

DOI: 10.24937/2542-2324-2023-1-403-159-166
УДК 62-752:629.5

В.Ю. Кирпичников, А.А. Гришин, В.В. Савенко, В.Ю. Смольников
ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, Россия

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРОДЕМПФИРОВАНИЯ ТОЛСТОЛИСТОВОЙ СУДОВОЙ КОНСТРУКЦИИ

Объект и цель работы. Объектом является толстолистовая судовая пластина с подкреплением. Цель исследования – определение эффективности вибродемпфирующего устройства, содержащего резонансные полосовые вибропоглотители и два нанесенных на них армированных вибропоглощающих покрытия.

Материалы и методы. Измерение спектров вибрации пластины без средств вибропоглощения и при их установке с использованием самоклеящейся полимерной пленки на основе поливинилацетата.

Основные результаты. Установлена принципиальная возможность эффективного вибродемпфирования толстолистовой конструкции.

Закключение. Показано, что уровни вибрации толстолистовой конструкции в широком частотном диапазоне могут быть уменьшены с помощью средств, имеющих существенно меньшую общую массу, чем масса демпфируемой конструкции.

Ключевые слова: толстолистовая конструкция, вибрация, средства вибропоглощения, эффективность.

Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.

DOI: 10.24937/2542-2324-2023-1-403-159-166
UDC 62-752:629.5

V.Yu. Kirpichnikov, A.A. Grishin, V.V. Savenko, V.Yu. Smolnikov
Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russia

VIBRATION DAMPING OF THICK-PLATED SHIP STRUCTURE: EXPERIMENTAL STUDIES

Object and purpose of research. This paper discusses thick stiffened plates for ship structures. The purpose is to determine the efficiency of vibration dampers (resonant anti-vibration straps with two reinforced vibration damping coatings installed on them).

Materials and methods. Measurements of plate vibration spectra with and without vibration dampers stuck to the structure by means of a PVA-based self-adhesive tape.

Main results. The study has established that efficient vibration damping of thick-plated structures is possible in principle.

Conclusion. The study showed that vibration levels of thick-plated structure in a wide frequency band could be reduced by means of the dampers with the total weight considerably lower than the weight of the target structure itself.

Keywords: thick-plated structure, vibration dampers, efficiency.

The authors declare no conflicts of interest.

Введение

Introduction

Одним из основных направлений совершенствования технических характеристик судов различного

назначения и улучшения условий жизнедеятельности их персонала и пассажиров является уменьшение уровней вибрации корпусных и внутрикорпусных конструкций, а также уровней порождаемого вибрацией шума в помещениях и во внешних средах.

Для цитирования: Кирпичников В.Ю., Гришин А.А., Савенко В.В., Смольников В.Ю. Экспериментальные исследования вибродемпфирования толстолистовой судовой конструкции. Труды Крыловского государственного научного центра. 2023; 1(403): 159–166.

For citations: Kirpichnikov V.Yu., Grishin A.A., Savenko V.V., Smolnikov V.Yu. Vibration damping of thick-plated ship structure: experimental studies. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2023; 1(403): 159–166 (in Russian).

Разработаны многочисленные средства снижения уровней вибрации и шума, физические основы работоспособности которых описаны, например, в работах [1–4]. В числе таких средств – вибропоглощающие покрытия [2–6].

Наибольшее распространение в судостроении получили армированные вибропоглощающие покрытия (АВП), состоящие из диссипативного слоя упругого материала и жесткого армирующего слоя. При использовании упругих материалов, имеющих небольшие потери колебательной энергии (например, резин), эффективность АВП, особенно на низких частотах демпфируемых конструкций, оказывается малой даже при их большой массе, составляющей 40–50 % массы конструкций [3, 4]. Основной путь повышения эффективности АВП на этих частотах одновременно с уменьшением их массы – это использование материалов с большим вибропоглощением в качестве диссипативного слоя, которое способствует демпфированию вибрационных процессов и уменьшению уровней резонансных максимумов в спектрах вибрации и шумоизлучения конструкций.

Одним из таких материалов является тонкая (толщиной 0,5 мм) полимерная пленка на основе поливинилацетата производства ОАО «Пластполимер». Коэффициент потерь η колебательной энергии этой пленки в диапазоне температур наибольшего вибропоглощения находится в пределах от 2,0 до 3,0 [7]. Нанесение на пластину АВП с использованием такой пленки позволяет получить коэффициент потерь колебательной энергии как на низких, так и на более высоких резонансных частотах от 0,05 до 0,12 [6].

Альтернативным средством вибродемпфирования конструкций являются резонансные пластинчатые или полосовые вибропоглотители (РПВ), представляющие собой устанавливаемые на конструкцию резонирующие металлические пластины (полосы), облицованные поливинилацетатом или вышеописанным высокоэффективным АВП [8].

Экспериментальные исследования эффективности подобных армированных вибропоглощающих покрытий и РПВ выполнялись при их установке на достаточно тонкие пластинчатые и оболочечные конструкции толщиной несколько миллиметров. Однако некоторые корпусные и внутрикорпусные конструкции (например, фундаменты под крупногабаритным оборудованием) современных судов выполнены из пластин, имеющих на порядок большую толщину. В ряде случаев толщина пластин составляет 20–40 мм, а иногда и больше. Так,

толщина носовой части ледового пояса ледокола «Лидер» (пр. 10510) равняется 80 мм.

Следует учитывать, что увеличение толщины конструкций оказывает на их вибровозбудимость неодинаковое на низких и высоких частотах влияние. Если на низких частотах, где работает классическая теория изгибных колебаний, утолщение конструкций (резонансные явления не рассматриваются) уменьшает их вибровозбудимость, то на высоких частотах эффект утолщения может быть иным.

Последнее связано с тем, что на высокочастотные изгибные колебания, имеющие меньшую, чем примерно шесть толщин конструкции, длину волны, существенно большее, чем на низких частотах, влияние оказывают такие факторы, как сдвиг и инерция вращения поперечных сечений конструкции, а также волновые колебательные процессы в направлении ее толщины. Оценочные значения низшей частоты соответствующего высокочастотного диапазона колебаний толстолистовой стальной конструкции толщиной 50 и 80 мм равняются примерно 6,1 и 3,4 кГц соответственно.

Следствием утолщения пластинчатых конструкций является и изменение их излучательной способности. Действительно, при тех же толщинах критическая частота $f_{кр}$, на которой длина изгибной волны в пластине равняется длине звуковой волны в воде (воздухе), составляет $\sim 4,2$ кГц (~ 210 Гц) и $\sim 2,9$ кГц (~ 140 Гц) соответственно. Известно [9], что мощность звукоизлучения возбуждаемой сосредоточенной силой пластины на частотах $f \geq f_{кр}$ существенно превосходит излучаемую мощность на более низких частотах. Повышенная интенсивность резонансного звукоизлучения пластин на указанных частотах отмечалась в работе [10].

Толстолистовые судовые конструкции могут подвергаться воздействию интенсивных динамических нагрузок со стороны как внешних (ледовый пояс), так и внутренних (опорная пластина фундамента виброактивного оборудования) источников. Актуальная задача снижения повышенных уровней вибрации и шумоизлучения толстолистовых конструкций с помощью средств вибропоглощения до настоящего времени не решалась.

Целью работы является экспериментальное исследование вибрационных характеристик толстолистовой конструкции и эффективности ее вибродемпфирования с помощью установленных на ней резонансных полосовых вибропоглотителей и дополнительных армированных вибропоглощающих покрытий.

Экспериментальная установка. Метод исследований

Test setup. Research method

Толстолистовая корпусная конструкция, использованная для выполнения исследований, представляла собой подкрепленную плоскую пластину с размерами в плане $3,22 \times 2,82$ м и толщиной 55 мм (рис. 1). Пластина имела четыре параллельных коротким кромкам подкрепления в форме тавра высотой 0,45 м и толщиной 25 мм. Размеры полки тавра: ширина – 0,14 м, толщина – 25 мм. Расстояние между подкреплениями (шпация) равнялось 0,77 м. Конструкция опиралась тавровыми подкреплениями на резиновые прокладки общей толщиной ~0,1 м, расположенные на бетонном полу лабораторного помещения.

Исследования вибрационных характеристик толстолистовой конструкции и эффективности испытанных средств вибропоглощения проводились при периодическом ударном возбуждении массой 3,5 кг с установленным на ней датчиком вибрации. Типовой частотный спектр возбуждающей силы F приведен на рис. 2.

Измерялись уровни входной (в точке возбуждения) и переходной (в других точках) вибровозбудимостей демпфируемой пластины. Под вибровозбудимостью A/F , дБ, подразумевается отношение уровня виброускорения A , м/с^2 , к возбуждающей силе F , Н, равное величине $20 \lg(AF_0/Fa_0)$, где a_0 – пороговый уровень виброускорения, 10^{-6} м/с^2 ; $F_0 = 1$ Н.

Эффективностью средств вибропоглощения в дальнейшем будем называть снижение уровня вибровозбудимости пластины в конкретной точке измерения при установке средств вибропоглощения в сравнении с уровнем соответствующей вибровозбудимости при их отсутствии.

Результаты измерений вибрационных характеристик незатемпфированной пластины

Measurement results of vibration characteristics of the non-damped plate

На начальном этапе работы определялись основные вибрационные характеристики пластины при отсутствии на ней средств вибропоглощения – резонанс-

Рис. 1. Расположение точек возбуждения и измерения вибрации толстолистовой корпусной конструкции при отсутствии средств вибропоглощения

Fig. 1. Locations of excitation and vibration measurement points on thick-plated hull structure without vibration dampers

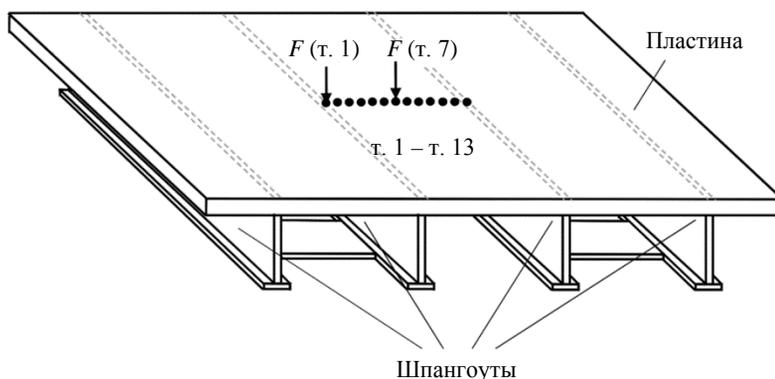
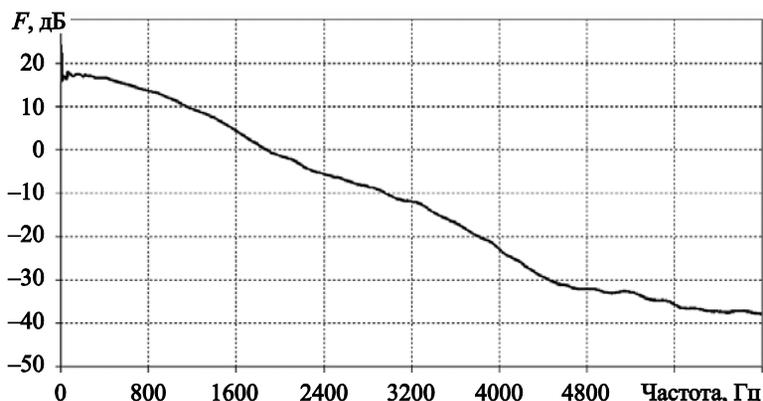


Рис. 2. Типовой частотный спектр возбуждающей силы

Fig. 2. Typical frequency spectrum of exciting force



ные частоты и значения коэффициента потерь колебательной энергии.

На рис. 3 в качестве примера изображены узкополосные ($\Delta f = 0,31$ Гц) спектры входной вибровозбудимости пластины в точках, находящихся в геометрическом центре шпации (кривая 2) и над подкреплением (кривая 1) соответственно, показанных на рис. 1.

Обращаясь к рис. 3, можно предположить, что низшая резонансная частота f_{11} изгибных колебаний шпации равняется 158 Гц. Действительно, в отличие от максимумов с более низкими частотами, уровни входной вибровозбудимости пластины в середине шпации на указанной частоте значительно больше, чем в точке, находящейся над подкреплением.

Это предположение подтвердили результаты измерений распределения уровней вибрации при последовательном возбуждении пластины в 13 точках по ширине шпации (рис. 1). Установлено, что измеренные в соответствующем направлении фор-

мы изгибных колебаний пластины на резонансной частоте 158 Гц имеют вид полуволны с максимумом в точке возбуждения (рис. 4).

Аналогичные формы изгибных колебаний шпации зарегистрированы при ее возбуждении в указанных точках на более высоких частотах. С учетом этого сделан вывод, что частоты 208, 262, 271 и 303 Гц являются также резонансными частотами f_{q1} полуволновых мод изгибных колебаний по ширине шпации демпфируемой пластины (с разным числом полуволн в направлении вдоль подкреплений q).

Величины коэффициента потерь η колебательной энергии в пластине определялись по формуле $\Delta f_p / f_p$, где Δf_p – ширина резонансного максимума в спектре входной вибровозбудимости на уровне -3 дБ от его наибольшего значения на резонансной частоте f_p . Значения η на частотах резонансных максимумов 158, 262, 271, 468, 775 и 808 Гц находились в диапазоне от $2,5 \cdot 10^{-3}$ (808 Гц) до $1,3 \cdot 10^{-2}$ (158 Гц).

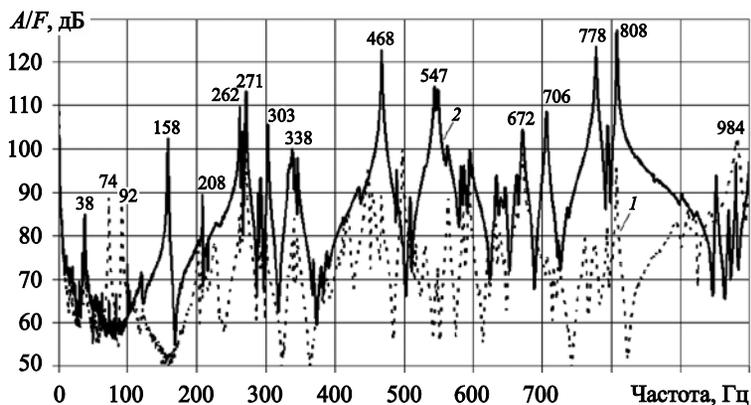


Рис. 3. Входная вибровозбудимость пластины в точке 1 (кривая 1) и в точке 7 (кривая 2)

Fig. 3. Input vibration excitability of plate at Point 1 (curve 1) and Point 7 (curve 2)

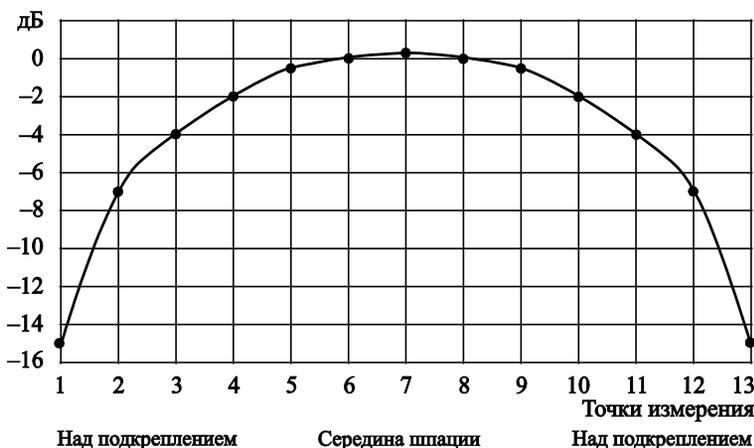


Рис. 4. Измеренная форма изгибных колебаний по ширине шпации пластины на частоте 158 Гц

Fig. 4. Measured shape of bending vibrations over plate spacing width at the frequency 158 Hz

Средства вибропоглощения и их эффективность

Vibration dampers and their efficiency

Вибродемпфирование толстолистовой корпусной конструкции осуществлялось с использованием резонансных полосовых вибропоглотителей (РПВ) и дополнительных армированных вибропоглощающих покрытий. Все испытанные средства вибропоглощения устанавливались в пределах средней шпации пластины (рис. 5).

В качестве РПВ использовались стальные полосы длиной 0,36 м, шириной 0,1 м и толщиной 4 мм. Полоса каждого РПВ крепилась к пластине с помощью самоклеящейся полимерной пленки типа ВПС-2,5 из поливинилацетата толщиной 0,5 мм.

Размеры полос выбирались исходя из соответствия нижней резонансной частоты f_1 их изгибных колебаний нижней резонансной частоте f_{11} изгибных колебаний шпации. Расчетное значение резонансной частоты f_1 в предположении, что полоса имеет свободные кромки, равняется 158 Гц.

Резонансные полосовые вибропоглотители были установлены четырьмя группами, по 12 в каждой (рис. 5). Расстояние между соседними вибропоглотителями в обоих направлениях было около 5 мм, расстояние между группами РПВ – 0,13 м. Общая масса РПВ равнялась ~55 кг и составляла 1 % массы M демпфируемой пластины с подкреплениями.

Каждая группа РПВ дополнительно облицовывалась армированным вибропоглощающим покры-

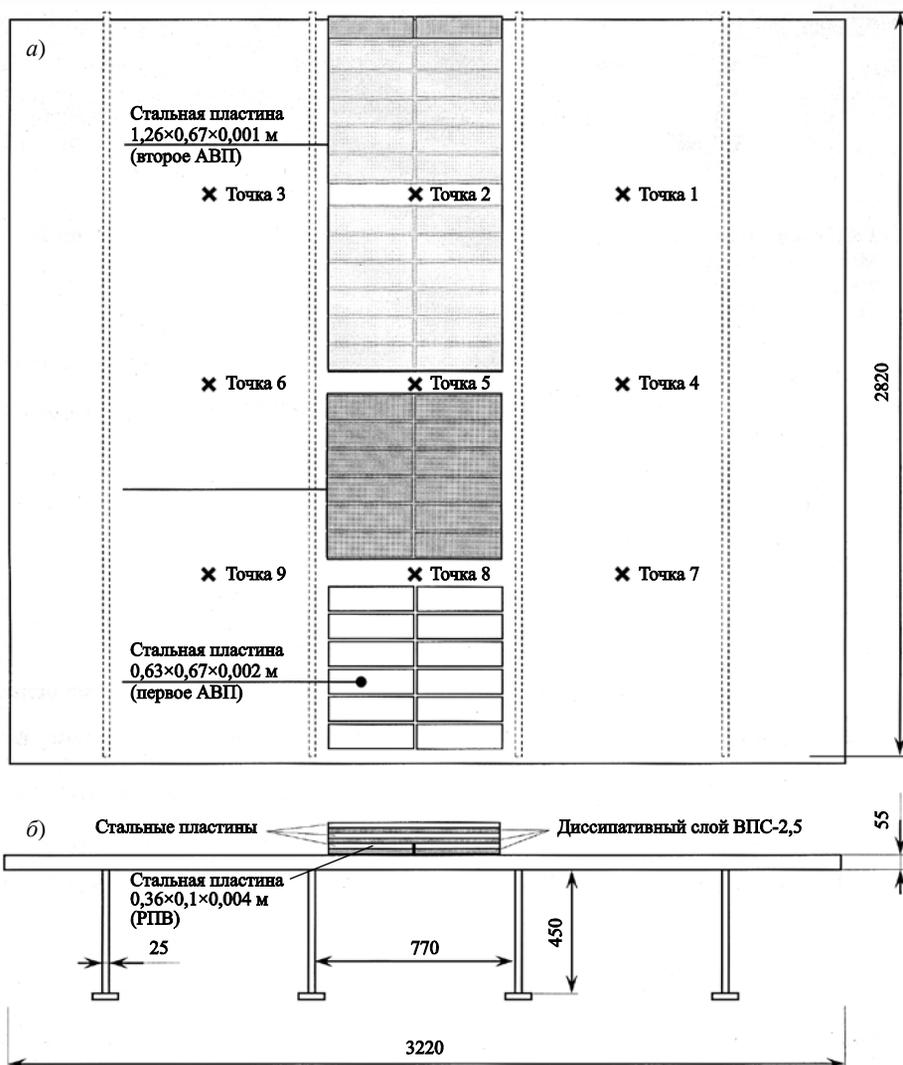


Рис. 5. Схема демпфированной пластины со средствами вибропоглощения и точками измерения вибрации (а) и схема крепления полосовых вибропоглотителей и армированных покрытий (б)

Fig. 5. Damped plate with vibration measurement points (a) and arrangement of anti-vibration straps and reinforced coatings (b)

тием (АВП) на основе полимерной пленки типа ВПС-2,5 толщиной 0,5 мм и стальной пластины толщиной 2 мм с размерами в плане 0,63×0,67 м. Масса дополнительного (условно первого) АВП равнялась 0,0048М.

На поверхность армирующего слоя первого АВП (над каждой парой групп РПВ) наносилось второе дополнительное АВП на основе такой же пленки и листа из стали толщиной 1 мм с размерами в плане 1,26×0,67 м. Его масса составляла 0,0024М.

Суммарная масса резонансных полосовых вибропоглочителей и обоих дополнительных армированных вибропоглощающих покрытий равнялась ~80 кг. Она составляла ~1,7 % массы демпфируемой пластины с подкреплениями или 9,7 % массы участка пластины в пределах шпации.

Рассмотрим результаты исследований влияния средств вибропоглощения на входную вибровозбудимость демпфируемой шпации и на ее вибрации в других точках.

Измерения входной вибровозбудимости толстолистовой пластины выполнялись при ее последовательном возбуждении в показанных на рис. 5 точках 1, 3, 4, 5, 6, 7 и 9. Типичные узкополосные ($\Delta f = 1$ Гц) частотные спектры A/F , дБ, в диапазонах 0–1600, 1600–3200, 3200–4800 и 4800–6400 Гц, измеренные в точке 5, совпадающей с геометрическим центром пластины и демпфируемой шпации, при отсутствии (кривая 1) и наличии (кривая 2) полного комплекта средств вибропоглощения приведены на рис. 6, 7, 8 и 9 (см. вклейку) соответственно.

Обращаясь к рис. 6, видим, что установка РПВ и АВП привела к уменьшению уровней максимумов на низких резонансных частотах изгибных колебаний шпации 262, 271, 303 и 338 Гц на 6–12 дБ. Среднее по этим частотам значение коэффициента потерь колебательной энергии η возросло примерно в 2,5 раза и составило ~0,03. Эффективность средств на низшей резонансной частоте 158 Гц изгибных колебаний шпации мала и не превысила погрешности измерений.

На более высоких резонансных частотах (458, 778, 808, 1100 Гц и т.д.) с наибольшими уровнями резонансных максимумов в диапазоне, ограниченном частотой 3200 Гц, средняя по частоте эффективность вибропоглощающих средств составила 24 дБ. Их установка привела к увеличению коэффициента потерь колебательной энергии в пластине на соответствующих частотах примерно в 12 раз. Среднее по резонансным частотам значение η оказалось близким к 0,03.

В диапазоне более высоких резонансных частот (например, 3780 и 4590 Гц) с уровнями максимумов, превышающими уровни других резонансных максимумов на 20 дБ и более, эффективность примененных средств вибропоглощения составила 37–39 дБ, а значение коэффициента потерь η возросло от $6 \cdot 10^{-4}$ до $2,2 \cdot 10^{-2}$.

На рис. 10 (см. вклейку) приведены третьоктавные спектры входной вибровозбудимости демпфируемой шпации пластины в точке 5 при отсутствии и наличии средств вибропоглощения. Их анализ показал, что установка средств приводит к уменьшению уровней вибровозбудимости в диапазонах 250–1000 и 1250–6300 Гц в среднем на 5 и 13 дБ соответственно.

Затухание распространяющихся по пластине колебаний при отсутствии и наличии в средней шпации вибропоглочителей и армированных покрытий определялась при последовательном возбуждении пластины в точках 1, 4 и 7 (рис. 5). Измерения переходной вибровозбудимости пластины выполнялись при этом в точках 3, 6 и 9 соответственно.

Типичные третьоктавные спектры переходной вибровозбудимости A/F , дБ, измеренной в точке 9 при отсутствии (кривая 1) и наличии (кривая 2) вибропоглощающих средств, приведены на рис. 11 (см. вклейку). Видно, что установка РПВ и АВП привела к уменьшению уровней вибрации, т.е. повысила вибропоглощающую способность демпфируемой шпации на 4–8 и 8–16 дБ в третьоктавных полосах со среднегеометрическими частотами от 250 до 800 Гц и от 1000 до 5000 Гц соответственно. Примерно такие же величины повышения вибропоглощающей эффективности демпфируемой шпации получены при измерении переходной вибровозбудимости пластины в точках 3 и 6.

Заключение

Conclusion

Основным результатом выполненных экспериментальных исследований является установление принципиальной возможности эффективного вибродемпфирования толстолистовой подкрепленной судовой конструкции с помощью армированных вибропоглощающих покрытий и резонансных полосовых вибропоглочителей, имеющих существенно меньшую массу, чем масса конструкции.

При относительной массе испытанных средств, составляющей 1,7 % массы конструкции, достигну-

то уменьшение уровней входной вибровозбудимости демпфируемой шпации подкрепленной пластины в широком частотном диапазоне ее изгибных колебаний на величину от 6–12 дБ на низких (262–338 Гц) до 37–39 дБ на высоких (3780 и 4590 Гц) резонансных частотах. Значение коэффициента потерь колебательной энергии возросло при этом в задемпфированном участке толстолистовой конструкции до величин 0,02–0,03.

Вибропоглощающая эффективность демпфируемой шпации после установки на нее средств вибропоглощения с указанной относительной массой возросла на 4–8 дБ и 8–16 дБ в третьоктавных полосах 250–800 Гц и 1000–5000 Гц соответственно.

Список использованной литературы

1. Клюкин И.И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. 2-е изд., перераб. и доп. Ленинград : Судостроение, 1971. 416 с.
2. Никифоров А.С. Вибропоглощение на судах. Ленинград : Судостроение, 1979. 184 с.
3. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций. Ленинград : Судостроение, 1990. 198, [1] с.
4. Ионов А.В. Средства снижения вибрации и шума на судах. Санкт-Петербург : ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2000. 349 с.
5. Кирпичников В.Ю. Вибровозбудимость конструкций и пути ее уменьшения. Санкт-Петербург : Крыловский государственный научный центр, 2014. 222 с.
6. Кирпичников В.Ю. Вред и польза резонансных явлений в элементах судовых конструкций. Санкт-Петербург : Крыловский государственный научный центр, 2019. 176 с.
7. Алексеев С.А., Сятковский А.И. Вибродемпфирующие свойства полимерных пленок // Судостроение. 2015. № 6. С. 45–47.
8. О низкочастотном вибродемпфировании пластины с большими потерями колебательной энергии / В.Ю. Кирпичников, А.П. Коцеев, А.А. Петров, В.В. Савенко // Труды Крыловского государственного научного центра. 2021. Вып. 1(395). С. 149–154. DOI: 10.24937/2542-2324-2021-1-395-149-154.
9. Гутин Л.Я. Звуковое излучение бесконечной пластинки, возбуждаемой нормальной к ней сосредоточенной силой // Акустический журнал. 1964. Т. 10, № 4. С. 431–434.
10. Журавлева А.А., Иванов В.С., Кирпичников В.Ю. О корнях дисперсионного уравнения изгибных колебаний пластины // Акустический журнал. 1982. Т. 28, № 5. С. 645–647.

References

1. Klyukin I.I. Control of noise and acoustic vibrations in ships. 2nd edition, rev. and enl. Leningrad : Sudostroenie, 1971. 416 p. (in Russian).
2. Nikiforov A.S. Vibration damping aboard ships. Leningrad : Sudostroyeniye, 1979. 184 p. (in Russian).
3. Nikiforov A.S. Acoustic design of ship structures. Leningrad : Sudostroyeniye, 1990. 198 p. (in Russian).
4. Ionov A.V. Noise and vibration damping tools for ships. St. Petersburg : Krylov Shipbuilding Research Institute, 2000. 349 p. (in Russian).
5. Kirpichnikov V.Yu. Vibration excitation of structures and ways of mitigation. St. Petersburg : Krylov State Research Centre, 2014. 222 p. (in Russian).
6. Kirpichnikov V.Yu. Harm and benefit of resonant phenomena in elements of ship structures. St. Petersburg : Krylov State Research Centre, 2019. 176 p. (in Russian).
7. Alexeev S.A., Syatkovsky A.I. Damping parameters of polymeric films // Sudostroenie (Shipbuilding). 2015. No. 6. P. 45–47 (in Russian).
8. Low-frequency vibration damping of a plate with high vibration losses / V.Yu. Kirpichnikov, A.P. Koscheev, A.A. Petrov, V.V. Savenko // Transactions of Krylov State Research Centre. 2021. Vol. 1(395). P. 149–154. DOI: 10.24937/2542-2324-2021-1-395-149-154 (in Russian).
9. Gutin L.Ya. Acoustic emission of infinite plate excited by normal concentrated force // Akusticheskij Zhurnal (Acoustic Journal). 1964. Vol. 10, No. 4. P. 431–434 (in Russian).
10. Zhuravleva A.A., Ivanov V.S., Kirpichnikov V.Yu. On roots of dispersion equation for bending vibrations of plate // Akusticheskij Zhurnal (Acoustic Journal). 1982. Vol. 28, No. 5. P. 645–647 (in Russian).

Сведения об авторах

Кирпичников Валерий Юлианович, д.т.н., профессор, главный научный сотрудник ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. Тел.: +7 (812) 415-48-01. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Гришин Алексей Александрович, инженер 1-й категории ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44.

Савенко Валентин Викторович, к.т.н., заместитель начальника лаборатории – ведущий научный сотрудник ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. Тел.: +7 (812) 415-49-85.

Смольников Василий Юрьевич, ведущий инженер ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44.

About the authors

Valery Yu. Kirpichnikov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Chief Researcher, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: +7 (812) 415-48-01. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Alexey A. Grishin, 1st Category Engineer, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158.

Valentin V. Savenko, Cand. Sci. (Eng.), Deputy Head of Laboratory – Lead Researcher, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: +7 (812) 415-49-85.

Vasily Yu. Smolnikov, Lead Engineer, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158.

Поступила / Received: 17.10.22
Принята в печать / Accepted: 14.02.23
© Коллектив авторов, 2023

Рис. 6. Узкополосные частотные спектры входной вибровозбудимости пластины в точке 5 при отсутствии (кривая 1) и наличии (кривая 2) средств вибропоглощения (0–1600 Гц)

Fig. 6. Narrow-band frequency spectra for input vibration excitability of plate at Point 5 with (curve 2) and without (curve 1) vibration dampers (0–1600 Hz)

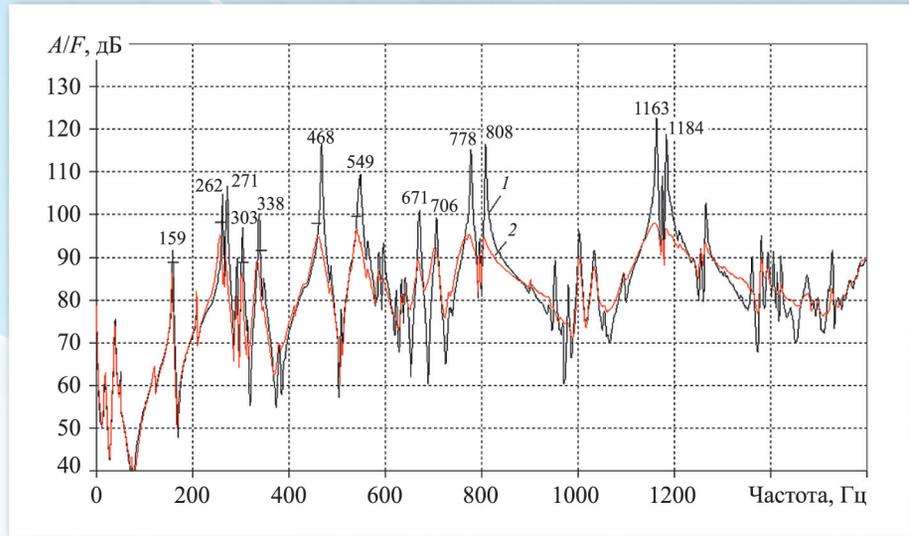


Рис. 7. Узкополосные частотные спектры входной вибровозбудимости пластины в точке 5 при отсутствии (кривая 1) и наличии (кривая 2) средств вибропоглощения (1,6–3,2 кГц)

Fig. 7. Narrow-band frequency spectra for input vibration excitability of plate at Point 5 with (curve 2) and without (curve 1) vibration dampers (1.6–3.2 kHz)

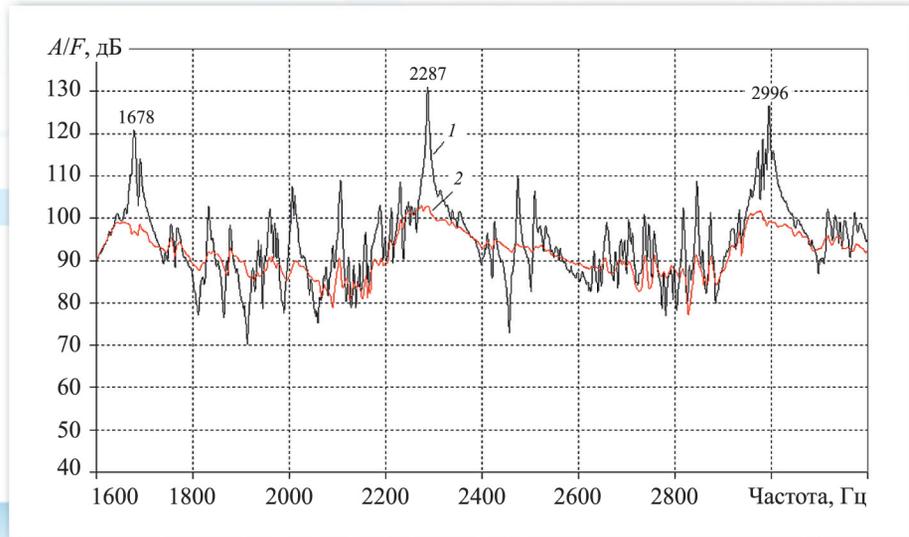
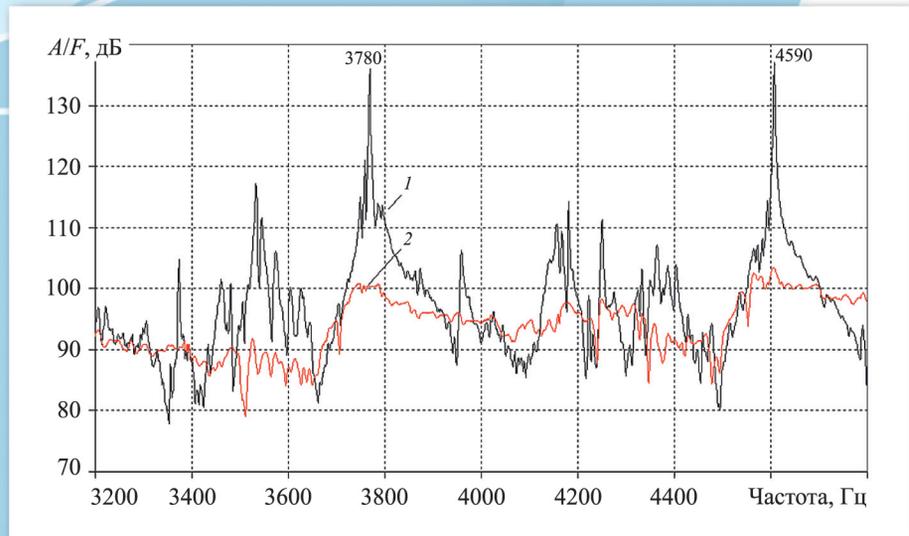


Рис. 8. Узкополосные частотные спектры входной вибровозбудимости пластины в точке 5 при отсутствии (кривая 1) и наличии (кривая 2) средств вибропоглощения (3,2–4,8 кГц)

Fig. 8. Narrow-band frequency spectra for input vibration excitability of plate at Point 5 with (curve 2) and without (curve 1) vibration dampers (3.2–4.8 kHz)



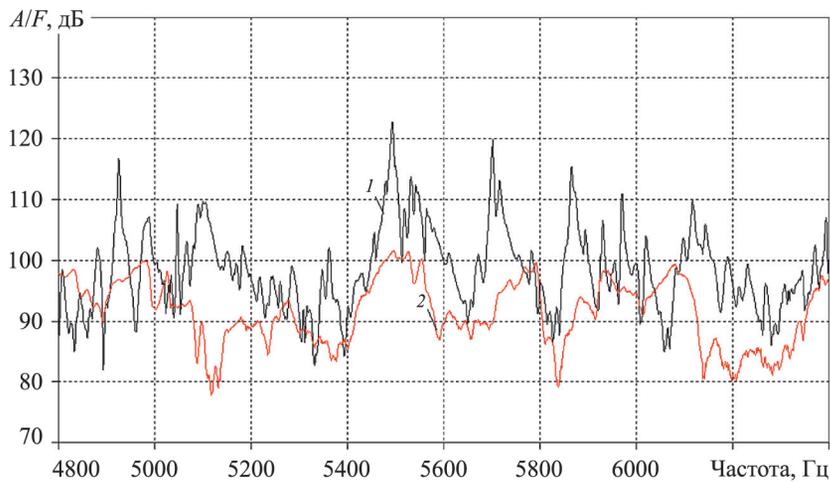


Рис. 9. Узкополосные частотные спектры входной вибровозбудимости пластины в точке 5 при отсутствии (кривая 1) и наличии (кривая 2) средств вибропоглощения (4,8–6,4 кГц)

Fig. 9. Narrow-band frequency spectra for input vibration excitability of plate at Point 5 with (curve 2) and without (curve 1) vibration dampers (4.8–6.4 kHz)

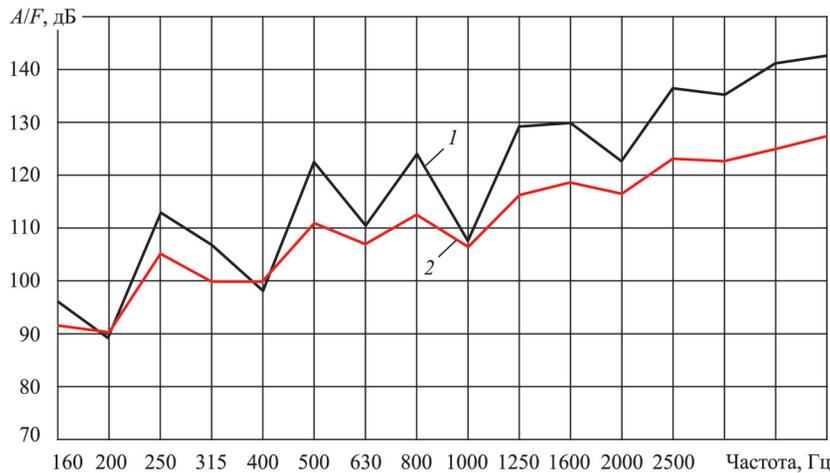


Рис. 10. Третьооктавные спектры входной вибровозбудимости пластины в точке 5 при отсутствии (кривая 1) и наличии (кривая 2) средств вибропоглощения

Fig. 10. 1/3-octave spectra for input vibration excitability of plate at Point 5 with (curve 2) and without (curve 1) vibration dampers

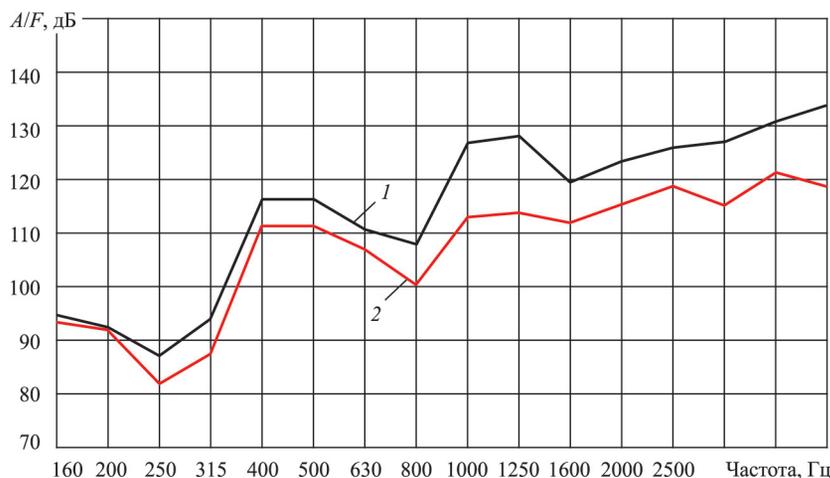


Рис. 11. Типичные третьооктавные спектры переходной вибровозбудимости пластины в точке 9 при отсутствии (кривая 1) и наличии (кривая 2) средств вибропоглощения

Fig. 11. Typical 1/3-octave spectra of transitional vibration excitability of plate at Point 9 with (curve 2) and without (curve 1) vibration dampers