

УДК: 331.45; 534.21; 621.941

OECD: 01.03. AA; 10.63.49; 76.01.93

## Теоретические исследования вибрации и шумообразования несущих систем многошпиндельных деревообрабатывающих станков

Русляков Д.В.

К.т.н., доцент, докторант, Донской государственной технической университет,  
г. Ростов-на-Дону, РФ

### Аннотация

В статье представлено теоретическое обоснование расчета скоростей колебаний и уровней шума при работе деревообрабатывающих станков. В связи с тем, что несущие системы станков принадлежат к типу конструкций энергетически замкнутых и имеющих малые величины диссипативной функции, определяемой коэффициентами потерь колебательной энергии, то для таких конструкций для расчета скоростей колебаний и, соответственно, уровней шума предложено использовать метод энергетического баланса.

Теоретически выведены зависимости скоростей колебаний несущей системы станка  $S_{в12}$ , станка  $S_{в8}$ , а также зависимостей скоростей колебаний несущей системы горизонтально – вертикального сверлильного станка. Также было обосновано, что коэффициенты потерь колебательной энергии соответствующих элементов несущей системы станков следует задавать не для материала, из которого они изготовлены, а с учетом всей технологической системы в виде регрессионных зависимостей, полученных математической обработкой экспериментальных данных.

**Ключевые слова:** многошпиндельные деревообрабатывающие станки, звуковое давление, вибрация, шпиндель, сверло.

## *Theoretical studies of vibration and noise generation of carrying systems of multi-spindle woodworking machines*

*Ruslyakov D.V.*

*PhD, docent, doctoral student, Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russia*

### **Abstract**

*The article presents a theoretical justification for the calculation of vibration rates and noise levels during the operation of woodworking machines. Due to the fact that the carrying systems of machines belong to the structures that are energetically closed and have small values of the dissipative function determined by the coefficients of vibrational energy losses, it is proposed to use the energy balance method for such structures to calculate the vibration rates and, accordingly, noise levels.*

*The dependences of the vibration rates of the carrying system of the machine  $S_{v12}$ , the machine  $S_{v8}$ , as well as the dependences of the vibration rates of the carrying system of the horizontal – vertical drilling machine are derived theoretically. It was also proved that the coefficients of the loss of the vibrational energy of the corresponding elements of the carrying system of machines should not be set for the material from which they are made, but for the entire technological system in the form of regression dependencies obtained by mathematical processing of experimental data.*

**Keywords:** *multi-spindle woodworking machines, sound pressure, vibration, spindle, drill bit.*

## Введение

Гамма многошпиндельных сверлильных деревообрабатывающих станков включает вертикальный сверлильный станок  $C_{в12}$ , горизонтальный сверлильный станок  $C_{в8}$ , горизонтально – вертикальный сверлильный станок СВПГ.

Механизм резания станка  $C_{в12}$  (рис.1) имеет 12 шпинделей, которые могут переставляться на траверсах. Каждый шпindelь соединяется с фланцевым электродвигателем через муфту. На траверсе шпиндели крепятся по три в ряд и с помощью ручного шестеренчато-реечного привода могут перемещаться и устанавливаться на определенных расстояниях друг от друга. Обрабатываемое изделие крепится на столе станка специальным устройством с пневматическим приводом, перемещается вверх на сверла.



Рис. 1. Двенадцатишпиндельный вертикально-сверлильный станок

Станок  $C_{в8}$  (рис.2) имеет восемь сверлильных шпинделей. Каждые четыре шпинделя смонтированы на суппортах, которые перемещаются в направлении обрабатываемых заготовок. Аналогично станку  $C_{в12}$  шпиндели ручным шестеренчато-реечным приводом могут перемещаться поперек суппортов на межосевые расстояния между обрабатываемыми отверстиями.



Рис. 2. Восьмишпиндельный горизонтально-сверлильный станок  $C_{в8}$

Станок СВПГ (рис.3) имеет шесть вертикальных и четыре горизонтальных шпинделя. Сверлильные шпиндели перемещаются в направлении изделия, закрепляемые на столе станка.



Рис. 3. Горизонтально-вертикально сверлильный станок СВПГ

Узлы резания всех указанных станков имеют не только унифицированную конструкцию, но и одинаковые частоты вращения шпинделей – 2800 об/мин. Эти особенности позволяют использовать единый подход к теоретическому расчету спектров вибраций и шума корпусных и базовых деталей вышеуказанных станков [1-4].

### 1. Теоретическое обоснование расчета скоростей колебаний и уровней шума

Актуальность теоретического исследования процессов возбуждения вибраций и излучения звуковой энергии вышеуказанных станков определяется воздействием силового возмущения одновременно работающих сверл [5-7]. Геометрические параметры элементов несущей системы позволяют ограничиться двумя типами излучателей – стержней и плоских пластин ограниченных размеров [8].

Уровни звуковой мощности элементов типа стержней согласно данных работ [2, 9, 10] определяются по формулам:

$$L = 10 \lg \frac{0,65 V_k^2 l f_k}{10^{-12}} = 20 \lg V_k + 10 \lg f_k l + 118, \quad (1)$$

где  $f_k$  – частота колебаний источника шума, Гц;  $l$  – длина источника шума, м;  $V_k$  – скорость колебаний источников, м/с,

а применительно к элементам типа пластин:

$$L = 20 \lg V_k + 10 \lg S + 146.$$

Несущие системы станков принадлежат к типу конструкций энергетически замкнутых и имеющих малые величины диссипативной функции, определяемой коэффициентами потерь колебательной энергии. Для таких конструкций для расчета скоростей колебаний и, соответственно, уровней шума целесообразно использовать метод энергетического баланса. В общем виде система уравнений имеет вид:

$$\sum_1^{K_1} (\delta_i S_i + \alpha_{i-j} l_{i-j}) q_i = \sum_1^{K_1} \alpha_{i-j} l_{i-j} q_i^2 + \sum_1^{K_2} N_i (1 - \eta_\Sigma), \quad (2)$$

где  $\delta_i$  – коэффициенты поглощения энергии в стенках корпуса,  $\text{м}^{-1}$ ;  $\alpha_{i-j}$  – коэффициенты передачи между двумя соседними стенками корпуса;  $l_{i-j}$  – длина линии контакта между двумя пластинами, м;  $q_i$  – потоки вибрационной мощности в стенках корпуса, Вт/м;  $K_1$  – количество стенок корпуса;  $K_2$  – количество подшипников в соответствующей стенке;  $N_i$  – вводимая в корпус через подшипниковые узлы вибромощность, Вт;  $S_i$  – площадь стенки,  $\text{м}^2$ ;  $\eta_\Sigma$  – суммарный коэффициент потерь колебательной энергии для подшипников.

Коэффициенты затухания определяются по данным работы [1] и приведены для чугунного корпуса к виду:

$$\delta_i = 1,5 \cdot 10^{-3} \eta \left( \frac{f_{mn}}{h_i} \right)^{0,5}, \quad (3)$$

где  $h_i$  – толщина стенки, м;  $\eta$  – эффективный коэффициент потерь колебательной энергии;  $f_{mn}$  – собственная частота колебаний стенки, Гц.

$$f_{mn} = \frac{\pi}{2} \left( \frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right) \sqrt{\frac{Eh^2}{12\rho(1-\mu^2)}}, \quad (4)$$

где  $m$  и  $n$  – числа, определяющие собственную частоту колебаний;  $l_1$  и  $l_2$  – длина и ширина, м;  $E$  – модуль упругости, Па;  $\rho$  – плотность,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $\mu$  – коэффициент Пуассона. Для чугунного корпуса выражение (4) примет вид:

$$f_{mn} = 2 \cdot 10^3 \left( \frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right) h. \quad (5)$$

Потоки вибромощности в стенках корпуса определяются следующим образом:

$$q = zV^2. \quad (6)$$

Для  $f < f_{\text{диф}}$ ,

$$z_1 = \frac{1}{2} \pi \eta f_{mn} M, \quad (7)$$

где  $M$  – масса стенки, кг;

Для  $f \geq f_{\text{диф}}$

$$z_2 = 8 \frac{Eh^2}{12(1-M^2)\rho} m_0, \quad (8)$$

где  $m_0$  – распределенная масса стенки,  $\text{кг}/\text{м}$ ;

$$f_{\text{диф}} = \frac{16}{\pi \eta S} \sqrt{\frac{Eh^2}{12(1-M^2)\rho}}, \quad (9)$$

тогда скорости колебаний стенок определяются следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} V_{mn1} &= \sqrt{\frac{q_i}{z_{i1}}}, \\ V_{mn2} &= \sqrt{\frac{q_i}{z_{i2}}}. \end{aligned} \quad (10)$$

## 2. Вывод зависимостей скоростей колебаний несущей системы станка $C_{в12}$

Компоновка несущей системы станка  $C_{в12}$  включает следующие основные элементы, которые необходимо учесть при расчете вибраций: верхняя траверса, вертикальные стойки, стойки стола, стол. Верхняя траверса и стол станка представляют собой пластины, а стойки – стрелы. Система уравнений получена в следующем виде:

$$\begin{aligned} (\delta_1 S_1 + d_{12} 4l_{12}) q_1 &= 4d_{21} 4l_{12} q_2 + K_{ш.п.} m_\delta V_\delta \frac{dV_t}{dt}, \\ (\delta_2 S_2 + d_{21} 4l_{12}) q_2 &= 4d_{12} 4l_{12} q_1 + 4d_{42} 4l_{24} q_4, \\ (\delta_3 S_3 + 2d_{34} 4l_{34}) q_3 &= d_{43} l_{34} q_4, \\ (\delta_4 S_4 + 4d_{42} 4l_{24} + 2d_{34} l_{34}) q_4 &= 4d_{24} 4l_{24} q_2 + d_{34} l_{34} q_3 + m_3 V_3 \frac{dV_3}{dt}. \end{aligned} \quad (11)$$

где  $K_{ш.п.}$  – количество шпиндельных узлов, одновременно выполняющих процесс сверления;  $m_\delta$  – масса шпиндельной бабки, кг;  $V_\delta$  – скорость колебаний элемента бабки в месте установки на траверсе, м/с;  $m_c$  – масса стола, кг;  $m_3$  – масса заготовки, кг;  $V_3$  – скорость колебаний заготовки, м/с.

Для нахождения потоков вибрационной мощности и, соответственно, виброакустических характеристик, система уравнений (11) представлена в матричном виде:

$$\begin{vmatrix} K_1 & -4d_{21}l_{12} & 0 & 0 \\ -4d_{12}l_{12} & K_2 & 0 & -4d_{42}l_{24} \\ 0 & 0 & K_3 & -d_{43}l_{34} \\ 0 & 4d_{24}4l_{24} & -2d_{34}l_{34} & K_4 \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} K_{ш.п.} m_\delta V_\delta \frac{dV_\delta}{dt} \\ 0 \\ 0 \\ m_3 V_3 \frac{dV_3}{dt} \end{vmatrix},$$

$$\begin{aligned} \text{где } K_1 &= \delta_1 S_1 + d_{12} 4l_{12}; \\ K_2 &= \delta_2 S_2 + d_{21} 4l_{12}; \\ K_3 &= \delta_3 S_3 + 2d_{34} l_{34}; \\ K_4 &= \delta_4 S_4 + 4d_{42} l_{24} + 2d_{43} l_{34}. \end{aligned}$$

Решение системы уравнений относительно первого элемента получено методом Крамера и имеет следующий вид:

$$q_1 = \frac{\begin{vmatrix} K_{ш.п.} m_\delta V_\delta \frac{dV_\delta}{dt} & -4d_{21}l_{12} & 0 & 0 \\ 0 & K_2 & 0 & -4d_{42}l_{24} \\ 0 & 0 & K_3 & -d_{43}l_{34} \\ m_3 V_3 \frac{dV_3}{dt} & 4d_{24}4l_{24} & -2d_{34}l_{34} & K_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & -4d_{21}l_{12} & 0 & 0 \\ -4d_{12}l_{12} & K_2 & 0 & -4d_{42}l_{24} \\ 0 & 0 & K_3 & -d_{43}l_{34} \\ 0 & 4d_{24}4l_{24} & -2d_{34}l_{34} & K_4 \end{vmatrix}},$$

Решение относительно остальных потоков энергии элементов имеет аналогичную структуру и справедливо для нижеперечисленных станков. Скорости колебаний и уровни шума определяются согласно выражениям (10) и (1), соответственно.

### 3. Вывод зависимостей скоростей колебаний несущей системы станка $C_{в8}$

Компоновка несущей системы станка  $C_{в8}$  включает следующие основные элементы, которые необходимо учесть при расчете вибраций: станина, стойки со шпиндельными бабками, вертикальные стойки с заготовками. Система уравнений получена в следующем виде:

$$\begin{aligned}(\delta_1 S_1 + 2d_{12}l_{12} + 2d_{13}l_{13})q_1 &= 2d_{21}l_{12}q_2 + 2d_{31}l_{13}q_3, \\(\delta_2 S_2 + 4d_{21}l_{12})q_2 &= 2d_{12}l_{12}q_1 + K_{ш.п.}m_\delta V_\delta \frac{dV_\delta}{dt}, \\(\delta_3 S_3 + 2d_{31}l_{13})q_3 &= 2d_{13}l_{13}q_1 + m_3 V_3 \frac{dV_3}{dt}.\end{aligned}\tag{12}$$

Проведя аналогичные преобразования, получены следующие выражения:

$$\begin{vmatrix} K_1 & -2d_{21}l_{12} & -2d_{31}l_{13} \\ -2d_{21}l_{12} & K_2 & 0 \\ -2d_{31}l_{13} & 0 & K_3 \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 \\ K_{ш.п.}m_\delta V_\delta \frac{dV_\delta}{dt} \\ m_{заг} V_3 \frac{dV_{заг}}{dt} \end{vmatrix},$$

где  $K_1 = \delta_1 S_1 + d_{12}4l_{12} + 2d_{13}l_{13}$ ;

$K_2 = \delta_2 S_2 + 4d_{21}l_{12}$ ;

$K_3 = \delta_3 S_3 + 2d_{31}l_{13}$ .

$$q_1 = \frac{\begin{vmatrix} 0 & -2d_{21}l_{12} & -2d_{31}l_{13} \\ K_{ш.п.}m_\delta V_\delta \frac{dV_\delta}{dt} & K_2 & 0 \\ m_{заг} V_3 \frac{dV_{заг}}{dt} & 0 & K_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & -2d_{21}l_{12} & -2d_{31}l_{13} \\ -2d_{21}l_{12} & K_2 & 0 \\ -2d_{31}l_{13} & 0 & K_3 \end{vmatrix}}.$$

### 4. Вывод зависимостей скоростей колебаний несущей системы станка СВПГ

Компоновка горизонтально – вертикального сверлильного станка включает следующие основные элементы, которые необходимо учесть при расчете виброакустических характеристик: вертикальные стойки, верхняя траверса, стол, щит, опоры щита. В данном случае опоры щита представляют собой стержни, а все остальные элементы – пластины. Для данного станка система уравнений энергетического баланса получена в следующем виде:

$$\begin{aligned}(\delta_1 S_1 + 2d_{12}l_{12} + 2d_{31}l_{13})q_1 &= 2d_{21}l_{12}q_2 + 2d_{31}l_{13}q_3, \\(\delta_2 S_2 + 2d_{21}l_{12})q_2 &= 2d_{12}l_{12}q_1 + K_{в.с.}m_{в.с.}V_c \frac{dV_{в.с.}}{dt}, \\(\delta_3 S_3 + 2d_{31}l_{13} + K_0 L_0 d_{35})q_3 &= 2d_{13}l_{13}q_1 + K_0 d_{53}l_0 q_5 + K_r m_r V_2 \frac{dV_r}{dt}, \\(\delta_4 S_4 + K_0 l_0 d_{35})q_4 &= K_0 d_{54}l_0 q_5 + m_{заг} V_3 \frac{dV_{заг}}{dt}, \\[\delta_5 S_3 + K_0 l_0 (d_{53} + d_{54})]q_4 &= K_0 l_0 q_4 + K_0 l_0 q_3.\end{aligned}\tag{13}$$

где  $K_0$  – количество опор щита;  $l_0$  – длина линии контакта опоры со щитом и столом, м;  $K_{в.с.}, K_{г.}$  – количество одновременно работающих вертикальных и горизонтальных шпинделей;  $m_{в.с.}, m_{г.}$  – массы узлов резания вертикальных и горизонтальных, кг;  $\frac{dV_{в.с.}}{dt}$  и  $\frac{dV_{г.}}{dt}$  – скорости элементов корпусов узлов резания, монтируемых на соответствующих элементах несущей системы, м/с<sup>2</sup>.

Система уравнений в матричной форме и решения относительно  $q_i$  определяются аналогичным образом:

$$\begin{vmatrix} K_1 & 2d_{12}l_{12} & 2d_{13}l_{14} & 0 & 0 \\ -2d_{12}l_{12} & K_2 & 0 & 0 & 0 \\ -2d_{13}l_{13} & 0 & K_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_4 & -K_0d_{54}l_0 \\ 0 & 0 & -K_0l_0 & -K_0l_0 & K_5 \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \\ q_5 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 \\ K_{в.с.}m_{в.с.}V_c \frac{dV_{в.с.}}{dt} \\ K_{г.}m_{г.}V_2 \frac{dV_{г.}}{dt} \\ m_{заг}V_3 \frac{dV_{заг}}{dt} \\ 0 \end{vmatrix},$$

где  $K_1 = \delta_1 S_1 + 2d_{12}l_{12} + 2d_{31}l_{13};$   
 $K_2 = \delta_2 S_2 + 2d_{21}l_{12};$   
 $K_3 = \delta_3 S_3 + 2d_{31}l_{13} + K_0l_0d_{35};$   
 $K_4 = \delta_4 S_4 + K_0l_0d_{45};$   
 $K_5 = \delta_5 S_5 + K_0l_0(d_{53} + d_{54}).$

$$q_1 = \frac{\begin{vmatrix} 0 & 2d_{12}l_{12} & 2d_{13}l_{14} & 0 & 0 \\ K_{в.с.}m_{в.с.}V_c \frac{dV_{в.с.}}{dt} & K_2 & 0 & 0 & 0 \\ K_{г.}m_{г.}V_2 \frac{dV_{г.}}{dt} & 0 & K_3 & 0 & 0 \\ m_{заг}V_3 \frac{dV_{заг}}{dt} & 0 & 0 & K_4 & -K_0d_{54}l_0 \\ 0 & 0 & -K_0l_0 & -K_0l_0 & K_5 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & 2d_{12}l_{12} & 2d_{13}l_{14} & 0 & 0 \\ -2d_{12}l_{12} & K_2 & 0 & 0 & 0 \\ -2d_{13}l_{13} & 0 & K_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_4 & -K_0d_{54}l_0 \\ 0 & 0 & -K_0l_0 & -K_0l_0 & K_5 \end{vmatrix}},$$

### Заключение

Полученные зависимости позволяют на стадии проектирования определить скорость колебаний уровней вибрации и излучения ими шума соответствующих элементов и уровни звукового давления (1). Данные зависимости учитывают все геометрические и физико-механические характеристики элементов несущей системы станков. Это позволяет провести сравнение с расчетными октавными уровнями звукового давления, сопоставить их с предельно-допустимыми значениями и выявить величины превышений в соответствующих частотных диапазонах. Именно эти данные позволяют выбрать инженерные решения по достижению санитарных норм шума на этапе проектирования подобного оборудования.

### Список литературы

1. Месхи Б.Ч. Улучшение условий труда операторов металлорежущих и деревообрабатывающих станков за счет снижения шума в рабочей зоне (теория и практика). – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2003. – 131 с.

2. Чукарин А.Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки // Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2004. 152 с.
3. Чукарин А.Н., Феденко А.А. О расчете корпусного шума шпиндельных бабок станков токарной группы // Надежность и эффективность станочных и инструментальных систем. – Ростов н/Д, 1993. – с. 74-78.
4. Безопасность жизнедеятельности: учеб. пособие / И.Г. Переверзев, Т.А. Финоченко, И.А. Яицков [и др.]; ФГБОУ ВО РГУПС. –2-е изд., перераб. и доп. – Ростов н/Д, 2019. – 308 с.
5. Русяков Д.В., Чукарина Н.А., Шамшура С.А. Регрессионные зависимости коэффициентов потерь колебательной энергии многослойных материалов из древесины // Известия Тульского Государственного университета. Технические науки. Тула, изд-во ТулГУ, 2020, Вып 3, С. 65-71.
6. Русяков Д.В. Особенности виброакустической динамики шпиндельных бабок гаммы многшпиндельных и фрезерно-пазовальных деревообрабатывающих станков / Д.В. Мотренко, Д.В. Русяков, А.Н. Чукарин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2020. № 7. С. 91-98.
7. Русяков Д.В. Влияние факторов производственной среды на операторов деревообрабатывающих станков / Мотренко Д.В., Чукарина Н.А., Русяков Д.В. // Научно-технический журнал: Труды РГУПС. – Ростов н/Д: 2020, № 2 (51). С.106-109
8. Иванов Н.И., Никофоров А.С. Основы виброакустики. –СПб.: Политехника, 2000.-482с.
9. Saw Frame in a Metal-Cutting Band Saw with Increased Rigidity and Vibrational Stability / А.Е. Литвинов, В.В. Новиков, А.Н. Чукарин // Russian Engineering Research, 2018, Vol. 38, No. 3, pp. 218-219.
10. Noise Reduction for Multiblade Rip Saws / А.Н. Чукарин, А.Е. Литвинов, В.В. Новиков // Russian Engineering Research, 2017, Vol. 37, No 9, pp. 807-808.

## References

1. Meskhi B.Ch. Improving working conditions for operators of metal-cutting and woodworking machines by reducing noise in the working area (theory and practice). - Rostov n / a: Publishing Center DSTU, 2003. - 131 p.
2. Chukarin A.N. Theory and methods of acoustic calculations and design of technological machines for mechanical processing // Rostov n / a: Publishing center of DSTU, 2004. 152 p.
3. Chukarin A.N., Fedenko A.A. On the calculation of the structure-borne noise of spindle headstock of lathe group machines // Reliability and efficiency of machine and tool systems. - Rostov n / a, 1993. – p. 74-78.
4. Life safety: textbook. allowance / I.G. Pereverzev, T.A. Finchenko, I.A. Yaitskov [and others]; FSBEI VO RSTU. –2nd ed., Rev. and add. - Rostov n / a, 2019. – 308 p.
5. Ruslyakov D.V., Chukarina N.A., Shamshura S.A. Regression dependences of the coefficients of losses of vibrational energy of multilayer materials from wood // Bulletin of the Tula State University. Technical science. Tula, publishing house of TulSU, 2020, Issue 3, pp. 65-71.
6. Ruslyakov D.V. Features of vibroacoustic dynamics of spindle headstock of a range of multi-spindle and milling and grooving woodworking machines / D.V. Motrenko, D.V. Ruslyakov, A.N. Chukarin // Bulletin of the Tula State University. Technical science. 2020. No. 7. S. 91-98.



7. Ruslyakov D.V. The influence of factors of the production environment on the operators of woodworking machines / Motrenko D.V., Chukarina N.A., Ruslyakov D.V. // Scientific and technical journal: Proceedings of the RGUPS. - Rostov n / a: 2020, No. 2 (51). S.106-109

8. Ivanov N.I., Nikoforov A.S. Basics of vibroacoustics. –SPb .: Polytechnic, 2000.-482s.

9. Saw Frame in a Metal-Cutting Band Saw with Increased Rigidity and Vibrational Stability / A.E. Litvinov, V.V. Novikov, A.N. Chukarin // Russian Engineering Research, 2018, Vol. 38, No. 3, pp. 218-219.

10. Noise Reduction for Multiblade Rip Saws / A.N. Chukarin, A.E. Litvinov, V.V. Novikov // Russian Engineering Research, 2017, Vol. 37, no.9, pp. 807-808.