ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО

ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ

НАЦИОНАЛЬНЫЙ СТАНДАРТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ГОСТ Р 71924—2025 (ИСО 20154:2017)

Вибрация

ВИБРАЦИЯ НА СУДАХ

Руководство по виброизоляции вспомогательного судового оборудования

(ISO 20154:2017, Ships and marine technology — Guidelines on vibration isolation design method for shipboard auxiliary machinery, MOD)

Издание официальное

Москва
Российский институт стандартизации
2025

gost.e-ecolog.ru

Предисловие

1 РАЗРАБОТАН Федеральным государственным унитарным предприятием «Крыловский государственный научный центр» (ФГУП «Крыловский государственный научный центр»), Закрытым акционерным обществом «Научно-исследовательский центр контроля и диагностики технических систем» (ЗАО «НИЦ КД»), Федеральным государственным бюджетным учреждением «Российский институт стандартизации» (ФГБУ «Институт стандартизации») на основе собственного перевода на русский язык англоязычной версии стандарта, указанного в пункте 4

2 ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации ТК 183 «Вибрация, удар и контроль технического состояния»

3 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 17 апреля 2025 г. № 312-ст

4 Настоящий стандарт является модифицированным по отношению к международному стандарту ISO 20154:2017 «Суда и морские технологии. Руководство по проектированию виброизоляции вспомогательного судового оборудования» (ISO 20154:2017 «Ships and marine technology — Guidelines on vibration isolation design method for shipboard auxiliary machinery», MOD) путем включения в текст стандарта дополнительных фраз, показателей и ссылок, выделенных курсивом.

Наименование настоящего стандарта изменено относительно наименования указанного международного стандарта для приведения в соответствие с ГОСТ Р 1.5—2012 (пункт 3.5).

Сведения о соответствии ссылочного национального стандарта международному стандарту, использованному в качестве ссылочного в примененном международном стандарте, приведены в дополнительном приложении ДА

5 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

*Правила применения настоящего стандарта установлены в статье 26 Федерального закона от 29 июня 2015 г. № 162-ФЗ «О стандартизации в Российской Федерации». Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодном (по состоянию на 1 января текущего года) информационном указателе «Национальные стандарты», а официальный текст изменений и поправок — в ежемесячном информационном указателе «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ближайшем выпуске ежемесячного информационного указателя «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет (*gost.e-ecolog.ru

© ISO, 2017
© Оформление. ФГБУ «Институт стандартизации», 2025

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1 Область применения 1
2 Нормативные ссылки 1
3 Термины и определения 1
4 Основные требования к проектированию системы виброизоляции 2
4.1 Характеристики системы виброизоляции 2
4.2 Вибрация машины 2
4.3 Стабильность работы машины 2
4.4 Одобрение применения 3
4.5 Установка и техническое обслуживание 3
5 Проектирование однокаскадной виброизоляции 3
5.1 Общие положения 3
5.2 Вибрация изолируемой машины 3
5.3 Собственная частота системы виброизоляции 3
5.4 Выбор типа виброизолятора 4
5.5 Расположение виброизоляторов 4
5.6 Проектирование фундамента 5
5.7 Расчет системы однокаскадной виброизоляции 6
6 Проектирование двухкаскадной виброизоляции 6
6.1 Общие положения 6
6.2 Вибрация изолируемой машины 6
6.3 Проектирование промежуточной рамы и фундамента 6
6.4 Выбор виброизоляторов верхнего и нижнего ярусов 6
6.5 Расположение виброизоляторов 7
6.6 Виброизоляция нескольких машин 7
6.7 Расчет системы двухкаскадной виброизоляции 7
Приложение А (справочное) Определение резонансных частот системы виброизоляции машины 9
Приложение ДА (справочное) Сведения о соответствии ссылочного национального стандарта международному стандарту, использованному в качестве ссылочного в примененном международном стандарте 10
Библиография 11

Введение

Вибрация корпуса судна оказывает негативное влияние как на находящихся на нем людей, так и — через излучение подводного шума — на окружающую среду. Причиной вибрации в том числе является установленное на судне оборудование, в связи с чем предъявляют требование к его виброизоляции.

Проектирование систем виброизоляции требует специальных знаний и опыта и должно выполняться компетентными специалистами с использованием современных средств. Данный стандарт предназначен в первую очередь для специалистов, занимающихся проектированием судна и судовых систем, чтобы дать общее представление о том, что такое системы виброизоляции, их назначение и какие требования при проектировании этих систем должны быть соблюдены. Это поможет им учесть предъявляемые требования к виброизоляции судового оборудования при проектировании судна и сформулировать задание проектировщикам систем виброизоляции.

НАЦИОНАЛЬНЫЙ СТАНДАРТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Вибрация

ВИБРАЦИЯ НА СУДАХ

Руководство по виброизоляции вспомогательного судового оборудования

Mechanical vibration. Vibration on ships. Guidelines on vibration isolation for shipboard auxiliary machinery

Дата введения — 2025—12—01

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает общее руководство по применению базовых физических принципов в целях оценки систем виброизоляции вспомогательного судового оборудования (машин, механизмов), таких как вспомогательный двигатель, компрессор, вентилятор, насос и тому подобные, применяемые для ослабления передаваемой от машин вибрации на корпус судна, снижения воздушного и производимого судном подводного шума.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использована нормативная ссылка на следующий стандарт:

ГОСТ Р ИСО 20283-3 Вибрация. Измерения вибрации на судах. Часть 3. Измерения вибрации судового оборудования перед его установкой

Примечание — При пользовании настоящим стандартом целесообразно проверить действие ссылочных стандартов в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет или по ежегодному информационному указателю «Национальные стандарты», который опубликован по состоянию на 1 января текущего года, и по выпускам ежемесячного информационного указателя «Национальные стандарты» за текущий год. Если заменен ссылочный стандарт, на который дана недатированная ссылка, то рекомендуется использовать действующую версию этого стандарта с учетом всех внесенных в данную версию изменений. Если заменен ссылочный стандарт, на который дана датированная ссылка, то рекомендуется использовать версию этого стандарта с указанным выше годом утверждения (принятия). Если после утверждения настоящего стандарта в ссылочный стандарт, на который дана датированная ссылка, внесено изменение, затрагивающее положение, на которое дана ссылка, то это положение рекомендуется применять без учета данного изменения. Если ссылочный стандарт отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, рекомендуется применять в части, не затрагивающей эту ссылку.

3 Термины и определения

В настоящем стандарте применены следующие термины с соответствующими определениями.

ИСО и МЭК поддерживают терминологические базы данных для использования в стандартизации по следующим адресам:

- платформа онлайн-просмотра ИСО: доступна на gost.e-ecolog.ru ;
- Электропедия МЭК: доступна на gost.e-ecolog.ru .

3.1 **однокаскадная виброизоляция** (single-stage vibration isolation): Способ виброизоляции, когда одиночную машину или несколько машин устанавливают на судовой фундамент через группу виброизоляторов.

Издание официальное

3.2 **двухкаскадная виброизоляция** (double-stage vibration isolation): Способ виброизоляции, когда одиночную машину или несколько машин устанавливают на промежуточную раму через группу виброизоляторов верхнего яруса, а промежуточную раму устанавливают на судовой фундамент через группу виброизоляторов нижнего яруса.

3.3 **ограничитель перемещения** (displacement limiter): Жесткий элемент, используемый в сочетании с виброизолятором для предотвращения чрезмерных перемещений виброизолируемого оборудования и связанных с ними повреждений системы виброизоляции.

3.4 **испытание на выбеге** (coast down test): Определение резонансных частот системы виброизоляции машины посредством ее отключения и записи сигнала вибрации во время выбега вплоть до останова.

Примечание — Определение резонансных частот системы виброизоляции рассматривается в приложении А.

3.5 ***опорный виброизолятор*** (*vertical load isolator*): *Виброизолятор, воспринимающий нагрузку от веса изолируемой машины при прямом положении судна, т. е. в отсутствие крена и дифферента.*

3.6 ***упорный виброизолятор*** (*thrust isolator*): *Виброизолятор, воспринимающий динамическую нагрузку в направлении, отличном от вертикального.*

Примечание — Наклонный виброизолятор, показанный на рисунке 3, относится к опорно-упорным виброизоляторам.

4 Основные требования к проектированию системы виброизоляции

4.1 Характеристики системы виброизоляции

Проектирование системы виброизоляции судна основано на предъявляемых требованиях к ее характеристикам с учетом динамического поведения конструкции судна, включая ее резонансы и жесткость фундаментов устанавливаемых машин. Выбор типа системы виброизоляции (типов виброизоляторов или их сочетания) зависит от требований к разности в уровнях вибрации судовых машин и корпуса судна, *требований по допустимым перемещениям механизма на виброизоляторах при статических* (*крен, дифферент*) *и квазистатических* (*качка на морском волнении*) *воздействиях, а также при ударных сотрясениях*. Также следует учитывать ограничения на массу системы и занимаемый ею объем внутрисудового пространства. Кроме того, при проектировании системы виброизоляции может потребоваться учет требований к воздействию вибрации на находящихся на судне людей (см. [1]), а также технических характеристик судна.

Практика показывает, что применение однокаскадной виброизоляции способно снизить уровень передаваемой на корпус судна вибрации на величину около 15 дБ, а двухкаскадной — до 25—30 дБ и более. В случае двухкаскадной виброизоляции степень ее эффективности в значительной степени зависит от массы промежуточной рамной конструкции — чем она тяжелее, тем больше ослабление вибрации. Выбор конструкции рамы, тем самым, представляет собой компромисс между стремлением облегчить нагрузку на корпус судна и желанием снизить его вибрацию. Наиболее эффективно система двухкаскадной виброизоляции с массивной промежуточной рамой подавляет вибрацию в области высоких частот.

4.2 Вибрация машины

В общем случае применение виброизоляции может увеличить вибрацию машины. Если она становится слишком велика, это может вызвать усталостные повреждения в конструкции машины и снизить надежность ее работы. Поэтому при проектировании системы виброизоляции необходимо учитывать требования к вибрационному состоянию изолируемой машины в соответствии со спецификацией на судовое оборудование или согласно [2].

4.3 Стабильность работы машины

Система виброизоляции должна быть спроектирована с учетом обеспечения стабильной работы изолируемой машины в условиях крена, дифферента, бортовой и килевой качки судна. Чтобы перемещения в гибких соединениях систем виброизоляции не превышали допустимых значений, в составе системы виброизоляции применяют ограничители перемещения. *При расчетных оценках систем виброизоляции необходимо учитывать жесткость гибких соединений системы виброизоляции в случае, если их суммарная жесткость превышает 20 % жесткости системы виброизоляции в целом.*

4.4 Одобрение применения

Элементы системы виброизоляции должны удовлетворять требованиям к судовому оборудованию[1)] и быть одобренными в ходе приемки.

4.5 Установка и техническое обслуживание

Система виброизоляции должна быть спроектирована с учетом необходимости ее технического обслуживания и замены вышедших из строя виброизоляторов. С точки зрения обслуживания целесообразно, чтобы все виброизоляторы были одного типоразмера или имели схожие массогабаритные и жесткостные характеристики.

5 Проектирование однокаскадной виброизоляции

5.1 Общие положения

При проектировании системы однокаскадной виброизоляции учитывают вибрационные характеристики машины, расположение ее центра тяжести, массу, габаритные размеры, расположение во внутрисудовом пространстве, *места крепления неопорных связей* (*трубопроводов, кабелей и т. д.*), вид опорных поверхностей машины и пр. Желаемые характеристики виброизоляции получают оптимизацией параметров и расположения виброизоляторов на основе анализа динамического поведения системы.

5.2 Вибрация изолируемой машины

При проектировании учитывают спектральный состав вибрации машины, определенный в соответствии с *ГОСТ Р ИСО 20283-3*.

5.3 Собственная частота системы виброизоляции

Для системы однокаскадной виброизоляции рассматривают шесть направлений движения, по которым раскладывают вынуждающую силу, действующую со стороны изолируемой машины. В упрощенном анализе колебания машины на системе виброизоляции в разных направлениях рассматривают как независимые, т. е. описываемые совокупностью систем с одной степенью свободы. Для каждого из направлений основная частота возбуждения f должна не менее чем в $\sqrt{2}$ раз превышать собственную частоту системы виброизоляции f_n, $f / f_n > \sqrt{2}$. Модуль коэффициента передачи перемещения от машины к фундаменту T зависит от безразмерной частоты и коэффициента потерь η [$\eta = 2\xi(f / f_n)$, где ξ — относительное демпфирование] в соответствии с формулой

$$T = \sqrt{\frac{1+\eta^2}{\left[\left(f/f_n\right)^2 - 1\right]^2 + \eta^2}}. \quad (1)$$

На частотах выше $\sqrt{2}f_n$ модуль коэффициента передачи T будет меньше единицы. Это подтверждает тот факт, что с увеличением отношения f / f_n эффективность виброизоляции повышается, поэтому при проектировании системы виброизоляции ее собственную частоту f_n рекомендуется делать по возможности ниже.

На частотах ниже $\sqrt{2}f_n$ передаваемая вибрация при наличии системы виброизоляции будет выше, чем при ее отсутствии. Вследствие этого проектирование системы виброизоляции для бортового вспомогательного оборудования в значительной степени зависит от частоты вращения или цикла работы изолируемой машины. В случае низкооборотных машин проектирование системы виброизоляции представляет собой более сложную задачу.

Собственная частота f_n является частотой свободных колебаний системы после снятия внешнего воздействия. Для системы с одной степенью свободы (см. рисунок 1) f_n, Гц, рассчитывают по формуле

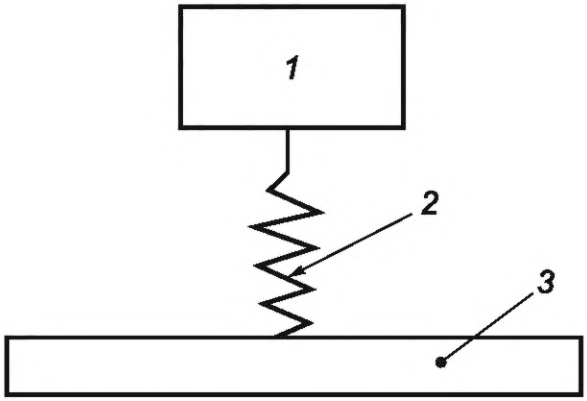
$$f_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{M}}, \quad (2)$$

[1)] *В Российской Федерации требования к судовому оборудованию установлены Российским классификационным обществом и Российским морским регистром судоходства.*

где K — коэффициент жесткости, Н/м;

M — масса, кг.

Собственная частота, рассчитанная по формуле (2), должна удовлетворять требованиям настоящего пункта и раздела 4. В противном случае выбор виброизоляторов или их расположение следует изменить, а расчеты системы выполнить заново.



1 — масса *M*; *2* — пружина с коэффициентом жесткости *K*; *3* — фундамент

Рисунок 1 — Схематическое представление системы однокаскадной виброизоляции

5.4 Выбор типа виброизолятора

В общем виде процедура выбора состоит в следующем.

Исходя из ожидаемых динамических и статических нагрузок, определяемых конструкцией и условиями работы изолируемой машины (ее массой, крутящим моментом), определяют собственную частоту системы (коэффициент жесткости) и относительное демпфирование, обеспечивающие желаемую степень снижения передаваемой вибрации во всем диапазоне частот работы системы.

С учетом полученных характеристик выбирают типоразмер виброизоляторов, воспринимающих вес машины (опорных виброизоляторов) и их количество. При этом учитывают, что предельные допустимые перемещения виброизоляторов в рабочем режиме должны превышать амплитуду перемещения на резонансе системы.

Для корректной работы системы виброизоляции весовая нагрузка на опорные виброизоляторы должна удовлетворять условию

$$0{,}5P_n \le \frac{Mg}{n} \le P_n, \qquad (3)$$

где P_n — номинальная нагрузка на виброизолятор в рабочем направлении, Н;

M — масса изолируемой машины, кг;

g — ускорение свободного падения, g = 9,81 м/с^2;

n — число опорных виброизоляторов в системе виброизоляции машины.

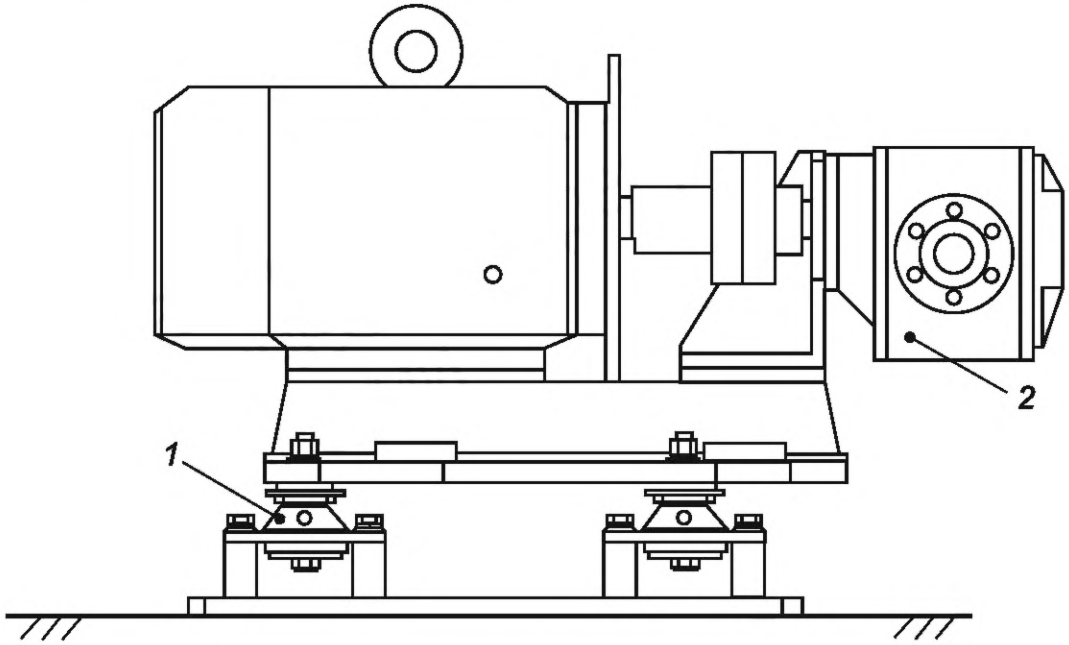
В случае необходимости выбирают типоразмеры упорных виброизоляторов, ограничителей перемещений и их количество для обеспечения снижения перемещений при приложении статических и квазистатических усилий, вызванных статическими наклонениями и качкой судна в условиях волнения, а также возможными импульсными сотрясениями.

5.5 Расположение виброизоляторов

Расположение виброизоляторов определяют с учетом направлений действия вынуждающей силы, массы изолируемой машины, расположения ее центра тяжести, соединения машины с корпусом судна и ее расположения на судне. Виброизоляторы устанавливают симметрично относительно главной центральной оси инерции машины, чтобы уменьшить связь между составляющими вибрации в разных направлениях.

Тип и расположение виброизоляторов зависят от положения машины относительно фундамента — горизонтального или под углом:

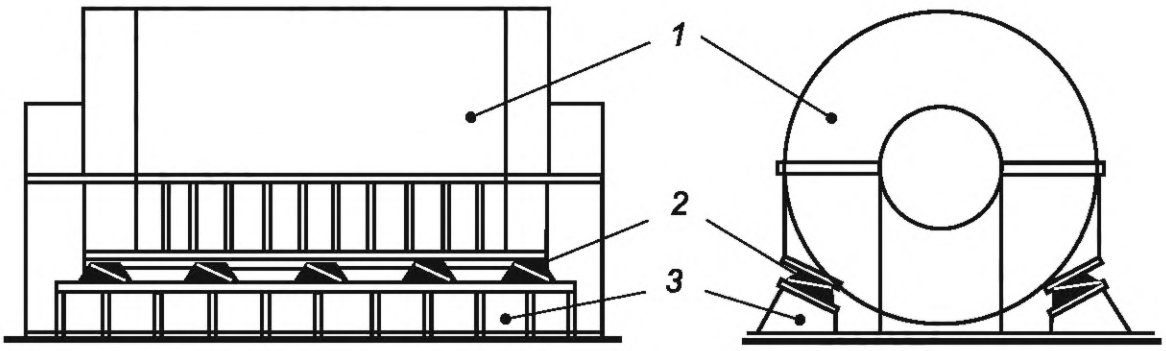
а) чаще всего для горизонтально расположенных машин используют виброизоляторы, работающие в вертикальном направлении (см. рисунок 2);



1 — виброизолятор; *2* — масляный насос

Рисунок 2 — Пример установки машины с вертикальными виброизоляторами

б) наклонные виброизоляторы используют для крупногабаритных машин с высоко расположенным центром тяжести (см. рисунок 3). Если рассматривать жесткость наклонного виброизолятора как вектор, действующий в рабочем направлении виброизолятора, то жесткость системы виброизоляции в каждом из направлений трех главных осей жесткости определяется проекцией вектора жесткости виброизолятора на эти оси.



1 — двигатель; *2* — виброизолятор; *3* — фундамент

Рисунок 3 — Пример установки машины с наклонными виброизоляторами

5.6 Проектирование фундамента

Проектирование фундамента выполняют с учетом массы, размеров и расположения изолируемой машины. Фундамент должен быть жестко соединен с корпусными конструкциями судна и иметь максимально возможную жесткость. Практика показывает, что входной механический импеданс фундамента в диапазоне частот работы системы виброизоляции должен превышать механический импеданс виброизолятора в 6—10 раз и более.

5.7 Расчет системы однокаскадной виброизоляции

При проектировании системы виброизоляции необходимо стремиться к совпадению центра тяжести изолируемой машины и центра жесткости системы виброизоляции или расположению их на одной вертикальной оси. Система виброизоляции должна удовлетворять требованиям по отношению низшей собственной частоты к частоте возбуждения и обеспечению сохранения стабильного положения машины на упругих опорах. Процесс расчета может предусматривать несколько итераций с целью обеспечения наибольшей эффективности виброизоляции и включает в себя следующие основные элементы:

- расчет собственных частот системы виброизоляции;
- расчет эксцентриситета между центром тяжести машины и центром жесткости системы виброизоляции;
- расчет отношений основных частот возбуждения к собственной частоте системы виброизоляции;
- расчет стабильности положения машины на упругих опорах при всех видах эксплуатационных и аварийных воздействий.

6 Проектирование двухкаскадной виброизоляции

6.1 Общие положения

Двухкаскадную систему виброизоляции обычно используют в том случае, когда однокаскадная система не позволяет обеспечить требуемое снижение передаваемой вибрации.

6.2 Вибрация изолируемой машины

Как и в случае системы однокаскадной виброизоляции, выполняют спектральный анализ вибрации машины в каждом из рассматриваемых направлений вдоль главных центральных осей инерции с целью определить основные частоты возбуждения.

6.3 Проектирование промежуточной рамы и фундамента

Промежуточная рама должна быть достаточно жесткой, чтобы не прогибаться под действием статической нагрузки, создаваемой машиной. Основная собственная частота изгибных колебаний промежуточной рамы должна быть высока, насколько это возможно, и в любом случае превышать частоту возбуждения, создаваемого машиной. Для нахождения оптимальной конструкции промежуточной рамы, обеспечивающей высокое значение собственной частоты колебаний и малое значение коэффициента передачи на основных частотах возбуждения, рекомендуется использовать модальный анализ и расчет передаточной функции.

Для эффективного снижения вибрации, передаваемой машиной, входной механический импеданс фундамента должен быть достаточно высок, чего можно добиться, например, увеличением толщины его опорной пластины, к которой крепится виброизолятор. При необходимости фундамент покрывают слоем материала с высоким демпфированием в целях снижения вибрации на резонансе.

Эффективность системы виброизоляции будет увеличиваться с увеличением массы промежуточной рамы, однако при этом следует учитывать ограничения на общую массу системы.

6.4 Выбор виброизоляторов верхнего и нижнего ярусов

Система двухкаскадной виброизоляции имеет двенадцать степеней свободы. Если движения в каждом направлении независимы, то достаточно рассмотреть систему с двумя степенями свободы для каждого направления. При правильном выборе жесткости виброизоляторов верхнего и нижнего ярусов собственные частоты системы будут находиться в узкой полосе частот, не совпадая при этом с основными частотами возбуждения. Для каждого из направлений собственная частота системы должна быть не менее чем в $\sqrt{2}$ раз ниже основной частоты возбуждения.

Виброизоляция будет эффективной только на частотах, превышающих высшую из двух собственных частот системы, которая обычно определяется резонансными колебаниями промежуточной рамы. Увеличением массы промежуточной рамы эту частоту можно понизить. При этом чрезмерные перемещения системы должны быть предотвращены ограничителями. Обычно самым простым способом понизить собственные частоты системы и улучшить качество виброизоляции является уменьшение жесткости виброизоляторов нижнего яруса.

6.5 Расположение виброизоляторов

В отношении установки виброизоляторов следуют положениям 5.5.

6.6 Виброизоляция нескольких машин

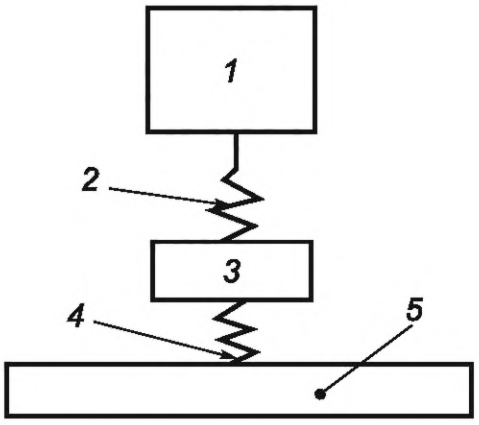
Иногда при необходимости изолировать группу машин целесообразно установить их на общую массивную платформу, изолировать каждую машину от платформы, а саму платформу — от опорной конструкции. В этом случае платформа является промежуточной рамой двухкаскадной системы виброизоляции сразу для нескольких машин. Такое решение позволит снизить общую нагрузку на корпус судна. При этом платформа не должна иметь собственных резонансов в диапазоне частот возбуждения. При невозможности выполнить данное требование в механическую систему вводят высокое демпфирование.

6.7 Расчет системы двухкаскадной виброизоляции

Расчет системы двухкаскадной виброизоляции включает в себя следующие основные элементы:

- расчет собственных частот системы виброизоляции и передаточной функции от машины к фундаменту;
- модальный анализ и расчет конструктивной прочности промежуточной рамы;
- расчет стабильности положения машины при использовании системы двухкаскадной виброизоляции.

Схематично система двухкаскадной виброизоляции для одного направления движения изображена на рисунке 4. В такой системе масса M_1 машины соединена с опорной конструкцией через два упругих элемента (пружины) с коэффициентами жесткости K_1 и K_2 и промежуточную раму массой M_2. *В данном случае центр жесткости обоих каскадов системы виброизоляции лежит на одной вертикальной оси с центром тяжести изолируемой машины.*



1 — масса M_1; *2* — пружина с коэффициентом жесткости K_1; *3* — масса M_2; *4* — пружина с коэффициентом жесткости K_2; *5* — фундамент

Рисунок 4 — Схематическое представление системы двухкаскадной виброизоляции

Система, изображенная на рисунке 4, имеет две степени свободы, которым соответствуют собственные частоты f_1 и f_2, рассчитываемые по формулам:

$$f_1 = f_1' \left(C + \sqrt{C^2 - R^2} \right)^{\frac{1}{2}}, \tag{4}$$

$$f_2 = f_1' \left(C - \sqrt{C^2 - R^2} \right)^{\frac{1}{2}}, \tag{5}$$

где

$$2C = R^2 + 1 + K_1/K_2; \tag{6}$$

$$R = f_2' / f_1'; \tag{7}$$

$$f_1' = \frac{1}{2\pi\sqrt{M_1\left(\frac{1}{K_1}+\frac{1}{K_2}\right)}}; \tag{8}$$

$$f_2' = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_1+K_2}{M_2}}. \tag{9}$$

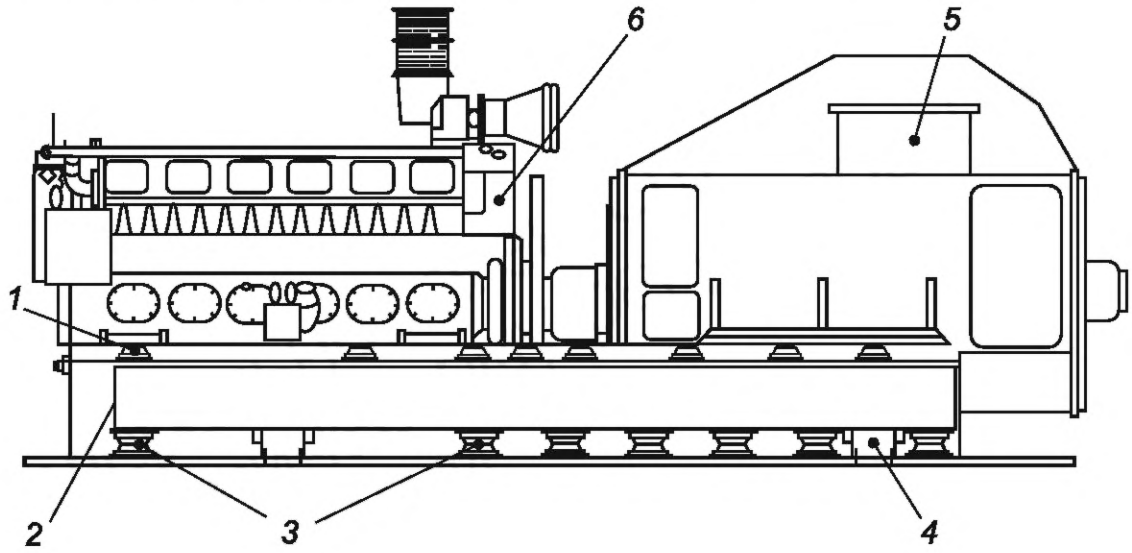
Формула (8) определяет собственную частоту системы, изображенной на рисунке 4, в отсутствие промежуточной массы (пружины соединены друг с другом).

Формула (9) определяет собственную частоту колебаний массы M_2 при условии, что масса M_1 полностью заторможена.

Собственная частота f_1, определяемая по формуле (4), будет всегда выше и f_1', и f_2'. Собственная частота f_2, определяемая по формуле (5), будет всегда ниже и f_1', и f_2'.

Если результаты расчетов собственных частот не будут удовлетворять требованиям 6.4, процедуру проектирования следует выполнить заново.

Пример системы двухкаскадной виброизоляции показан на рисунке 5.



1 — виброизолятор верхнего яруса; *2* — промежуточная масса; *3* — виброизолятор нижнего яруса; *4* — ограничитель перемещения; *5* — генератор; *6* — дизельный двигатель

Рисунок 5 — Пример системы двухкаскадной виброизоляции

Приложение А
(справочное)

Определение резонансных частот системы виброизоляции машины

А.1 Общие положения

Возбуждаемые резонансы являются частой причиной повышенной вибрации машины. Резонанс имеет место в случае, когда частота возбуждения совпадает с собственной частотой системы. Высокая вибрация на резонансе может привести к повреждению самой машины и связанного с ней оборудования, что определяет необходимость принятия мер по предотвращению явления резонанса.

Прежде чем выполнить какие-либо действия по отстройке от резонанса, рекомендуется выявить его экспериментально одним из известных методов. Быстрыми и практичными способами выявления резонансов являются испытания на выбеге машины и испытания с искусственным импульсным возбуждением.

А.2 Испытания на выбеге

Если конструкция машины допускает изменение частоты вращения ротора, то для поиска частоты резонанса системы виброизоляции можно плавно изменять частоту вращения от ее нижней до верхней границы или, наоборот, от верхней границы до нижней. На практике, однако, часто изменение частоты вращения ротора обеспечивают отключением машины. При этом используют две разновидности метода испытания на выбеге: с удержанием пикового значения и с определением скачка фазы.

При испытании с удержанием пикового значения используют измерения вибрации машины в процессе выбега с применением функции удержания пикового значения на всем периоде измерений. В отсутствие резонанса при выбеге наблюдается равномерный спад вибрации. Если же в какой-то момент наблюдается резкий скачок вибрации, то, скорее всего, это является следствием возбуждения резонанса, и скорость ротора, на которой наблюдался скачок, соответствует частоте резонанса.

При испытании с определением скачка фазы используют измерительную аппаратуру, позволяющую контролировать фазу сигнала вибрации. Скачок фазы на 180° свидетельствует о прохождении собственной частоты системы.

А.3 Испытания с искусственным импульсным возбуждением

В испытании данного вида анализируют отклик системы на ударное воздействие, что позволяет определить моды и собственные частоты вибрации.

Испытания проводят при неработающей машине. Удар измерительным молотком по конструкции машины позволяет возбудить отклик в широком диапазоне частот и по пикам в спектре отклика, сопровождающимися скачками фазы, выявить резонансные частоты.

Обычно для искусственного импульсного возбуждения используют инструментальный молоток, на ударном конце (бойке) которого имеется датчик силы[1)]. На конструкцию машины устанавливается акселерометр для регистрации ударного отклика. Это позволяет выполнить синхронную запись сигналов вынуждающей силы и вибрационного отклика. Во избежание пропуска возможных резонансов удары наносят в разных точках конструкции.

[1)] *Допускается для измерения силы использовать акселерометр, устанавливаемый на тыльной части инструментального молотка* (*см. ГОСТ Р 59368.5—2021, примечание 2 к п. 5.2*).

Приложение ДА
(справочное)

Сведения о соответствии ссылочного национального стандарта международному стандарту, использованному в качестве ссылочного в примененном международном стандарте

Таблица ДА.1

Обозначение ссылочного национального стандарта	Степень соответствия	Обозначение и наименование ссылочного международного стандарта
ГОСТ Р ИСО 20283-3	IDT	ISO 20283-3:2006 «Вибрация. Измерения вибрации на судах. Часть 3. Измерения вибрации судового оборудования перед его установкой»

Примечание — В настоящей таблице использовано следующее условное обозначение степени соответствия стандарта:
IDT — идентичный стандарт.

Библиография

[1] ИСО 20283-5 — Вибрация. Измерения вибрации на судах. Часть 5. Руководство по измерению, представлению и оценке вибрации, воздействующей на человека на пассажирских и торговых судах[1)] (Mechanical vibration — Measurement of vibration on ships — Part 5: Guidelines for measurement, evaluation and reporting of vibration with regard to habitability on passenger and merchant ships)

[2] ИСО 10816 (все части) — Вибрация. Оценка вибрационного состояния машин по результатам измерений на невращающихся частях [2)] (Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts)

[1)] Рекомендуется применять гармонизированный стандарт ГОСТ Р ИСО 20283-5—2023 «Вибрация. Руководство по измерению, представлению и оценке судовой вибрации, воздействующей на человека. Пассажирские и торговые суда».

[2)] Серия международных стандартов ISO 10816 заменена на ISO 20816. Рекомендуется применять гармонизированные стандарты:

- ГОСТ Р ИСО 20816-1—2021 «Вибрация. Измерения вибрации и оценка вибрационного состояния машин. Часть 1. Общее руководство»;
- ГОСТ Р ИСО 20816-3—2023 «Вибрация. Измерения вибрации и оценка вибрационного состояния машин. Часть 3. Промышленное оборудование мощностью свыше 15 кВт и частотой вращения от 120 до 30 000 мин$^{-1}$»;
- ГОСТ Р ИСО 20816-4—2022 «Вибрация. Измерения вибрации и оценка вибрационного состояния машин. Часть 4. Газовые турбины с гидравлическими подшипниками мощностью свыше 3 МВт»;
- ГОСТ Р ИСО 20816-8—2023 «Вибрация. Измерения вибрации и оценка вибрационного состояния машин. Часть 8. Поршневые компрессорные установки»;
- ГОСТ Р ИСО 20816-9—2023 «Вибрация. Измерения вибрации и оценка вибрационного состояния машин. Часть 9. Зубчатые редукторы».

УДК 629.5.01:534.1:006.354 ОКС 47.020.01

Ключевые слова: суда, вибрация, виброизоляция, однокаскадная виброизоляция, двухкаскадная виброизоляция, проектирование, испытания

Редактор *Н.А. Аргунова*
Технический редактор *В.Н. Прусакова*
Корректор *Р.А. Ментова*
Компьютерная верстка *Е.О. Асташина*

Сдано в набор 21.04.2025. Подписано в печать 22.04.2025. Формат 60×84⅛. Гарнитура Ариал.
Усл. печ. л. 1,86. Уч.-изд. л. 1,68.

Подготовлено на основе электронной версии, предоставленной разработчиком стандарта

Создано в единичном исполнении в ФГБУ «Институт стандартизации»
для комплектования Федерального информационного фонда стандартов,
117418 Москва, Нахимовский пр-т, д. 31, к. 2.

gost.e-ecolog.ru gost.e-ecolog.ru

gost.e-ecolog.ru