

УДК 519.6

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ АКУСТИКИ ТЕКСТИЛЬНЫХ МАШИН НА ОСНОВЕ БАЛАНСА АКУСТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

¹Олег Николаевич Поболь, ²Георгий Игоревич Фирсов

¹Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования Московский Государственный университет Технологий и управления имени К.Г. Разумовского, Москва, Россия

²Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, Москва, Россия
firsovgi@mail.ru

Аннотация. Предложена методика оценки уровня потока колебательной энергии в конструкции машины, вызванного работой различных механизмов. Приведены результаты исследования влияния вибродемпфирования на величину потока колебательной энергии. Рассматривается использование метода внутренней виброизоляции для снижения виброакустической энергии, излучаемой деталями машин в механическую структуру машины и в окружающую среду. Получена оценка эффективности виброизоляции для широкого частотного диапазона.

Ключевые слова: поток колебательной энергии, колебательная мощность, диффузное поле.

SOLUTION OF THE ACOUSTIC TASKS OF THE TEXTILE MACHINES BASED ON THE ACOUSTIC ENERGY BALANCE

¹O.N. Pobol, ²G.I. Firsov

¹The federal state budgetary educational establishment of the highest vocational education the Moscow State University of technologies and administration of the name K.G. Razumovskogo, Moscow, Russia

²The federal state budgetary establishment of science the Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute the Russian Academy of Sciences, Moscow, Russia
firsovgi@mail.ru

Abstract. The proposed method of assessing the level of the flow of vibrational energy in the design of the machine caused by different mechanisms. The results of research of influence of vibrodisplacement on the value of the flow of vibrational energy. The use of the internal vibration isolation method to reduce the vibroacoustic energy emitted by machine parts into the mechanical structure of the machine and into the environment is considered. The evaluation of the effectiveness of vibration isolation for a wide frequency range.

Keywords: the flow of vibrational energy, vibrational power, diffuse field.

Шумовой режим в производстве определяется акустической мощностью установленного в цехах оборудования, которая в свою очередь зависит от динамических и скоростных характеристик и конструктивных параметров машин. Акустическое проектирование машин предполагает установление на этапе проектирования конструктивных параметров их с учетом акустических характеристик, обеспечивающих требования гигиенических норм по

шуму на рабочих местах [1,2]. Принципы акустического проектирования машин могут быть установлены на основе уравнения баланса акустической энергии в машине [3]. Обобщенная модель акустической системы машины при одноканальном возбуждении состоит из трех элементов - механизм, станина, перекрытие, в которых введенная в механизм акустическая (колебательная) мощность поглощается за счет потерь на внутреннее трение и излучается в виде шума. Уравнение баланса акустической энергии для обобщенной модели имеет вид:

$$W_{in} = \sum_{i=1}^3 W_{d_i} + \sum_{i=1}^3 W_{z_i}, \quad (1)$$

где W_{in} - введенная в механизм колебательная мощность, W_{d_i} - мощность диссипативных потерь в i -том элементе, W_{z_i} - мощность акустического излучения i -того элемента.

Для многих машин, в том числе текстильных, механические сопротивления механизма Z_1 , станины Z_2 и перекрытия Z_3 соотносятся следующим образом: $Z_1 \ll Z_2 \ll Z_3$, а излучение от механизма W_{z1} и перекрытия W_{z2} существенно меньше, чем от станины. Система механизм-станина в этом случае может рассматриваться как замкнутая, т.е. перекрытие в расчетах можно не учитывать. Механизм также можно рассматривать как замкнутую подсистему, таким образом, введенная в механизм акустическая энергия не зависит от параметров и характеристик станины.

С учетом изложенного уравнение (1) приводится к виду:

$$W_{z1} = W_{in} - W_{d1} - W_{d2} = W_{12} - W_{d2}. \quad (2)$$

Ограничиваясь рассмотрением высокочастотной области спектра, остановимся на потоках диффузной акустической энергии в системе механизм-станина, тогда мощность диссипативных потерь и акустическая мощность излучения выразятся через параметры системы:

$$W_d = \eta \omega S m \dot{\xi}^2; \quad W_z = \rho c S \sigma \dot{\xi}^2, \quad (3)$$

где S - площадь поверхности элемента, ω - круговая частота, η - коэффициент потерь элемента, m - погонная масса элемента, ρc - акустическое сопротивление среды, σ - коэффициент излучения элемента, $\dot{\xi}$ - эффективная виброскорость, усредненная по его поверхности.

Прошедшая из механизма в станину акустическая мощность определяется величиной коэффициента прохождения по энергии D_w :

$$W_{12} = W_{in} D_w \quad (4)$$

который для механизмов без картера $D_w \approx 1$, а для механизмов, заключенных в картер, в соответствии с [4] равен:

$$D_w = c_1 s_{12} / \eta_1 \omega V_1, \quad (5)$$

где c_1 - скорость волн, переносящих акустическую энергию в механизме, s_{12} - площадь контактной поверхности между механизмом и станиной, V_1 - объем картера механизма, η_1 - коэффициент потерь конструкции механизма. Преобразовав уравнение (2) с учетом (3) - (5), получим для акустической мощности излучения зависимость:

$$W_z = W_{in} D_w \rho c \sigma_2 / \eta_2 \omega m_2. \quad (6)$$

Введенная в механизм акустическая мощность в полосе частот $\Delta\omega$ определяется спектральной плотностью мощности динамических нагрузок $G(\omega)$ и входной проводимостью

$Y(\omega)$: $W_{in}(\Delta\omega) = \left(\int_{\omega_1}^{\omega_2} G(\omega) d\omega \right) Y(\omega_0)$ и для последовательности ударных импульсов

полусинусоидальной формы найдена равной [5]:

$$W_{in}(\Delta\omega) = \frac{Mv^2(1-e^2)}{2T} \chi(\tau, \Delta\omega), \quad (7)$$

где M, v - приведенная ударная масса и скорость соударения, e - коэффициент восстановления скорости при ударе, T - период следования ударных импульсов, $\tau = 3,2M^{0,6}k^{0,4}v^{-0,2}$ - длительность соударения по теории Герца, k - контактная жесткость тел при ударе.

После подстановки уравнения (7) в (6) получим для мощности звукоизлучения машины в случае возбуждения механизма ударными импульсами:

$$W_z(\Delta\omega) = \frac{Mv^2(1-e^2)}{2T} \chi(\tau, \Delta\omega) D_w(\omega_0) \frac{\rho c \sigma_2(\omega_0)}{\eta_2(\omega_0) \omega m_2}, \quad (8)$$

где $\chi(\tau, \Delta\omega)$ - коэффициент относительной энергии ударного импульса в рассматриваемой полосе частот [6].

Выполненная для текстильных машин идентификация излучателей шума показала, что основными являются монополи, которые на достаточно высоких частотах превращаются в излучатели-пластины, при этом характерный тип излучателя-стержень при некогерентных колебаниях его поверхности в рассматриваемых полосах частот (октавных и терцоктавных) представляет собой линейную систему n независимых монополей - для типовых стержней-связей $n = 4-5$, при этом коэффициент акустического излучения на частотах $f \leq c/a$, где a - поперечный размер стержня, найден равным:

$$\sigma = \pi f^2 S / nc, \quad (9)$$

где c - скорость звука в воздухе, S - площадь поверхности стержня.

На более высоких частотах тонкостенные стержни Г-, Т-, П-образного сечения имеют коэффициент излучения $\sigma \rightarrow 1$, спад составляет около 10 дБ на декаду частоты.

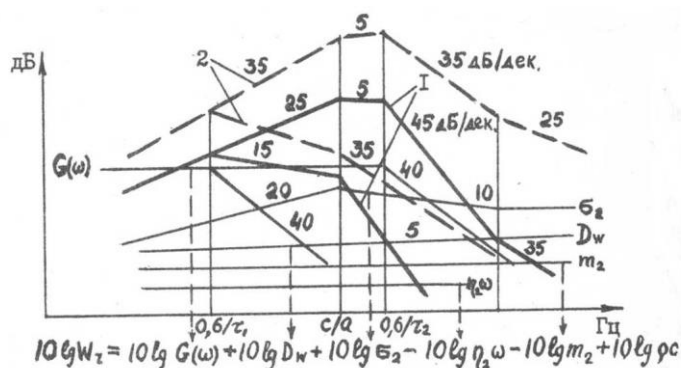


Рис.1. Коэффициенты излучения деталей станин машин.

На рис.1 приведены расчетные и экспериментальные значения коэффициентов излучения плоской рамы (1,0×0,7м) и поперечной связи-стержня длиной 1,5 м с Г-образным сечением (0,12×0,13м) при случайном характере возбуждения их колебаний. Кривые 1, 2 - для рамы и 3, 4 - для стержня изображают соответственно экспериментальные и расчетные значения коэффициентов излучения.

С использованием уравнений (8), (9) и с учетом преобладания монопольного излучения построена расчетная диаграмма спектров высокочастотного шума машин при ударном возбуждении для постоянной (кривая 1) и процентно-постоянной полосы анализа (кривая 2),

приведенная на рис.2.

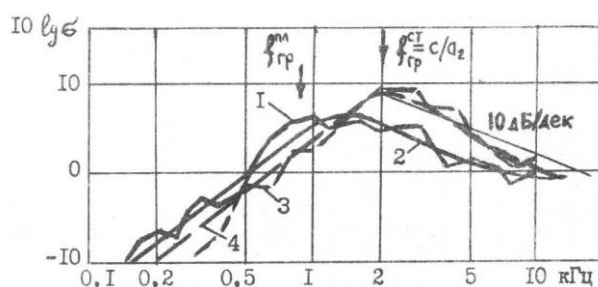


Рис.2. Диаграмма спектров высокочастотного излучения машин.

Полученные зависимости позволяют выполнять проектирование машин по критерию минимального излучения, т.е. при известном прототипе и определенных для него каналах возбуждения обеспечивать путем конструктивного воздействия на параметры акустической системы машины необходимую эффективность мероприятий и выбрать целесообразный их комплекс с учетом их стоимости [7,8]. При многоэлементной станине выполняется оптимизация акустических и конструктивных параметров на многоэлементных моделях с применением ЭВМ, как описано в работах [9-12].

Акустическая модель механической конструкции машины рассматривается при этом как сложная структура, которая состоит из k взаимосвязанных пластин и стержней, являющихся независимыми излучателями (монополями, диполями и пластинами) с суммируемыми мощностями, при многоканальном возбуждении и наличии локальных неструктурных источников шума. Для описания акустических процессов используется диффузионно-энергетическая теория потоков акустической энергии, позволяющая рассмотреть механическую структуру как сложную систему взаимосвязанных конструктивных элементов [13-15]. Условия ее применения, обеспеченные в большинстве машин, таковы: диффузность (т.е. равномерное распределение колебательной энергии по поверхности элементов при достаточно большой плотности собственных частот в рассматриваемых полосах) изгибных колебаний, переносящих основную акустическую энергию в структуре машины; независимость энергии возбуждения колебаний от резонансных свойств структуры как следствие ее энергетической замкнутости; незначительность мощности звукоизлучения по сравнению с диссипативными потерями акустической мощности в механической структуре [16,17]. Можно показать, что распределение средней плотности энергии резонансных колебаний в определенном интервале частот по структуре машины описывается в общем виде уравнением Поккельса с переменными коэффициентами:

$$\sum_{i=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_i} (c\alpha \frac{\partial w}{\partial x_i}) + \beta w = W \quad (i=1,2,3), \quad (10)$$

где $w(x,y,z)$ - плотность энергии колебаний; $\alpha(x,y,z)$ - коэффициент вибропередачи; $c(x,y,z)$ - скорость переноса колебательной энергии; $\beta(x,y,z)$ - коэффициент диссипации; $w = 0,5m\langle v^2 \rangle$; m - масса единицы объема конструкции; $\langle v^2 \rangle$ - среднеквадратическая колебательная скорость; $W(x,y,z)$ - вибрационная энергия, подводимая к системе. Учитывая заданные граничные условия первого рода в местах заземления с фундаментом $w|_{r_1} = 0$, граничные

условия второго рода на остальных границах $\frac{\partial w}{\partial x_i}|_{r_2} = 0$, эквивалентные требованию

минимизации функционала $B(w) = \frac{1}{2} \int_V \left(\sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \frac{\partial w}{\partial x_i} c \alpha \frac{\partial w}{\partial x_j} - \beta w w - W \right) dV$, где V - объем

конструкции, и пренебрегая наличием незначительного градиента плотности энергии в пределах отдельных элементов конструкции машины, уравнение (10) можно переписать в конечно-разностной форме в виде системы линейных алгебраических уравнений. Поскольку шум машин отрасли превышает нормы в основном на средних и высоких частотах, представление ограничено этим диапазоном частот. Для мощности шума можно записать следующее выражение, полученное на основе анализа полной энергии колебаний

$$P(\Delta f) = \rho c \sum_{i=1}^k (\sigma_i S_i T_i / M_i) + \sum_{j=1}^m P_{nc}(\Delta f)_j,$$

где $P_{nc}(\Delta f)_j$ - мощность звукоизлучения каждого из числа локальных неструктурных источников в рассматриваемой полосе частот Δf , Вт; ρ, c - плотность воздуха и скорость звука в нем (при нормальных атмосферных условиях $\rho = 1,2$ кг/м³ и $c = 344$ м/с); S_i - площадь поверхности излучателя, м²; σ_i - коэффициент излучения соответствующего излучателя; T_i - полная энергия колебаний i -го элемента; M_i - масса i -го элемента.

Полная энергия колебаний T_i отдельных элементов механической структуры находится из решения матричного уравнения потоков колебательной энергии с учетом мощности диссипативных потерь W_{di} и мощности потоков энергии в соединениях элементов W_{ij} $\omega[\eta][T]=[W]$, где $[\eta]$ - квадратная матрица потерь из k элементов, $[T]$ - матрица-столбец полных энергий колебаний элементов, $[W]$ - матрица-столбец введенных в элементы структуры мощностей возбуждения. Элементы матрицы потерь соответственно равны

$$\eta_{ij} = \begin{cases} -\eta_{ij} & i \neq j, \\ \eta_{ij} & i = j, \end{cases} \quad \eta_{ij} = \eta_j + \sum_{i \neq j} \eta_{ij}, \quad i = 1, 2, \dots, N, \quad j = 1, 2, \dots, N,$$

где N - число подсистем; η_j, η_{ij} - коэффициенты внутренних потерь i -го элемента и потери в связях i -го и j -го элементов соответственно.

Тогда акустическую модель для спектральных значений уровня звуковой мощности машины получим в следующем виде:

$$L_p = 10 \lg \frac{P(\Delta f)}{P^*} = 10 \lg \sum_{i=1}^k \frac{\sigma_i S_i T_i}{M_i} + 10 \lg \sum_{j=1}^m P(\Delta f) + 94,$$

где $P^* = 10^{-12}$ Вт - стандартное пороговое значение звуковой мощности. Использование полученных выражений позволило исследовать зависимость полной энергии колебаний в связанных элементах конструкции от динамических нагрузок в присоединенных механизмах (генераторах колебаний), а также от характеристик вибродемпфирования отдельных деталей. Для рассмотрения зависимости вибрационных полей от вибродемпфирования система (11)

записывалась в форме, предложенной В. Вестфалем: $\pi_{m_j} = \frac{S_j}{C_{гp_j}} \frac{\partial q_j}{\partial t} - \delta_j q_j + \sum_{j=1}^N \alpha_{ij} (q_i - q_j)$, где

S_j - поверхность элементарной конструкции; $C_{гp_j}$ - групповая скорость звука; q_j - поток колебательной энергии в j -той подсистеме; δ_j - коэффициент, характеризующий поглощение колебательной энергии в j -той подсистеме; α_{ij} - коэффициент прохождения колебательной энергии через соединение i -й и j -й подсистем; π_{m_j} - вводимая в систему энергия. Если конструкции i и j не связаны непосредственно друг с другом, то $\alpha_{ij} = 0$. При стационарном

возбуждении конструкции $\partial q_j / \partial t = 0$, $\pi_{in_j} \neq 0$. Таким образом, полная энергия колебаний и поток колебательной энергии в система конструкции пропорциональны мощности энергетического потока, введенного от механизмов станка.

С использованием изложенного подхода выполнен анализ [18-20], позволивший наметить пути принципиального решения проблемы шума для основных типов текстильных машин.

В частности, с помощью данного подхода удалось промоделировать вибрационные поля в несущей системе пневморепродукторного ткацкого станка модели АТПР [21], представляющей собой две рамы (пластины), соединенные между собой четырьмя связями (стержнями): ресивером, грудницей, верхней задней и нижней передней связями. Таким образом, исследуемую конструкцию можно считать состоящей из шести связанных между собой систем осцилляторов. Валы, проходящие через рамы, и соединяющие узлы, крепящиеся к ним, не рассматриваются в качестве соединительных элементов ввиду отсутствия жестких связей с рамами.

Как известно, шум на рабочем месте, обусловленный вибрацией механической структуры машин и акустической активностью неструктурных источников, складывается из прямого излучения от машин и отраженного – от ограждающих поверхностей цеха и окружающего оборудования [5]. Шумозащита при этом осуществляется в самом источнике возникновения шума, на путях его распространения, в в самом производственном помещении изменением его акустических характеристик, а также с помощью дополнительных мер. Такими акустическими методами являются внутренняя виброизоляция генераторов акустической энергии, а также звукоизоляция, звукопоглощение и вибродемпфирование излучателей [7,22]. Одним из подобных методов является метод виброизоляции генератора от излучателя шума, которая достигается путем уменьшения коэффициента прохождения вибрационной энергии за счет введения виброизолирующей прокладки из эластомера типа резины на пути распространения потока энергии от генератора.

Общая виброизоляция машин, применяемая для уменьшения динамического воздействия на перекрытия, обычно не дает снижения шума в установочном помещении. Наиболее рационально для этих целей применение внутренней виброизоляции, т.е. максимальное приближение виброизолятора к источнику возбуждения в механизме.

Для резиновых виброизоляторов в виде стержней постоянного сечения, используемых для общей виброизоляции машин, эффективность шумоглушения на средних и высоких частотах при распространении в виброизоляторах продольных волн (при наступлении волновых явлений) определяется зависимостью [23]

$$\Delta L_{ВИ} = 20 \lg \frac{f}{f_0} - 20 \lg \left(1 + \frac{j2\pi fM}{Z_\phi} \right) + 10 \lg \frac{M}{2M_0} \quad (11)$$

где f_0 - частота собственных колебаний объекта на виброизоляторах, Гц; $f > f_0$ - рабочая частота, Гц; M , M_0 - масса объекта и виброизолирующих прокладок, кг; Z_ϕ - механическое сопротивление опоры, Нс/м. Использование формулы (11) для расчета эффективности внутренней виброизоляции изгибных волн обычно приводит к завышенным значениям. Эффективность снижения структурного шума изгибных волн при применении виброизоляции определяется выражением [24]

$$\Delta L_{ВИ} = 10 \lg \frac{\int_{-\pi/2}^{\pi/2} G(\varphi) d\varphi}{\int_{-\pi/2}^{\pi/2} G(\varphi) |H(\varphi)|^2 d\varphi} = -10 \lg \langle H^2 \rangle_\varphi,$$

где $G(\varphi)$ - угловая спектральная плотность энергии вибрационного поля до установки

виброизоляции; $H(\varphi)$ - коэффициент прохождения амплитуды изгибной волны; $\langle H^2 \rangle_\varphi$ - усредненный по углу падения квадрат модуля коэффициента прохождения для поля изгибных волн.

Согласно диффузионно-энергетической теории распространения виброакустической энергии по конструкции машины [15], коэффициент прохождения акустической энергии через стык из механизма в станину D_w , равный в данном случае значению $\langle H^2 \rangle_\varphi$, может быть записан

следующим образом $D_w = \frac{W_{d2}}{W_{d1} + W_{d2}} = \left[1 + \frac{\eta_1(\eta_2 + \eta_{21})}{\eta_2\eta_{21}} \right]^{-1}$, где W_{d1} , W_{d2} - мощности

диссипативных потерь в сопряженных элементах машины, η_1 , η_2 - коэффициенты потерь (меры вибропоглощения) в элементах машины; η_{21} - коэффициент передачи энергии из элемента 1 в элемент 2 [25]. Тогда эффективность внутренней виброизоляции составит

$$\Delta L_{ВИ} = 10 \lg(D_w / D_w^*) = 10 \lg \left[1 + \frac{\eta_1(\eta_2 + \eta_{21})}{\eta_2\eta_{21}} \right]^{-1} + 10 \lg(1 + \eta_1^* / \eta_{12}^*), \geq$$

откуда получим

$$\Delta L_{ВИ} \approx 10 \lg(1 + \eta_1^* / \eta_{12}^*), \quad (12)$$

где значения со знаком «*» относятся к виброизолированной системе.

В соответствии с уравнением (12) эффективность внутренней виброизоляции может быть обеспечена не только уменьшением коэффициента передачи энергии в стыке $\eta_{12}^* \ll \eta_{12}$, но и увеличением коэффициента потерь η_1^* элемента 1. На основе результатов выполненного анализа с учетом особенностей прохождения изгибных волн через тонкие резиновые прокладки разработана новая методология расчета внутренней виброизоляции [26]. Внутренняя виброизоляция изгибных волн для тонких эластичных прокладок эффективна на частотах, превышающих частоту f_{mn} полного прохождения изгибных волн через прокладку.

Значение находится из решения уравнения [27] $bk_0^3 \frac{E}{E_n} = 2 \frac{G_n}{E_n} \frac{12}{h^2}$, откуда для характерных соотношений параметров упругого слоя [28] и несущего элемента эта частота составляет

$$f_{mn} = 0,32c_1(E_n / Eh^2b)^{1/3}, \quad (13)$$

где $k_0 = 2\pi f_{mn} / c_1$ - волновое число для полного прохождения энергии, m^{-1} ; E , E_n - модули упругости материала несущего элемента и прокладки, H/m^2 ; $G_n \approx E_n / 3$ - модуль сдвига для материала прокладки, H/m^2 ; $c_1 = \sqrt{E_n / \rho_n}$ - скорость продольных волн в прокладке, m/c ; h , b - толщина и ширина прокладки, m .

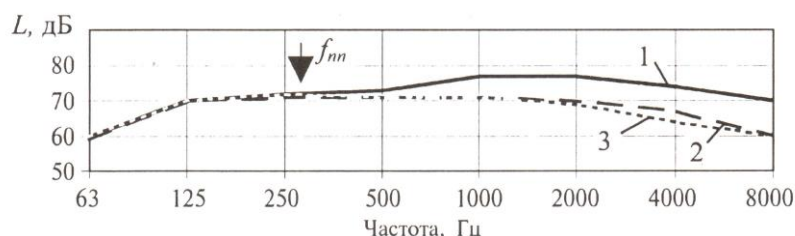


Рис. 3. Спектры уровня звукового давления веретенного узла с тесемочным приводом: 1 - без виброизоляции экспериментальный; 2, 3 - с виброизоляцией подшипников, соответственно экспериментальный и расчетный.

Согласно уравнению (13), виброизоляция эффективна на частотах выше f_{mn} при достаточно

малых значениях $\eta_{12} = \eta_{21} \ll \eta_1$. В этом частотном диапазоне, как показали исследования тонких эластичных прокладок из резины, величина η_{12}^* уменьшается от 1 пропорционально квадрату частоты до частоты 1-3 кГц, начиная с которой остается постоянной.

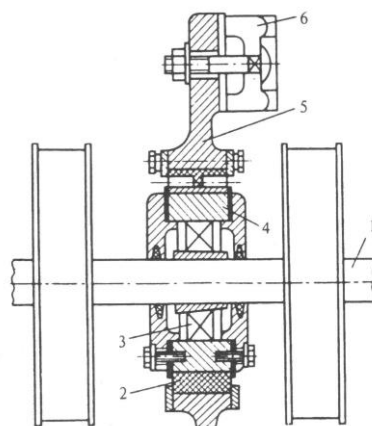


Рис. 4. Конструкция виброопоры главного вала машины ПК-100: 1 – главный вал; 2 – резиновая втулка; 3 – шарикоподшипники; 4 – опорная втулка; 5 – кронштейн; 6 – промежуточная стойка остова.

В то же время коэффициент потерь η_1 уменьшается пропорционально частоте от значений порядка 0,1 на низких частотах до 0,01-0,005 на частоте 3-4 кГц, выше которой этот коэффициент также остается примерно постоянным [14]. В соответствии с этим эффективность внутренней виброизоляции, начиная с частоты f_{mn} возрастает от 0 пропорционально частоте (т.е. на 3 дБ на октаву или на 10 дБ на декаду частоты) до ее значения на 3 кГц, после чего постоянна.

Выбор значений f_{mn} за счет подбора модуля упругости толщины и ширины упругого элемента из резины по формуле (3) должен обеспечивать необходимую эффективность виброизоляции на частотах выше f_{mn}

$$\Delta L_{ВН} = 10 \lg(f / f_{mn}) \quad \text{при } f_{mn} < f < 3000 \text{ Гц};$$

$$\Delta L_{ВН} = 10 \lg(3000 / f_{mn}) \quad \text{при } f_{mn} > 3000 \text{ Гц}.$$

В настоящее время метод внутренней виброизоляции широко применяется для шумоглушения машин текстильной и легкой промышленности [7], особенно для снижения шума, возбуждаемого подшипниками веретен и камер прядильных и крутильных машин, где его применение обеспечило эффективность шумозащиты до 10 дБА (рис. 3). На рис. 4 показана конструкция виброопоры подшипников главного вала прядильно-крутильной машины, обеспечивающая снижение уровней шума на средних и высоких частотах до 12 дБ. Современные веретенные узлы оснащены резиновыми втулками, отделяющими наружные кольца подшипников от кронштейнов, и прокладками, отделяющими кронштейны от веретенного бруса (у тяжелых веретен типа ВКЭ).

Список литературы

1. Поболь О.Н., Фирсов Г.И. Оценка шумовых характеристик машин в цеховых условиях (на примере текстильной и легкой промышленности) // Вестник научно-технического развития. – 2010. - № 12(40). - С.12-20.
2. Поболь О.Н., Фирсов Г.И. Проблемы оценки шумовых характеристик текстильного оборудования в цеховых условиях // Гуманитарные и естественно-научные факторы

- решения экологических проблем и устойчивого развития. Часть 2. - Новомосковск: Новомосковский филиал Университета Российской академии образования, 2011. - С.50-57.
3. Поболь О.Н., Фирсов Г.И. Баланс акустической энергии в машинах и принципы их акустического проектирования // Доклады X Всесоюзной Акустической конференции, секц. К. - М.: Акустический ин-т АН СССР, 1983. - С.73-76.
 4. Клюкин И.И., Клещев А.А. Судовая акустика. - Л.: Судостроение, 1982. - 144 с.
 5. Поболь О.Н. Основы акустической экологии и шумозащита машин. - М.: Знание, 2002. - 272 с.
 6. Поболь О.Н., Фирсов Г.И. Исследование и моделирование процессов возбуждения виброакустических колебаний в кулачковых механизмах ткацких станков // Актуальные проблемы науки. Выпуск XIII. – Пенза: Издательство ПГУ, 2018. – С.253-259.
 7. Поболь О.Н., Фирсов Г.И. Конструктивно-технологические методы шумоглушения машин текстильной и легкой промышленности // Гуманитарные и естественно-научные факторы решения экологических проблем и устойчивого развития. - Новомосковск: Новомосковский филиал Университета Российского инновационного образования, 2017. - С.86-94.
 8. Поболь О.Н., Статников И.Н., Фирсов Г.И. Эволюционное проектирование механических систем по эколого-акустическим критериям // Гуманитарные и естественно-научные факторы решения экологических проблем и устойчивого развития. Часть 2. - Новомосковск: Новомосковский филиал Университета Российской академии образования, 2008. - С.46-53.
 9. Поболь О.Н., Фирсов Г.И. Определение оптимальных характеристик вибропоглощения конструкции пневмореприного ткацкого станка // Влияние вибрации на организм человека и проблемы виброзащиты. Тезисы докладов IV Всесоюзного симпозиума. - М.: Наука, 1982. - С.67.
 10. Поболь О.Н., Суслов Г.В., Фирсов Г.И. Проблемы акустического проектирования машин и современные задачи экологической акустики механизмов // Безопасность жизнедеятельности в техносфере. Сборник научных статей. – Белгород: Белгородский гос. технол. ун-т им. В.Г. Шухова, 2014. – С.117-122.
 11. Поболь О.Н., Статников И.Н., Фирсов Г.И., Чернявский И.Т. О решении двухкритериальной задачи оптимального проектирования системы вибропоглощения ткацкого станка // Методы решения задач машиноведения на вычислительных машинах. - М.: Наука, 1979. - С.62-68.
 12. Поболь О.Н., Статников И.Н., Фирсов Г.И. Решение задачи оптимального проектирования системы вибропоглощения машин-автоматов методом имитационного моделирования // Современные методы синтеза машин-автоматов и их систем. - Тамбов: ТИХМ, 1981. - С.81.
 13. Поболь О.Н., Фирсов Г.И. Моделирование виброакустических процессов в машинах с помощью аппарата системологии // Решение задач прикладной механики на ЭВМ. - М.: Наука, 1978. - С.95-104.
 14. Поболь О.Н., Фирсов Г.И. Проблемы системного подхода к решению задач экологии технических объектов // Вестник научно-технического развития. – 2013. - № 12(76). - С.20-34.
 15. Поболь О.Н., Фирсов Г.И. Иерархия системных моделей в задачах экологии технических объектов // Гуманитарные и естественно-научные факторы решения экологических проблем и устойчивого развития. Часть 2. - Новомосковск: Новомосковский филиал Университета Российской академии образования, 2009. - С.55-63.
 16. Поболь О.Н., Фирсов Г.И. Системный подход к исследованию технических объектов // Системный анализ в проектировании и управлении. Сборник научных трудов. Часть 2. - СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2009. - С.216-225.

17. Поболь О.Н., Фирсов Г.И. Системный подход к решению задач экологии технических объектов // Современная Россия: проблемы социально-экономического, экологического и духовно-политического развития. – Волгоград – М.: ООО «Глобус», 2009. – С. 92-99.
18. Поболь О.Н., Фирсов Г.И. Исследование и моделирование процессов звукоизлучения элементов хлопкоочистительных машин // Автоматизация научных исследований в области машиноведения. - М.: Наука, 1983. - С.68-75.
19. Поболь О.Н., Фирсов Г.И. Модельные представления источников акустического излучения в прядильных машинах // Методы исследования динамических систем на ЭВМ. - М.: Наука, 1984. - С.67-73.
20. Поболь О.Н., Фирсов Г.И. Моделирование процессов возбуждения и излучения акустической энергии в ременной передаче крутильных и прядильных машин // Исследование и решение задач прикладной механики на ЭВМ. - М.: Наука, 1985. - С. 90-96.
21. Добрынин С.А., Лазарко В.А., Поболь О.Н., Фирсов Г.И. Моделирование вибрационных полей в несущей системе ткацкого станка // Моделирование задач машиноведения на ЭВМ. - М.: Наука, 1976. – С. 114-121.
22. Поболь О.Н. Шум в текстильной промышленности и методы его снижения. – М.: Легпромбытиздат, 1987. – 144 с.
23. Борьба с шумом на производстве; Справочник / Под ред. Е.Я. Юдина. – М.: Машиностроение, 1985. - 400 с.
24. Ляпунов В.Т., Никифоров А.С. Виброизоляция в судовых конструкциях. – Л.: Судостроение, 1975. – 232 с.
25. Поболь О.Н., Фирсов Г.И. Коэффициент потерь элементов конструкции как интегральная характеристика акустической модели машины // Математика, информатика, естествознание в экономике и в обществе. Сборник трудов. Том 1. – М.: МФЮА, 2015. – С.122-126.
26. Поболь О.Н., Фирсов Г.И. Функциональная среда в жизнедеятельности технических систем // Гуманитарные и естественно-научные факторы решения экологических проблем и устойчивого развития. Часть 2. - Новомосковск: Новомосковский филиал Университета Российской академии образования, 2013. - С.38-41.
27. Cremer L., Heckl M., Ungar E.E. Structure-borne sound. Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies. – Berlin: Springer Verlag, 1988. – 573 pp.
28. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.

Дата поступления: 24 октября 2018 г.