

Интернет-журнал «Наукоедение» ISSN 2223-5167 <http://naukovedenie.ru/>

Том 9, №2 (2017) <http://naukovedenie.ru/vol9-2.php>

URL статьи: <http://naukovedenie.ru/PDF/28TVN217.pdf>

Статья опубликована 07.04.2017

**Ссылка для цитирования этой статьи:**

Голосной С.В., Ермолов М.В. Моделирование вибраций корпусов шпиндельных бабок копировально-фрезерных и вертикально-сверлильных деревообрабатывающих станков // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 9, №2 (2017) <http://naukovedenie.ru/PDF/28TVN217.pdf> (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

**УДК 621.91**

**Голосной Сергей Владимирович**

ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», Россия, Ростов-на-Дону<sup>1</sup>  
Аспирант кафедры «Основы проектирования машин»  
E-mail: [nikarostov@bk.ru](mailto:nikarostov@bk.ru)

**Ермолов Михаил Валерьевич**

ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», Россия, Ростов-на-Дону  
Старший преподаватель кафедры «Технология металлов»  
E-mail: [nikarostov@bk.ru](mailto:nikarostov@bk.ru)

## **Моделирование вибраций корпусов шпиндельных бабок копировально-фрезерных и вертикально-сверлильных деревообрабатывающих станков**

**Аннотация.** Деревообрабатывающие станки, в частности копировально-фрезерные и вертикально-сверлильные, интенсивно эксплуатируются в различных отраслях промышленности и, в особенности, в условиях модельных участков литейного производства. Вертикально-сверлильные станки имеют частоты вращения режущего инструмента, достигающие 6000 об/мин, а копировально-фрезерные станки характеризуются наиболее высокими частотами вращения шпинделей. в частности, у одношпиндельного станка  $n = 18000$  об/мин, а у восьмишпиндельного - 10000 об/мин. Поэтому вышеуказанные станки создают в рабочей зоне операторов уровни звукового давления, превышающие санитарные нормы, в особенности, в высокоскоростной части спектра. Характерной особенностью данных станков является отсутствие в приводе главного движения зубчатых передач. Поэтому основными источниками шума являются подшипники качения и корпуса шпиндельных бабок, звуковое излучение которых определяется вибрациями, передаваемыми от подшипниковых узлов передней и задней опор шпинделей. Следует отметить, что при столь высоких частотах вращения невозможна замена опор качения на опоры скольжения и практически снижение уровней шума может быть достигнуто увеличением диссипативных параметров корпусов бабок. Проведено моделирование виброакустических характеристик сборного корпуса шпиндельной бабки с использованием метода энергетического баланса. Особенностью конструкции корпуса является применение многослойных опорных элементов с применением

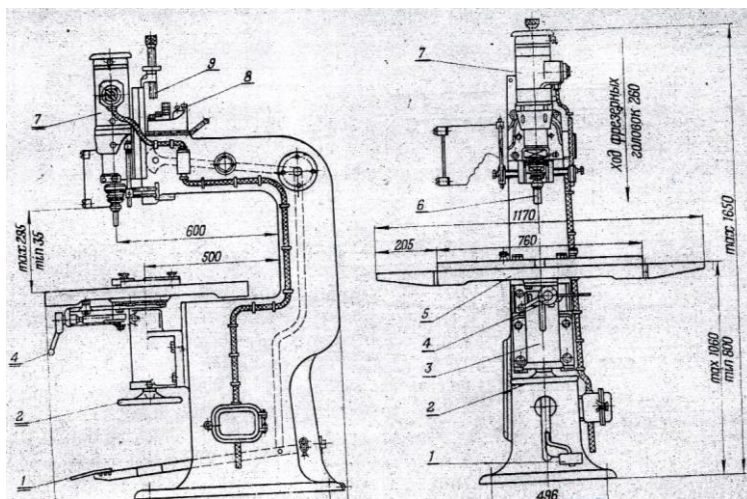
---

<sup>1</sup> 344038, Южный федеральный округ, Ростовская область, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2

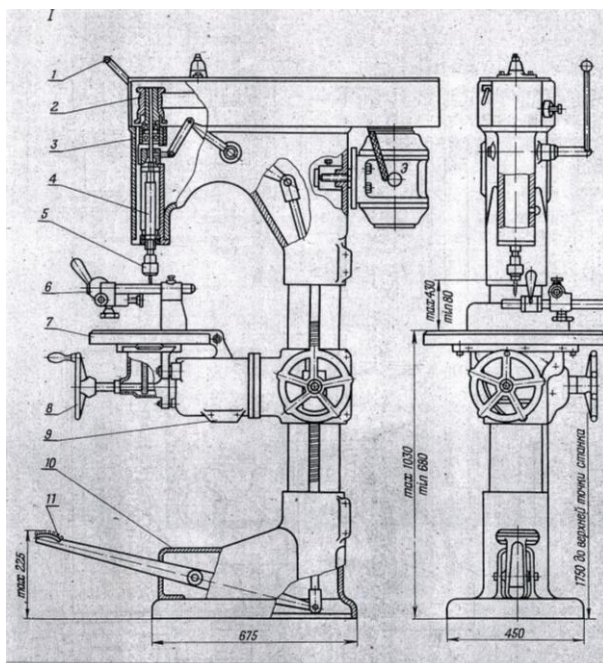
вибропоглощающих слоев с соответствующими величинами эффективных коэффициентов потерь колебательной энергии, которые учитываются в полученной модели.

**Ключевые слова:** вибрация; копировально-фрезерные станки; вертикально-сверлильные станки; шпиндельная бабка; вибропоглощение; метод энергетического баланса

Несмотря на различное функциональное назначение и динамику процесса резания копировально-фрезерных и вертикально-сверлильных станков деревообрабатывающих станков, компоновки шпиндельных бабок, практически идентичны (рисунок 1, 2) [1].



**Рисунок 1.** Копировально-фрезерный станок: 1 - педаль перемещения узла; 2 - штурвал установки стола; 3, 5 - корпус штурвала; 4 - рукоятка перемещения фиксатора копировального шаблона; 6 - патрон крепления фрезы; 7 - электродвигатель; 8, 9 - фиксаторы крайнего положения узла резания



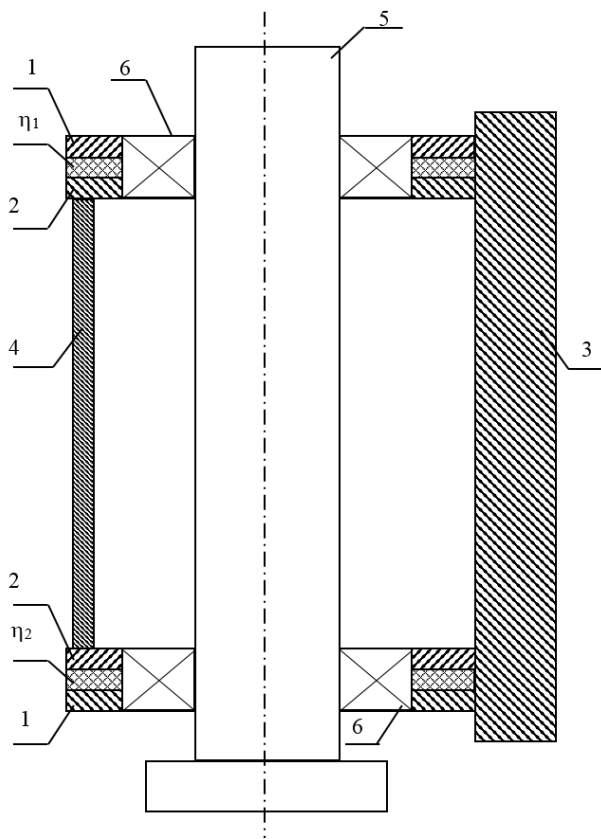
**Рисунок 2.** Вертикально-сверлильный станок: 1 - рукоятка перемещения шпинделя узла резания; 2, 4 - шкив привода узла резания; 3 - станина узла резания; 5 - патрон крепления сверла; 6 - прижим детали; 7 - стол; 8 - штурвал продольного перемещения стола; 9 - опора стола; 10 - станина станка; 11 - педаль перемещения шпинделя

Кроме этого следует отметить, что вследствие высоких частот вращения шпинделей, звуковое излучение корпусов шпиндельных бабок в значительной степени определяет превышение уровней звукового давления в рабочей зоне операторов [2].

Поэтому выбор инженерных решений по снижению интенсивности звукового излучения шпиндельных бабок вышеуказанного оборудования может быть выполнен с единых позиций.

Анализ компоновок шпиндельных бабок позволяет предположить, что повышенные уровни вибрации и шума создаются именно подшипниками передней и задней опор шпинделя. Известно [3, 4, 5], что подшипники одной и той же серии и типоразмера имеют значительную разницу уровней вибрации на наружных кольцах, что фактически и определяет вводимую в корпусные детали вибрационную мощность [6].

В условиях предприятий, эксплуатирующих вышеуказанные станки, снизить вибрацию и шум корпуса шпиндельной бабки цельнолитой конструкции не представляется возможным. Поэтому перспективным направлением снижения шума таких станков является использование сборных корпусов, диссипативные свойства которых могут быть значительно увеличены путем изготовления элементов корпуса, в которые устанавливается шпиндельный узел, многослойными с применением вибропоглощающих элементов с соответствующими величинами коэффициентов потерь колебательной энергии. Разработанная авторами принципиальная схема такой конструкции приведена на рисунке 3.



**Рисунок 3.** Расчетная схема сборной шпиндельной бабки: 1, 2 - пластины, в которых устанавливается шпиндельный узел;  $\eta_1$  и  $\eta_2$  - коэффициенты потерь колебательной энергии вибропоглощающих материалов; 3 - опорная пластина; 4 - две штанги, устанавливаемые для обеспечения необходимой изгибной жесткости; 5 - шпиндельный узел с опорами качения 6

Расчет виброакустических характеристик такой конструкции основан на методах энергетического баланса [5], традиционно применяемых для пластинчато-стержневых конструкций. Для рассматриваемой схемы система уравнений примет вид:

$$\begin{aligned}
 \delta_1 S_1 q_1 + 2\alpha_{1-6} l_{1-6} q_1 + \alpha_{1-5} l_{1-5} q_1 &= 2\alpha_{6-1} l_{1-6} q_6 + \alpha_{5-1} l_{1-5} q_5 + 2\pi R_{H_1} \sum_1^{K_1} N_{1_i} ; \\
 \delta_2 S_2 q_2 + 2\alpha_{2-6} l_{2-6} q_2 + \alpha_{2-5} l_{2-5} q_2 &= 2\alpha_{6-2} l_{2-6} q_6 + \alpha_{5-2} l_{2-5} q_5 + 2\pi R_{H_1} \sum_1^{K_1} N_{1_i} ; \\
 \delta_3 S_3 q_3 + 2\alpha_{3-6} l_{3-6} q_3 + \alpha_{3-5} l_{3-5} q_3 &= 2\alpha_{6-3} l_{3-6} q_6 + \alpha_{5-3} l_{3-5} q_5 + 2\pi R_{H_2} \sum_1^{K_1} N_{2_i} ; \\
 \delta_4 S_4 q_4 + 2\alpha_{4-6} l_{4-6} q_4 + \alpha_{4-5} l_{4-5} q_4 &= 2\alpha_{6-4} l_{4-6} q_6 + \alpha_{5-4} l_{4-5} q_5 + 2\pi R_{H_2} \sum_1^{K_1} N_{2_i} ; \\
 \delta_5 S_5 q_5 + \alpha_{5-1} l_{1-5} q_5 + \alpha_{5-2} l_{2-5} q_5 + \alpha_{5-3} l_{3-5} q_5 + \alpha_{5-4} l_{4-5} q_5 &= \\
 &= \alpha_{1-5} l_{1-5} q_1 + \alpha_{2-5} l_{2-5} q_2 + \alpha_{3-5} l_{3-5} q_3 + \alpha_{4-5} l_{4-5} q_4 ; \\
 \delta_6 S_6 q_6 + \alpha_{6-1} l_{1-6} q_6 + \alpha_{6-2} l_{2-6} q_6 + \alpha_{6-3} l_{3-6} q_6 + \alpha_{6-4} l_{4-6} q_6 &= \\
 &= \alpha_{1-6} l_{1-6} q_1 + \alpha_{2-6} l_{2-6} q_2 + \alpha_{3-6} l_{3-6} q_3 + \alpha_{4-6} l_{4-6} q_4 ,
 \end{aligned} \tag{1}$$

где:  $\delta_i$  - коэффициенты поглощения энергии в стенках корпуса,  $m^{-1}$ ;  $S_i$  - площадь излучения стенки корпуса,  $m^2$ ;  $q_i$  - поток вибрационной энергии в соответствующей стенке;  $\alpha_{i-j}; j-i$  - коэффициенты передачи между двумя соседними стенками корпуса;  $l_{i-j}$  - длина линии контакта между двумя пластинами, м;  $R_{H_i}$  - радиус наружного кольца подшипника, м;  $N_i$  - вводимая в корпус вибрационная мощность через наружное кольцо подшипника, Вт.

Вводимую в стенки корпуса шпиндельной бабки вибрационную мощность определим по формуле:

$$N = R(t) \cdot V, \tag{2}$$

где:  $R(t)$  - реакция в подшипнике, Н;  $V$  - скорость деформации, м/с.

К основным требованиям точности вращения шпинделей относится требуемая величина жесткости подшипниковых узлов. Поэтому используя известные зависимости соотношения сил и жесткости приведем выражение мощности к виду:

$$N = R \frac{dP}{dt} \frac{1}{j}, \tag{3}$$

где  $j$  - жесткость подшипникового узла, Н/м.

Коэффициенты передачи вибрационной мощности между элементами конструкции определяются по формуле [7]:

$$\alpha_{i-j} = \frac{\langle \tau \rangle}{\pi} = \frac{\tau_{0_{i-j}} \Psi}{\pi}, \tag{4}$$

где:  $\Psi$  - функция, учитывающая соотношение толщин пластин (определяется из графика [7]);  $\tau_{0_{i-j}}$  - коэффициент прохождения нормально падающей волны из  $i$ -той пластины в  $j$ -тую, определяемый по формуле:

$$\tau_{0_{i-j}} = \frac{2 \left( \frac{h_i}{h_j} \right)^2}{\left[ 1 + \left( \frac{h_i}{h_j} \right)^{2,5} \right]^2}, \quad (5)$$

где  $\frac{h_i}{h_j}$  - соотношение толщин пластин, м.

Для данной конструкции формулы для коэффициентов передачи приведены к виду:

$$\begin{aligned} \alpha_{1-5} &= 1,3 \left( \frac{h_1}{h_5} \right)^{3,5}; & \alpha_{2-5} &= 1,3 \left( \frac{h_2}{h_5} \right)^{3,5}; & \alpha_{3-5} &= 1,3 \left( \frac{h_3}{h_5} \right)^{3,5}; & \alpha_{4-5} &= 1,3 \left( \frac{h_4}{h_5} \right)^{3,5}; \\ \alpha_{1-6} &= 1,3 \left( \frac{h_1}{d_c} \right)^{3,5}; & \alpha_{2-6} &= 1,3 \left( \frac{h_2}{d_c} \right)^{3,5}; & \alpha_{3-6} &= 1,3 \left( \frac{h_3}{d_c} \right)^{3,5}; & \alpha_{4-6} &= 1,3 \left( \frac{h_4}{d_c} \right)^{3,5}; \\ \alpha_{5-1} &= 1,3 \left( \frac{h_5}{h_1} \right)^{2,5}; & \alpha_{5-2} &= 1,3 \left( \frac{h_5}{h_2} \right)^{2,5}; & \alpha_{5-3} &= 1,3 \left( \frac{h_5}{h_3} \right)^{2,5}; & \alpha_{5-4} &= 1,3 \left( \frac{h_5}{h_4} \right)^{2,5}; \\ \alpha_{6-1} &= 1,3 \left( \frac{d_c}{h_1} \right)^{2,5}; & \alpha_{6-2} &= 1,3 \left( \frac{d_c}{h_2} \right)^{2,5}; & \alpha_{6-3} &= 1,3 \left( \frac{d_c}{h_3} \right)^{2,5}; & \alpha_{6-4} &= 1,3 \left( \frac{d_c}{h_4} \right)^{2,5}, \end{aligned} \quad (6)$$

где:  $h_i$  - толщина соответствующей пластины, м;  $d_c$  - диаметр стяжки, м.

Коэффициенты поглощения энергии для элементов конструкции определяются следующими формулами:

пластин из стали

$$\delta = 0,03\eta \sqrt{\frac{f_{mn}}{h_i}}; \quad (7)$$

пластин из чугуна

$$\delta = 0,04\eta \sqrt{\frac{f_{mn}}{h_i}}; \quad (8)$$

круглых стяжек из стали

$$\delta = 0,03\eta \sqrt{\frac{f}{d_c}}; \quad (9)$$

где:  $f_{mn}$  и  $f$  - собственные частоты колебаний, определяемые как [7]

$$f_{mn} = 0,45h \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\mu^2)}} \left( \frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right) \quad (10)$$

где:  $l_1$  и  $l_2$  - линейные размеры пластины, м;  $h$  - толщина пластины, м;  $m$  и  $n$  - постоянные числа, определяющие соответствующую форму колебания;  $E$  - модуль упругости, Па;  $\rho$  - плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  - коэффициент Пуассона;

$$f = \frac{\pi k^2}{2l^2} \sqrt{\frac{EJ_x}{\rho F}} \quad (11)$$

где:  $k$  - коэффициент, определяющий собственную частоту колебаний;  $J_x$  - момент инерции, м<sup>4</sup>;  $F$  - площадь сечения, м<sup>2</sup>.

Энергетические потоки в элементах корпуса шпиндельной бабки определяются по формуле

$$q_i = ZV_i^2 \quad (12)$$

где  $Z$  - импеданс соответствующего элемента шпиндельной бабки, кг/с.

Для стальных элементов граница диффузности вибрационного поля определяется [5]

$$f_{\text{диф}} = \frac{16h}{\pi\eta S} \sqrt{\frac{E}{12\rho(1-\mu^2)}} = 8 \cdot 10^3 \frac{h}{\eta S} \quad (13)$$

При толщинах  $h = 10 \div 12$  мм и  $\eta$  стали  $10^{-4}$   $f_{\text{диф}} \approx \frac{10^6}{S}$ , т.е. собственные частоты колебаний, ограничиваемые нормируемым диапазоном, меньше  $f_{\text{диф}}$ . Поэтому импеданс определяется по формуле

$$Z = 1,6\eta_{\Sigma} f_{mn} M \quad (14)$$

где:  $\eta_{\Sigma}$  - эффективный коэффициент потерь колебательной энергии элемента корпуса бабки с вибродемпфирующим покрытием;  $M$  - масса элемента, кг.

Следовательно, скорости колебаний элементов бабки определяются как

$$V = \sqrt{\frac{q_i}{1,6\eta_{\Sigma} f_{mn} M}} \quad (15)$$

Потоки энергии определяются из системы уравнений энергетического баланса.

Несущие элементы шпиндельных бабок представляют собой пластинчато-стержневые конструкции. Достоверность расчета вибраций таких конструкций, основанного на энергетических методах, в значительной степени зависит от точности задания эффективного коэффициента потерь колебательной энергии, который является частотно-зависимой величиной.

Теоретические и экспериментальные исследования А.С. Никифорова, Б.Д. Тартаковского, Б.И. Климова [4-11] и других исследователей в этой области позволили разработать методы выбора оптимальной толщины слоев вибропоглощающих мастик, что позволяет получить пластины с заданными вибропоглощающими свойствами.

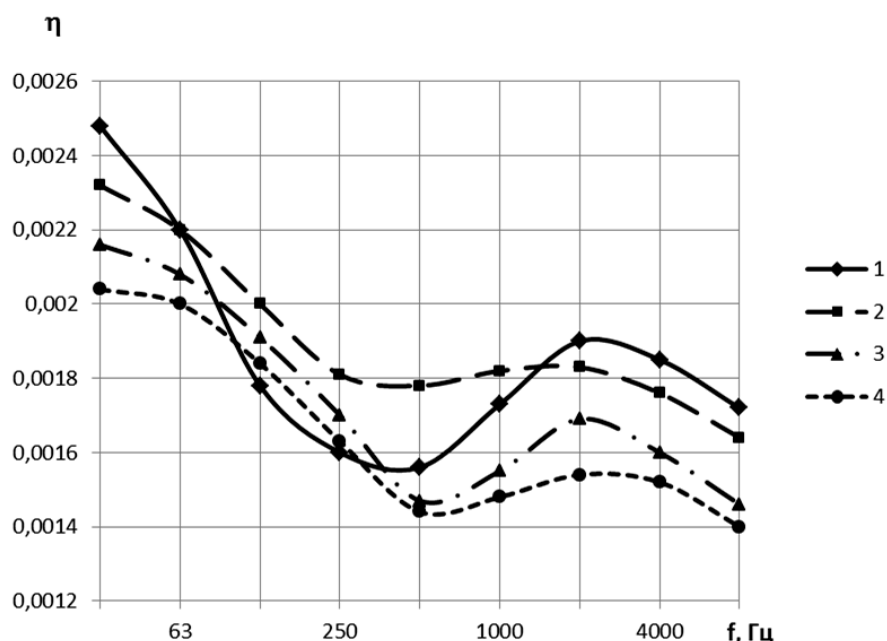
Несмотря на большую изученность физических процессов поглощения энергии, коэффициент потерь колебательной энергии достаточно трудно рассчитать из-за большой

разницы в толщинах пластин отдельных элементов. С целью получения более достоверных данных по частотно-зависимым величинам коэффициентов потерь колебательной энергии элементов несущих систем, представляющих собой пластины проводились экспериментальные исследования в лабораторных условиях.

Экспериментальные исследования показали, что максимальное значение коэффициента потерь наблюдается для пластин, толщина которых составляет 4÷8 мм. Для пластин, толщина которых находится в пределах 8÷22 мм, коэффициент потерь уменьшается, а для пластин, толщина которых превышает 22 мм, коэффициент потерь практически не меняется и составляет  $(1,2\div 1,3) \cdot 10^{-3}$ , что соответствует усредненной величине коэффициента потерь стали.

Эти результаты позволили существенно ограничить диапазон толщин пластин для выявления частотной зависимости коэффициента потерь колебательной энергии и ограничиться следующими: 2, 4, 6, 8 мм.

Результаты экспериментальных исследований частотной зависимости коэффициента потерь приведены на рисунке 4.



**Рисунок 4.** Частотная зависимость коэффициента потерь для пластин различной толщины: 1 - 2 мм; 2 - 4 мм; 3 - 6 мм; 4 - 8 мм (составлено автором)

Для выполнения инженерных расчетов структурной доли шума необходимо иметь аналитические зависимости величины частотно-зависимых эффективных коэффициентов потерь колебательной энергии. Поэтому ниже приведены результаты обработки экспериментальных исследований коэффициентов потерь и полученные на их основе регрессионные зависимости.

Регрессионный анализ позволяет аппроксимировать кривые, построенные по экспериментальным данным, методом наименьших квадратов. По сравнению с остальными метод наименьших квадратов позволяет получить более точные значения параметров эмпирической зависимости и, в соответствии с этим, максимально приблизить теоретические результаты расчетов к фактическим. Метод наименьших квадратов позволяет определить эмпирическую зависимость в виде полинома (многочлена) любой степени  $m$ .

При выборе наилучшей кривой оценивается такой параметр, как среднеквадратичное отклонение (СКО), который показывает степень приближения эмпирической кривой к исходной и поэтому должен быть минимальным:

$$\sigma_m = \sqrt{\frac{1}{n-m} \sum_{i=0}^n (P_m(x_i) - y_i)^2} \quad (16)$$

где:  $n$  - количество исходных данных;  $m$  - степень аппроксимирующего полинома;  $P_m(x_i)$  - значение эмпирической функции;  $y_i$  - значение исходной функции.

Так как многочлен  $P_m(x) = a_0 + a_1x + a_2x^2 + \dots + a_mx^m$  определяется своими коэффициентами, то фактически нужно подобрать набор коэффициентов  $a_0, a_1, \dots, a_m$ , минимизирующий функцию

$$\Phi(a_0, a_1, \dots, a_m) = \sum_{i=0}^n (P_m(x_i) - y_i)^2 = \sum_{i=0}^n \left( \sum_{j=0}^m a_j x_i^j - y_i \right)^2 \quad (17)$$

Используя необходимое условие экстремума  $\frac{\partial \Phi}{\partial a_k} = 0$ ,  $k = 0, 1, \dots, m$  получаем, так называемую, нормальную систему метода наименьших квадратов:

$$\sum_{j=0}^m \left( \sum_{i=0}^n x_i^{j+k} \right) a_j = \sum_{i=0}^n y_i x_i^k, \quad k = 0, 1, \dots, m. \quad (18)$$

Полученная система есть система алгебраических уравнений относительно неизвестных  $a_0, a_1, \dots, a_m$ , решение которой даст коэффициенты эмпирических зависимостей.

При аппроксимации таблично заданной функции полиномом его степень заранее неизвестна, поэтому возникает проблема выбора оптимальной степени аппроксимирующего многочлена. Для решения этой проблемы необходимо принять следующий алгоритм: для каждого полинома с  $m = 0, 1, 2, \dots$  вычисляется величина  $\sigma_m$ . За оптимальное значение степени полинома следует принять то значение  $m$ , начиная с которого величина  $\sigma_m$  стабилизируется или начинает возрастать.

Проведя расчет коэффициентов уравнений регрессии, получим регрессионные зависимости коэффициента потерь от частоты колебаний для различных толщин, которые имеют следующий вид [12]:

$$h = 2 \text{ мм}$$

$$\eta = 2,58 \cdot 10^{-3} - 1,15 \cdot 10^{-2} \lg f + 2,38 \cdot 10^{-2} (\lg f)^2 - 1,91 \cdot 10^{-2} (\lg f)^3 + 7,32 \cdot 10^{-3} (\lg f)^4 - 1,34 \cdot 10^{-3} (\lg f)^5 + 9,55 \cdot 10^{-5} (\lg f)^6; \quad (19)$$

$$h = 4 \text{ мм}$$

$$\eta = -3,98 \cdot 10^{-3} + 1,38 \cdot 10^{-3} \lg f + 1,66 \cdot 10^{-2} (\lg f)^2 - 1,90 \cdot 10^{-2} (\lg f)^3 + 8,37 \cdot 10^{-3} (\lg f)^4 - 1,65 \cdot 10^{-3} (\lg f)^5 + 1,22 \cdot 10^{-4} (\lg f)^6; \quad (20)$$



$$h = 6 \text{ мм}$$

$$\eta = 1,59 \cdot 10^{-1} - 4,01 \cdot 10^{-1} \lg f + 4,15 \cdot 10^{-1} (\lg f)^2 - 2,24 \cdot 10^{-1} (\lg f)^3 + \quad (21)$$

$$+ 6,57 \cdot 10^{-2} (\lg f)^4 - 1,00 \cdot 10^{-2} (\lg f)^5 + 6,21 \cdot 10^{-4} (\lg f)^6;$$

$$h = 8 \text{ мм}$$

$$\eta = 7,72 \cdot 10^{-2} - 1,97 \cdot 10^{-1} \lg f + 2,08 \cdot 10^{-1} (\lg f)^2 - 1,14 \cdot 10^{-1} (\lg f)^3 + \quad (22)$$

$$+ 3,38 \cdot 10^{-2} (\lg f)^4 - 5,19 \cdot 10^{-3} (\lg f)^5 + 3,22 \cdot 10^{-4} (\lg f)^6.$$

Результаты сравнительных расчетов сведены в таблице 1 [12].

**Таблица 1**

**Зависимость коэффициента потерь от частоты колебаний (составлено автором)**

f	$\eta$	$\tilde{\eta}$	$\Delta^2$	%
1	2	3	4	5
$h = 2 \text{ мм}$				
31,5	0,00248	0,002482	2,6465E-12	-0,07%
63	0,0022	0,002190	1,0539E-10	0,47%
125	0,00178	0,001806	6,5162E-10	-1,43%
250	0,0016	0,001569	9,4238E-10	1,92%
500	0,00156	0,001573	1,7876E-10	-0,86%
1000	0,00173	0,001739	8,4587E-11	-0,53%
2000	0,0019	0,001885	2,1103E-10	0,76%
4000	0,00185	0,001857	4,8752E-11	-0,38%
8000	0,00172	0,001719	1,5024E-12	0,07%
$\Sigma \Delta^2 = 2,2267E-09$				
$h = 4 \text{ мм}$				
31,5	0,00232	0,002319	5,03142E-13	0,03%
63	0,0022	0,002204	1,93228E-11	-0,20%
125	0,002	0,001989	1,16009E-10	0,54%
250	0,00181	0,001822	1,55274E-10	-0,69%
500	0,00178	0,001776	1,96691E-11	0,25%
1000	0,00182	0,001815	2,83819E-11	0,29%
2000	0,00183	0,001837	5,02856E-11	-0,39%
4000	0,00176	0,001757	1,07892E-11	0,19%
8000	0,00164	0,001641	3,34881E-13	-0,04%
$\Sigma \Delta^2 = 4,00569E-10$				
$h = 6 \text{ мм}$				
31,5	0,00216	0,002162	2,96308E-12	-0,08%
63	0,00208	0,002069	1,23372E-10	0,53%
125	0,00191	0,001939	8,2144E-10	-1,50%
250	0,0017	0,001663	1,39874E-09	2,20%
500	0,00147	0,001492	4,97261E-10	-1,52%
1000	0,00155	0,001552	2,50036E-12	-0,10%
2000	0,00169	0,001679	1,10351E-10	0,62%
4000	0,0016	0,001606	3,30283E-11	-0,36%
8000	0,00146	0,001459	1,18062E-12	0,07%
$\Sigma \Delta^2 = 2,99083E-09$				

f	$\eta$	$\tilde{\eta}$	$\Delta^2$	%
1	2	3	4	5
$h = 8 \text{ мм}$				
31,5	0,00204	0,002040	1,88352E-13	-0,02%
63	0,002	0,001997	1,01782E-11	0,16%
125	0,00184	0,001850	9,76137E-11	-0,54%
250	0,00163	0,001613	2,99606E-10	1,06%
500	0,00144	0,001459	3,50184E-10	-1,30%
1000	0,00148	0,001467	1,60171E-10	0,86%
2000	0,00154	0,001545	2,68817E-11	-0,34%
4000	0,00152	0,001519	1,31429E-12	0,08%
8000	0,0014	0,001400	1,27199E-14	-0,01%
$\Sigma \Delta^2 = 9,4615E-10$				

Анализ результатов показывает, что погрешности регрессий не превышают в максимальном случае 2,2%, при этом сумма квадратов отклонений не превышает  $\Sigma \Delta^2 = 2,99 \cdot 10^{-9}$ .

В качестве моделей источников шума приняты:

- плоская прямоугольная пластина, уровни шума которой определяются по формуле

$$L_i = 20 \lg V_{mni} + 10 \lg S - 20 \lg r + 138 \quad (23)$$

где  $r$  - расстояние от соответствующего элемента до расчетной точки, м;

- цилиндрический излучатель для стержней; уровни звукового давления для двух стержней определяются как

$$L = 20 \lg V_k k + 51 \lg \frac{E}{\rho} + 20 \lg \frac{d}{r} + 117 \quad (24)$$

где:  $V_k$  - скорости колебаний на собственных частотах, м/с;  $k$  - коэффициент, определяющий собственную форму колебаний;  $d$  - диаметр стержня, м;  $E$  и  $\rho$  - модуль упругости (Па) и плотность ( $\text{кг/м}^3$ ) материала стержня.

Поскольку все элементы корпуса излучают звуковую энергию одновременно, то уровень звукового давления, создаваемый на рабочем месте, определяется энергетическим суммированием всех источников по известной формуле

$$L_{\Sigma} = 10 \lg \left( 10^{0,1L_1} + 10^{0,1L_2} + 10^{0,1L_3} + 2 \cdot 10^{0,1L_4} + 10^{0,1L_5} \right) \quad (25)$$

Скорость колебаний элементов корпуса определяется геометрическими размерами, физико-механическими характеристиками материала, а также вводимой через опоры шпинделя вибрационной мощностью, которая, в свою очередь, зависит от технологических режимов резания и координаты приложения силы резания относительно опор и является функцией времени.

Ниже приведены результаты расчетов для корпусов из стали и чугуна скорости распространения продольной волны и собственной частоты колебаний

для стали:

$$C_{nc} = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^{11}}{7800(1 - 0,28^2)}} = 29,2 \cdot 10^6 \quad \text{м/с;} \quad (26)$$

$$f_{m_c} = 0,45h \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^{11}}{3 \cdot 7800(1 - 0,28^2)}} \left( \frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right) = 2449,6h \left( \frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right); \quad (27)$$

для чугуна:

$$C_{n_q} = \sqrt{\frac{1,16 \cdot 10^{11}}{7000(1 - 0,27^2)}} = 17,9 \cdot 10^6 \quad \text{м/с}; \quad (28)$$

$$f_{m_q} = 0,45h \sqrt{\frac{1,16 \cdot 10^{11}}{3 \cdot 7000(1 - 0,27^2)}} \left( \frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right) = 1916,1h \left( \frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right). \quad (29)$$

На основе этих данных получены величины коэффициентов поглощения:

для стали:

$$\delta_c = 2,3 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{2449,6h \left( \frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right)}{29,2 \cdot 10^6 h}} = 0,0211 \cdot 10^{-4} \sqrt{\left( \frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right)}; \quad (30)$$

для чугуна:

$$\delta_q = 2,3 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{1916,1h \left( \frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right)}{17,9 \cdot 10^6 h}} = 0,0238 \cdot 10^{-3} \sqrt{\left( \frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right)}. \quad (31)$$

Результаты расчетов показали, что при одинаковых габаритных размерах корпуса бабки, изготовленной из стали и чугуна существенно изменяются скорости распространения изгибных волн, собственные частоты колебаний и потоки вибрационной мощности в элементах корпуса.

В частности:

$$\frac{f_{m_q}}{f_{m_c}} = \frac{1916}{2450} = 0,78;$$

$$\frac{C_{n_q}}{C_{n_c}} = \frac{18}{29} = 0,62;$$

$$\frac{\delta_q}{\delta_c} = \frac{240}{21} = 11,4.$$

Таким образом, у корпуса шпиндельной бабки, изготовленной из чугуна, скорость распространения изгибных волн уменьшится в 0,62 раза, собственные частоты колебаний - в 0,78 раз, что приводит к значительному уменьшению уровней шума.

### Выводы

1. Дальнейшее направление снижения шума и вибрации сборных корпусов шпиндельных бабок может быть достигнуто изготовлением пластин типа «сэндвич-конструкций» с использованием вибропоглощающих материалов. Для сборных корпусов этот путь технологически выполним, а требуемые величины коэффициентов потерь колебательной энергии реально достижимы за счет подбора толщин отдельных элементов сборных пластин.

2. В такой постановке возможно выполнить и решение обратной задачи - обеспечение предельно-допустимых уровней звукового давления на этапе проектирования, а именно, исходя из санитарных норм шума, определяются требуемые значения скоростей колебаний элементов корпуса шпиндельной бабки, которые, в свою очередь, достигаются значениями эффективных коэффициентов потерь колебательной энергии, за счет рационального подбора материалов многослойных конструкций, характеризующихся плотностью, модулями упругости, толщиной и их диссипативными характеристиками.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Атлас конструкций деревообрабатывающих станков. Кузнецов М.А. изд-во «Лесная промышленность». - М.: 1969, 320 с.
2. Голосной С.В., Чукарин А.Н. Экспериментальные исследования спектров шума и вибрации копировально-фрезерных станков. Вестник ДГТУ, Т. 16. №4. С. 79-85.
3. Чукарин А.Н. Влияние отклонений дорожек качения колец на их вибрационные характеристики / А.Н. Чукарин // Деп. в НИИАВТОПРОМ, №812. - Ростов н/Д, 1982. - 9 с.
4. Чукарин А.Н. Улучшение виброакустических характеристик подшипниковых узлов металлорежущих станков: дис. канд. техн. наук: 05.03.01. - Ростов н/Д, 1985. - 175 с.
5. Феденко А.А. Улучшение виброакустических характеристик шпиндельных бабок станков токарной группы: дис. канд. техн. наук: 05.03.01. - Ростов н/Д, 1997. - 120 с.
6. Чукарин А.Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки: монография / А.Н. Чукарин // Изд. центр ДГТУ, Ростов н/Д, 2004. - 152 с.
7. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций. - Л.: Судостроение, 1990. - 200 с.
8. Расчеты на прочность в машиностроении / под ред. С.Д. Пономарева. - М.: Машгиз, 1959. - 884 с.
9. Никифоров А.С. Вибропоглощение на судах. - Л.: Судостроение, 1979. - 284 с.
10. Климов Б.И. Современные тенденции развития вибро- и звукозащитных систем полиграфических машин. - М.: Книга, 1983. - 48 с.
11. Тартаковский Б.Д. Методы и средства вибропоглощения. - в кн.: Борьба с шумом и звуковой вибрацией. - М.: Знание, 1974. - С. 430-436.
12. Подуст С.Ф. Осовы виброакустических расчетов отечественных электровозов: монография / С.Ф. подуст, А.Н. Чукарин, И.В. Богуславский. - Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2013. - 160 с.

**Golosnoy Sergey Vladimirovich**

Rostov state transport university, Russia, Rostov-on-Don  
E-mail: [nikarostov@bk.ru](mailto:nikarostov@bk.ru)

**Ermolov Mikhail Valerevich**

Rostov state transport university, Russia, Rostov-on-Don  
E-mail: [nikarostov@bk.ru](mailto:nikarostov@bk.ru)

## **Modeling of vibrations of spindle headstock housings of copy-milling and vertical-drilling woodworking machines**

**Abstract.** Woodworking machines, in particular copy-milling and vertical-drilling, are intensively used in various industries and, in particular, in the conditions of model sites of foundry. Vertical drilling machines have rotational speeds of the cutting tool, reaching 6000 rpm, and copying and milling machines are characterized by the highest rotational speeds of the spindles. In particular, in a single-spindle machine,  $n = 18000$  rpm, and in an eight-spindle machine - 10000 rpm. Therefore, the above-mentioned machines create sound pressure levels in the operating area of operators that exceed sanitary standards, especially in the high-speed part of the spectrum. A characteristic feature of these machines is the absence in the drive of the main movement of gears. Therefore, the main sources of noise are rolling bearings and housings of spindle headstocks, the sound emission of which is determined by vibrations transmitted from the bearing units of the front and back supports of the spindles. It should be noted that at such high speeds, it is impossible to replace the rolling bearings with sliding bearings, and practically reducing the noise levels can be achieved by increasing the dissipative parameters of the hulls. Modeling of vibro-acoustic characteristics of the assembled body of the spindle head using the energy balance method was performed. A special feature of the hull design is the use of multilayer support elements with the use of vibration-absorbing layers with the corresponding values of the effective coefficients of vibrational energy losses, which are taken into account in the model obtained.

**Keywords:** vibration; copying and milling machines; vertical drilling machines; spindle head; vibration absorption; energy balance method