmitry N. Polyakhov, Olga A. Krakhmaleva, Aleksandr N. Andreev, Experimental determination of the natural vibration frequency of elastomeric vibration isolators used in shipbuilding, Marine intellectual technologies. 2024. № 3 part 1, P. 149—155. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.036.
3. Хрунков С.Н., Кузнецов Ю.П., Кузьмин Н.А., Молев Ю.И., Миронов А.А., Крайнов А.А. Оптимизация параметров двигателей силовых установок экранопланов, Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3 часть 1, С. 138—142. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.034.
4. Чукарев, А. Г. Использование вторичных энергоресурсов в опреснительных установках судна / А. Г. Чукарев, Б. Б. Заварзин, Р. В. Рюмин. — Текст : непосредственный // Молодой ученый. – 2018. – № 26 (212). – С. 60-62. – URL: <https://moluch.ru/archive/212/51826>.
5. Каталог фирмы Valmet: официальный сайт <https://www.valmet.com/> (дата обращения: 19.02.2025). - Текст : электронный.
6. Принципы диагностики технического состояния оборудования по параметрам вибрации // Технический отчет, Санкт-Петербург, ФГУП «ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова», 2009.
7. Гольдин, А. С. Вибрация роторных машин [Текст] / А. С. Гольдин. – М.: Машиностроение, 2000. – 344 с.
8. Балицкий Ф.Я., Барков А.В., Баркова Н.А. Неразрушаемый контроль: Справочник. – М., «Машиностроение». 2005. – Т. 7 - Книга 2 – 829 с.
9. NR266 Требования к проверке материалов и оборудования для классификации судов и морских сооружений [Электронный ресурс]. – режим доступа: <https://group.bureauveritas.com/> (дата обращения: 15 сентября 2025 г.).
10. Правила классификации и постройки морских судов, часть VII «Механические установки». – СПб: РМРС. – 2024. – 108 с.
11. NR266 Требования к проверке материалов и оборудования для классификации судов и морских сооружений [Электронный ресурс]. – режим доступа: <https://group.bureauveritas.com/> (дата обращения: 15 сентября 2025 г.).

#### References

1. Yuliyana F. Titova, Olga A. Krakhmaleva, Nikolaj V. Babanin, Alexey S. Yakovlev, Nikolay S. Yakovlev Experimental equipment for determining the amplitude-frequency characteristics of elastomer-metal vibration isolators used in shipbuilding. Marine intellectual technologies. 2025. № 2 part 1, P. 121—126. DOI: 10.37220/MIT.2025.68.2.013
2. Yuliyana F. Titova, Stanislav N. Yakovlev, Dmitry N. Polyakhov, Olga A. Krakhmaleva, Aleksandr N. Andreev, Experimental determination of the natural vibration frequency of elastomeric vibration isolators used in shipbuilding, Marine intellectual technologies. 2024. № 3 part 1, P. 149—155. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.036.
3. Sergey N. Khrunkov, Yuriy P. Kuznetsov, Nikolai A. Kuzmin, Yuriy I. Molev, Anatolii A. Mironov, Artem A. Krainov, Optimization of engine parameters for power plants on acrofoil boats, Marine intellectual technologies. 2024. № 3 part 1, P. 138—142. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.034/

4. Chukarev, A. G. Use of secondary energy resources in ship desalination plants / A. G. Chukarev, B. B. Zavarzin, R. V. Ryumin. — Text : immediate // Young Scientist. – 2018. – No. 26 (212). – Pp. 60-62. – URL: <https://moluch.ru/archive/212/51>
5. Valmet Company Catalog: Official Website <https://www.valmet.com/> (Accessed: 19.02.2025). – Text: electronic.
6. Principles of Diagnostics of the Technical Condition of Equipment by Vibration Parameters // Technical Report, St. Petersburg, FSUE TsNII im. akad. A.N. Krylova, 2009.
7. Goldin, A. S. Vibration of Rotary Machines [Text] / A. S. Goldin. – Moscow: Mashinostroenie, 2000. – 344 p.
8. Balitsky F.Ya., Barkov A.V., Barkova N.A. Non-Destructive Testing: Handbook. – M., Mashinostroenie. 2005. – Vol. 7 – Book 2 – 829 p.
9. NR266 Requirements for the Inspection of Materials and Equipment for the Classification of Ships and Marine Structures [Electronic resource]. – access mode: <https://group.bureauveritas.com/> (accessed on September 15, 2025).
10. Rules for the Classification and Construction of Marine Vessels, Part VII "Mechanical Installations". - St. Petersburg: RMRS. - 2024. - 108 p.
11. NR266 Requirements for the Inspection of Materials and Equipment for the Classification of Vessels and Marine Structures [Electronic resource]. - access mode: <https://group.bureauveritas.com/> (accessed on September 15, 2025).

#### **ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ/ INFORMATION ABOUT THE AUTHOR**

**Терлыч Станислав Владимирович**, кандидат технических наук, декан факультета судовождения и судовой энергетики, главный специалист научно-исследовательского сектора, Херсонская государственная морская академия (ФГБОУ ВО «ХГМА»), 273002, г. Херсон, проспект Ушакова, 20; доцент кафедры эксплуатации судовых механических установок, Государственный морской университет имени адмирала Ф.Ф. Ушакова (ФГБОУ ВО «ГМУ»), 353924, Краснодарский край, г. Новороссийск, проспект Ленина, 93, e-mail: [rn6ay@yandex.ru](mailto:rn6ay@yandex.ru)

**Stanislav V. Terlych**, PhD in Engineering, Dean of the Faculty of Navigation and Marine Power Engineering, Chief Specialist of the Scientific Research sector, Kherson State Maritime Academy, 273002, Kherson, Ushakova Avenue, 20; Associate Professor of the Department of Ship Mechanical Installations Operation, Admiral F.F. Ushakov State Maritime University, 93 Lenin Avenue, Novorossiysk, Krasnodar Region, 353924, e-mail: [rn6ay@yandex.ru](mailto:rn6ay@yandex.ru)

Статья поступила в редакцию 04.11.2025; принята к публикации 22.01.2026; опубликована онлайн 20.03.2026. Received 04.11.2025; published online 20.03.2026.