

УДК 621.01

А.М. Медведев, А.В. Станийчук

**УВЕЛИЧЕНИЕ ЗВУКОИЗОЛИРУЮЩИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
МЕТОДОМ РЕАКТИВНОГО ДЕМПФИРОВАНИЯ**

В работе приведены исследования по снижению шумоизлучения технологического оборудования за счет увеличения звукоизолирующей способности ограждающих конструкций методом реактивного демпфирования. Реализация результатов исследований воплощена в увеличении звукоизолирующей способности введением множества антивибраторов, колеблющихся на резонансных частотах, на ограждающие конструкции и облицованных звуко- и вибропоглощающим материалом.

Ключевые слова: снижение шума, технологическое оборудование, ограждающие конструкции, звукоизоляция, реактивное демпфирование, антивибратор звуковых частот.

**IMPROVEMENT OF THE SOUND INSULATION CHARACTERISTICS IN
WALLING TECHNOLOGY EQUIPMENT WITH REACTIVE DAMPING**

The paper presents the research on the liquefaction of manufacturing equipment noise emissions due to the improvement of airborne sound insulation walling ability with the use of reactive damping. The application of research results are viewed in the increased sound-proof ability gained with the introduction of multiple anti-vibrators oscillating at the resonant frequencies into walling constructions made of sound and vibration absorbing materials.

Введение

Повышению эффективности производства на базе научно-технического прогресса способствует ускоренное развитие машиностроения, базирующееся на повышении его технического уровня путем замены устаревшего оборудования прогрессивным и более производительным. Развитие современного технологического оборудования связано с усложнением его конструкций, увеличением мощности и быстроходности механизмов, во многих случаях являющихся источником интенсивного шума и вибраций [1, 3, 4]. При этом применяются новые конструктивные принципы, облегчаются элементы конструкций и уменьшается их жесткость, в связи с чем возрастают динамические нагрузки и опасность повышения виброакустической активности оборудования. Особое внимание обращается на создание благоприятных условий для высокоэффективного труда, улучшение санитарно-гигиенических условий и повышение культуры производства. Акустические характеристики технологических машин в значительной мере определяют их эксплуатационные показатели и являются важным фактором, влияющим на производительность труда [2, 6, 7].

Работы по улучшению акустических характеристик ведутся как при разработке новых машин и модернизации действующих (снижение шума в источнике возникновения), так и при их эксплуатации (шумоглушение на путях распространения шума). Контроль акустических характеристик машин в целом и их отдельных узлов превращается в технологическую операцию, выполняемую на различ-

ных этапах производства. При сложившейся практике средства борьбы с шумом и вибрацией применяются на уже спроектированных конструкциях. Это дорогостоящее решение задачи. Бóльший эффект и с меньшими затратами можно получить, если с самого начала проектировать конструкции с учетом акустических требований. Как показывает практика развития мирового и отечественного машиностроения, а также результаты проведенных исследований, решить проблему снижения шума невозможно на основе традиционного подхода к конструированию машин без учета связи их динамики и акустики [1, 2].

Постановка задачи

Бóльшая часть ограждающих конструкций технологического оборудования – тонкостенные. В таких конструкциях звук распространяется преимущественно в виде изгибных волн, которые легко возбуждаются воздушными звуковыми волнами и звуковой вибрацией и в свою очередь так же легко излучают звуковую энергию в окружающее пространство [5, 6]. Звукоизоляция – одно из эффективных средств снижения шума при распространении звуковых колебаний от наиболее виброакустически активных источников к другим присоединенным конструкциям [2, 3].

Обычно под демпфированием колебательных систем понимают различного рода мероприятия, с помощью которых осуществляется поглощение колебательной энергии, в результате чего амплитуда колебаний этих систем уменьшается. Такие мероприятия, – например, нанесение на корпусные конструкции технологического оборудования вибропоглощающих покрытий – можно отнести к активному демпфированию. Возможен другой способ демпфирования колебательных систем – нагружение их механическим сопротивлением инерционного или упругого характера, существенно превосходящим по модулю собственное сопротивление системы, это реактивное демпфирование. Простейшим способом реактивного демпфирования может служить нагружение колебательной системы сосредоточенной массой достаточной величины. Авторы предлагают рассмотреть ограждающие конструкции технологического оборудования как систему с распределенными параметрами со множеством антивибраторов звуковых частот.

Теоретическое обоснование использования реактивного демпфирования звуковой вибрации для увеличения звукоизоляции ограждающих конструкций технологического оборудования

Более приемлемой для использования в качестве средства реактивного демпфирования является колебательная система, состоящая из массы, элемента трения и упругости (пружины), возбуждаемая через пружину (рис. 1). Такая система с одной степенью свободы, называемая обычно динамическим виброгасителем, или антивибратором, обладает повышенным механическим сопротивлением в окрестности определенной частоты, что и используется для практической реализации реактивного демпфирования.

Механическое сопротивление антивибратора по отношению к силовому воздействию определим по формуле [1]:

$$Z_{aF} = \operatorname{Re} Z_{aF} + j \operatorname{Im} Z_{aF}, \quad (1)$$

где $\operatorname{Re} Z_{aF} = \frac{\omega_f M_a \eta_f \mu_{af}^3}{\eta_f^2 + (\mu_{af}^2 - 1)^2}$; $\operatorname{Im} Z_{aF} = \frac{\omega_f M_a (\eta_f^2 - \mu_{af}^2 + 1)}{\eta_f^2 + (\mu_{af}^2 - 1)^2}$; M_a – масса антивибратора; ω_f – антирезонансная частота антивибратора при поступательном движении и $\eta_f = 0$, $\omega_f = \sqrt{\frac{K_{F0}}{M_a}}$; K_F – комплексная жесткость антивибратора, $K_F = K_{F0}(1 + i \eta_f)$; η_f – коэффициент потерь колебательной

энергии в антивибраторе при поступательном движении; $\mu_{\omega F} = \frac{\omega}{\omega_F}$; ω – частота силового воздействия на антивибратор.

Схема и частотные зависимости вещественной (а) $Re Z_{aF}$ и мнимой (б) $Im Z_{aF}$ составляющих механического сопротивления антивибратора показаны на рис. 1 (при значениях $\eta_F = 0,3$ и $\eta_F = 1$ [1, 4]).

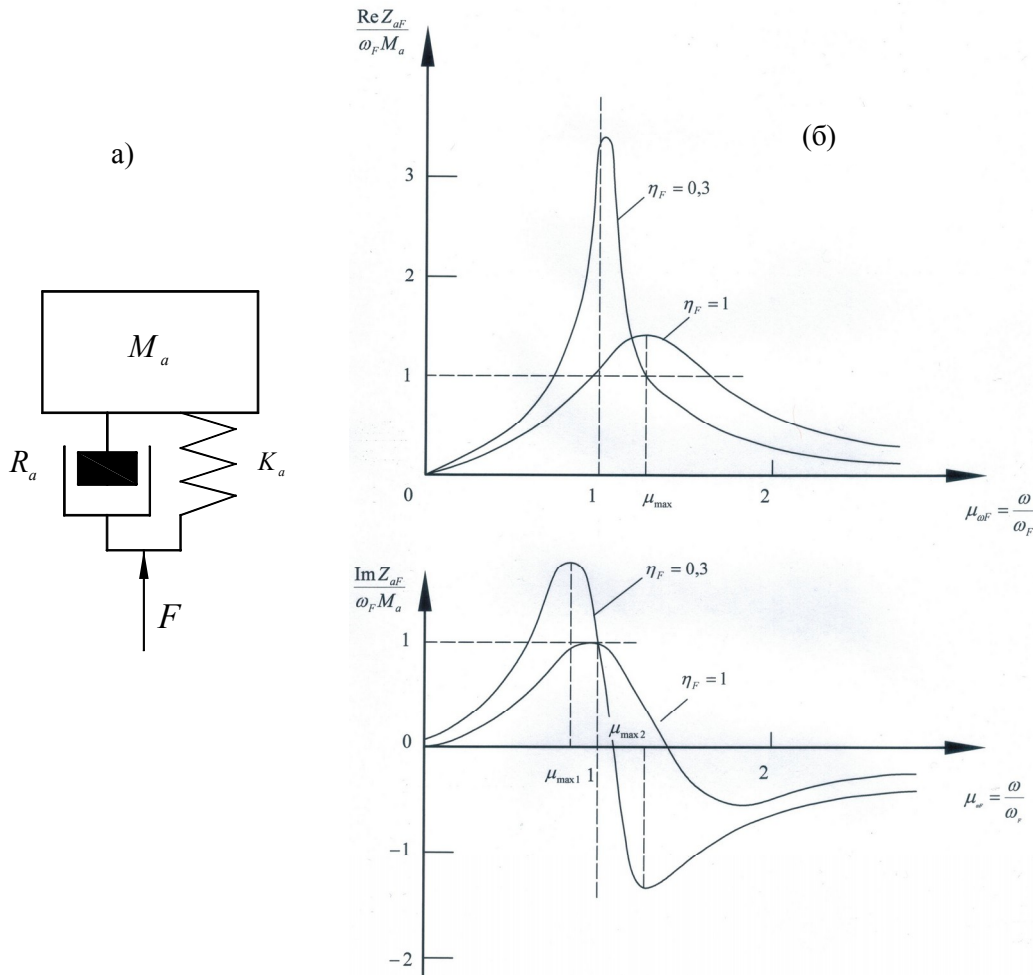


Рис. 1. Схема и частотные зависимости вещественной (а) и мнимой (б) составляющих механического сопротивления антивибратора.

Анализ этих зависимостей указывает на следующие закономерности изменения $Re Z_{aF}$ и $Im Z_{aF}$ при изменении частоты. При $\mu_{\omega F} = 1$, $Re Z_{aF} = \frac{\omega_F M_a}{\eta_F}$, а $Im Z_{aF} = \omega_F M_a$. Следовательно, кривые $Im Z_{aF}$ в зависимости от частоты при различных значениях η_F проходят через одну точку при $\mu_{\omega F} = 1$. При $\mu_{\omega F} = \mu_6 = (1 + \eta_F^2)^{\frac{1}{2}}$, $Im Z_{aF} = 0$ и происходит смена знака мнимой составляющей Z_{aF} , которая при $\mu_{\omega F} < \mu_6$ имеет инерционный характер, а при $\mu_{\omega F} > \mu_6$ – упругий. При $\mu_{\omega F} = \mu_{max} = \left[(4 + 3 \eta_F^2)^{\frac{1}{2}} - 1 \right]^{\frac{1}{2}}$ вещественная составляющая Z_{aF} приобретает максимальное значение, равное $\frac{\omega_F M_a}{\eta_F}$, и μ_6 всегда несколько больше μ_{max} .

По обе стороны от ω имеются частоты, на которых $\text{Im} Z_{aF}$ приобретает экстремальное значение, равное

$$\text{Im} Z_{aF} = \mp \omega_F M_a \frac{1 \mp \eta_F}{2 \eta_F}, \quad (2)$$

при $\mu_{\max 1,2} \approx 1 \pm \eta_F$. Разность этих частот увеличивается с ростом η_F , следовательно, возрастает диапазон частот, в котором Z_{aF} имеет повышенные значения. Одновременно с увеличением η_F значения Z_{aF} уменьшаются.

В окрестности $\mu_{\omega F} = \mu$, где $\text{Im} Z_{aF} = 0$, вещественная часть Z_{aF} приобретает максимальную величину, поэтому модуль Z_{aF} велик во всем диапазоне от $\mu_{\max 1}$ до $\mu_{\max 2}$, соответствующих экстремальным величинам $\text{Im} Z_{aF}$. При этом максимальные значения модуля Z_{aF} наблюдаются в окрестности $\mu = \mu_{\max}$, где имеет место наибольшее значение $\text{Re} Z_{aF}$. Полоса частот, в которой Z_{aF} максимально, определим при $\eta_F^2 \ll 1$ как

$$\Delta f_1 \approx 4 \eta_F f_{aF}, \quad (3)$$

где $f_F = \frac{\omega_F}{2\pi}$.

В полосе частот Δf_1 есть область, где механическое сопротивление антивибратора имеет преимущественно активный характер. Эта область наблюдается в окрестности частоты f_{\max} при $\mu_{\omega F} = \mu_{\max}$. Ширина этой области при $\eta_F^2 \ll 1$ равна $\Delta f_2 \approx \eta_F f_{aF}$. В пределах полосы частот Δf_2 антивибратор будет являться вибропоглотителем с коэффициентом потерь

$$\eta = \frac{\text{Re} Z_{aF}}{|\text{Im} Z_k|}, \quad (4)$$

где $\text{Re} Z_{aF}$ определим по формуле (1); Z_k – механическое сопротивление колебательной системы в точке установки антивибратора.

Анализ формул (3) и (4) показывает, что при $\eta_F^2 \ll 1$, т. е. область частот, где антивибратор работает как вибропоглотитель, мала по сравнению с диапазоном $\Delta f_1 \gg \Delta f_2$ м частот, в котором он оказывает действие как средство реактивного демпфирования. Анализ кривых, приведенных на рис. 1б, показывает также, что при $\eta_F = 1$ максимальное сопротивление $Z_{aF} = \omega_F M_a$, т.е. по величине близко сопротивлению массы M_a . Поэтому существенно увеличить механическое сопротивление, применяя антивибратор, можно лишь при $\eta_{\omega F} \ll 1$.

Антивибраторы с одной степенью свободы могут быть выполнены в виде массы, установленной на демпфируемой конструкции с помощью слоя резины [1, 2, 3]. Возможные конструкции антивибраторов показаны на рис. 2.

$$f_F = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E_d S}{M_d h}}. \quad (5)$$

При касательных перемещениях поверхности демпфируемой конструкции эта же формула имеют вид:

$$f_F = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{G_d S}{M_d h}}, \quad (6)$$

где E_a и G_a – модули Юнга и сдвига резинового слоя соответственно; h – толщина резинового слоя; S – площадь контакта массы с резиновым слоем, $S = \frac{\pi D^2}{4}$ для схемы на рис. 2 а; $S = \frac{\pi}{4}(D^2 - D_0^2)$ – для схемы на рис. 2 б.

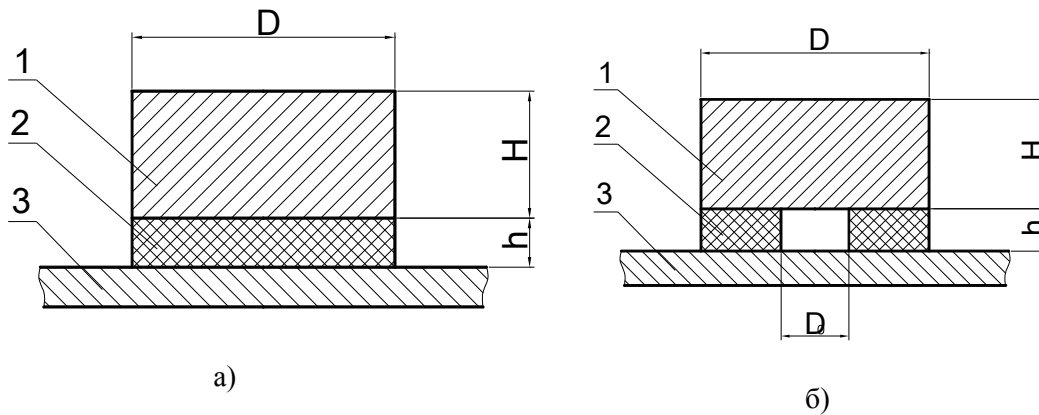


Рис. 2. Схемы конструкций антивибратора: 1 – металлическая масса; 2 – резиновый слой; 3 – демпфируемая конструкция.

Антирезонансные частоты антивибраторов при поперечных колебаниях демпфируемой конструкции определим из формулы:

$$f_F = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E_a S}{M h}}. \quad (5)$$

При касательных перемещениях поверхности демпфируемой конструкции эта же формула имеют вид:

$$f_F = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{G_a S}{M h}}, \quad (6)$$

где E_a и G_a – модули Юнга и сдвига резинового слоя соответственно; h – толщина резинового слоя; S – площадь контакта массы с резиновым слоем, $S = \frac{\pi D^2}{4}$ для схемы на рис. 2 а; $S = \frac{\pi}{4}(D^2 - D_0^2)$ – для схемы на рис. 2 б.

Формулы (5) – (6) справедливы при условии $h \leq \frac{\lambda}{6}$, где λ – длина сдвиговой волны в материале резинового слоя.

Выбор типа антивибратора произведем, исходя из требуемого частотного диапазона демпфирования, надежности и формы демпфируемой конструкции. Более низкую частоту демпфирования при прочих равных параметрах обеспечивает конструкция на рис. 2 б.

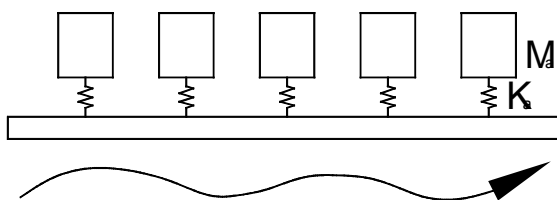


Рис. 3. Схема антивибраторов для реактивного демпфирования ограждающих конструкций технологического оборудования.

Авторами использован вариант применения множества антивибраторов (рис. 3), колеблющихся на резонансной частоте, в системе с распределенными параметрами (ограждающие конструкции оборудования).

Реализация результатов исследований воплощена в увеличении звукоизолирующей способности

ограждающих конструкций технологического оборудования введением множества antivибраторов, колеблющихся на резонансных частотах, на ограждение, облицованное звуко- и вибропоглощающим материалом и расширение частотного диапазона эффективности шумопоглощения. При использовании пленочных покрытий в звукоизолирующих конструкциях появляется возможность использования ограждений, работающих в агрессивных средах.

Конструкция звукоизолирующего ограждения с элементами реактивного демпфирования приведена на рис. 4.

Конструкция звукоизолирующего ограждения содержит звукопоглощающий материал с углублениями 3, прикрепленный к вибропоглощающему слою 2. На стороне, обращенной к источнику акустической энергии на глубину, равную половине толщины звукопоглощающего материала, выполнены углубления в форме прямоугольного параллелепипеда. На вибропоглощающем материале 2 на расстоянии, составляющем третью часть высоты углубления, установлены элементы пространственно колеблющихся масс в виде свинцовых вкладышей 4, повторяющих размеры и форму углубления. Расширение частотного диапазона эффективности шумопоглощения комплексно обеспечивается двумя типами antivибраторов (см. рис. 2). Новизна технического решения подтверждена патентом [8].

Авторами проведены экспериментальные исследования звукоизоляции ограждающих конструкций, выполненных в виде прямоугольной замкнутой оболочки, в диффузном звуковом поле. Размеры оболочки, с целью максимального приближения экспериментальных исследований к реальным условиям, были выбраны в соответствии с геометрическими размерами ограждающих конструкций и воздушных объемов, заключенных между станиной и ограждениями исследуемого технологического оборудования.

Звукоизолирующая оболочка, размеры которой 780x850x840 мм, состоит из стенок панелей, изготовленных из стального листа толщиной 1 мм, каркаса, выполненного из тонкостенного углового профиля, обеспечивающих заданную геометрическую форму и жесткость оболочки и основания, представляющего собой чугунную пластину толщиной 12 мм. На массивное основание, имитирующее станину станка, жестко крепился образцовый источник шума. Таким образом, в исследуемой оболочке возбуждалась как звуковая вибрация (структурный шум), так и воздушная составляющая шума. Звукоизоляция оболочки, оцениваемая в данном случае разностью между средним значением уровня звукового давления при работе источника образцового шума без оболочки и средним значением уровня звукового давления при работе того же образцового источника шума закрытого оболочкой, определялась в реверберационной камере 1-го класса (акустический комплекс института охраны труда г. Иваново). Параметры и характеристики камеры полностью соответствуют рекомендациям международной организации по стандартизации. Исследуемая оболочка размещалась на расстоянии не менее двух метров от углов камеры. Все измерения выполнялись с помощью прецизионной аппаратуры в октавных полосах частот в диапазоне от 63 до 8000 Гц. Средние квадратические отклонения уровня звукового давления в октавных полосах не превышали 2 дБ для октавных полос со среднегеометрическими частотами менее или равными 500 Гц, и 1,5 дБ – для октавных полос со среднегеометрическими частотами более или равными 1000 Гц.

Частотная зависимость средней звукоизоляции прямоугольной оболочки, облицованной звуко- и вибропоглощающими материалами с antivибраторами звуковых частот, приведена на рис. 5.

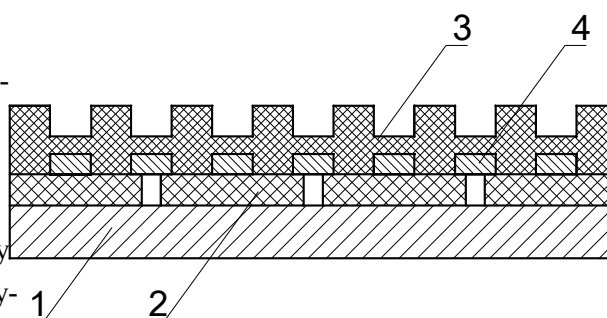
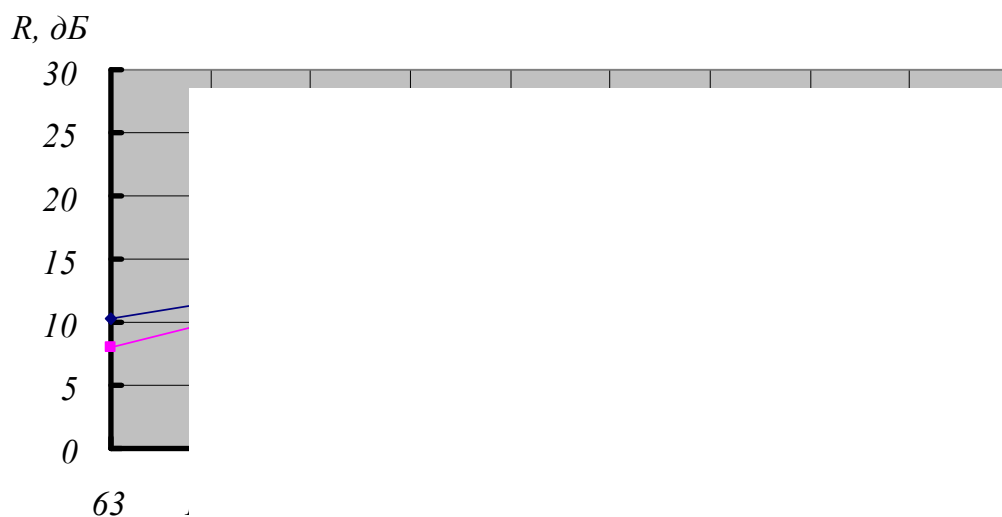


Рис. 4. Конструкция звукоизолирующего ограждения с элементами реактивного демпфирования.



вibroпоглощающий материал + антивибраторы;

—◆— vibропоглощающий материал + антивибраторы;

—■— vibропоглощающий материал.

Обсуждение результатов

Для исследования влияния vibропоглощения на звукоизоляцию оболочки внутренние поверхности были облицованы мелкопористой резиной толщиной 9 мм. Нанесение vibропоглощающего покрытия совместно с антивибраторами существенно повысило звукоизоляцию оболочки во всем частотном диапазоне. В области низких и средних частот устранение резонансных колебаний стенок оболочки путем демпфирования приводит к увеличению динамической жесткости оболочки как единого целого. В области высоких частот, где звукоизоляция существенно зависит от поглощения звуковых волн в воздушном объеме, vibропоглощение вместе с антивибраторами, тем не менее также увеличилась звукоизоляция. Это обусловлено потерями энергии при колебании оболочки. Увеличение звукоизоляции замкнутой прямоугольной оболочки при наличии vibропоглощения начинается с низких частот использованного диапазона, возрастает к средним и высоким частотам до величин порядка 14-22 дБ. Vibропоглощение, как и звукопоглощение, приближает на средних и высоких частотах звукоизоляцию прямоугольной оболочки к звукоизоляции по «закону массы» для бесконечной пластины.

Анализ экспериментальных исследований звукоизоляции прямоугольной оболочки позволяет сделать следующий вывод: увеличение звукоизоляции, обусловленное vibропоглощением и применением антивибраторов, настроенных на резонансные частоты, может оказаться столь же эффективным, при этом и в низкочастотной области, как повышение звукоизоляции, вызванное звукопоглощением.

Выводы

Как видно из изложенного, адекватное увеличение звукоизолирующих свойств ограждений представлено использованием в vibродемпфирующем слое множества антивибраторов, колеблющихся на резонансных частотах, в системе с распределенными параметрами ограждающих конструкций, которые подтверждаются имеющимся экспериментальным материалом. Это открывает новые возможности увеличения звукоизолирующих характеристик ограждающих конструкций технологического оборудования методом реактивного демпфирования, позволяет повысить эффективность проектирования на ранних этапах создания малошумного оборудования.

2. Иванов, Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: Учеб. – М.: Логос, 2008. – 423 с.
3. Юдин, Е.Я. Борьба с шумом на производстве / Е.Я. Юдин [и др.]. – М.: Машиностроение, 1985. – 400 с.
4. Хекл, М. Справочник по технической акустике / М. Хекл, Х.А. Мюллер; пер. с нем. – Л.: Судостроение, 1980. – 440 с.
5. Фолкнер, Л. Справочник по контролю промышленных шумов / Л. Фолкнер [и др.]. – М.: Машиностроение, 1979. – 447 с.
6. Артоболовский, И.И. Введение в акустическую динамику машин / И.И. Артоболовский, Ю.И. Бобровницкий, М.Д. Генкин. – М.: Наука, 1979. – 296 с.
7. Кудинов, В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
8. Пат. № 2440626 Российская Федерация, МПК G10K 11/16 (2006/01), Шумопоглощающая конструкция / А.М. Медведев, Г.В. Литовка, М.А. Тиньков. – № 2010124861/28, заявл. 17.06.2010, опубл. 20.01.2012. Бюл. № 2.