

УДК: 534.835.464

OECD: 1.03.AA

## Шумообразование на рабочих местах операторов специальных металлообрабатывающих станков

Элькин Ю.И.<sup>1</sup>, Шашурин А.Е.<sup>2\*</sup>, Курченко П.С.<sup>3</sup>, Васильева В.К.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Д.т.н., профессор кафедры «Техносферная безопасность»,  
Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет  
(МАДИ), г. Москва, РФ

<sup>2</sup> Д.т.н., профессор кафедры «Экология и производственная безопасность»  
<sup>3</sup> Соискатель

<sup>4</sup> Аспирант кафедры «Экология и производственная безопасность»  
<sup>2,3,4</sup> Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»  
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

### Аннотация

Повышенный уровень шума при шлифовании, долбежке, обточке является самым значимым фактором при определении специальной оценки условий труда на рабочих местах операторов металлообрабатывающих станков. Зачастую на рабочих местах предельно-допустимые нормы превышены на 15-25 дБА, что является критичным для здоровья человека. Компонировка рабочего места и технологический процесс зачастую не позволяют принимать необходимые меры для снижения шума на пути распространения от станка к рабочей зоне. Авторами статьи предложена методика и алгоритм расчета, позволяющий определять уровни шума от колесошлифовальных станков на рабочих местах операторов. Отмечена необходимость исследования процессов шумообразования в самом станке и снижения шума в источнике.

**Ключевые слова:** шумообразование, шум на рабочем месте, металлообрабатывающие станки, звуковое поле, диффузность.

### *Noise generation at the workplaces of the special metalworking machine operators*

Elkin Y.I.<sup>1</sup>, Shashurin A. E.<sup>2\*</sup>, Kurchenko P. S.<sup>3</sup>, Vasilyeva V. K.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> DSc, professor of the department of Technosphere Safety, Moscow Automobile and Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia

<sup>2</sup> DSc, professor of the department of Ecology and Industrial Safety  
<sup>3</sup> Applicant

<sup>4</sup> Post-graduate student of the department of Ecology and Industrial Safety  
<sup>2,3,4</sup> Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D. F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

### Abstract

The increased noise level during grinding, slotting, and turning is the most significant factor in determining a special assessment of working conditions at the workplaces of metalworking machine operators. The maximum permissible standards at workplaces are often exceeded by 15-25 dBA, which is critical for human health. The of workplace layout and technological process do not often allow you to take necessary measures to reduce noise on the propagation path from the machine to the working area. The authors of the article propose

a method and a calculation algorithm that allows determining the noise levels from wheel grinding machines at operators' workplaces. The necessity of studying the processes of noise generation in the machine itself and reducing noise in the source is noted.

**Keywords:** noise generation, workplace noise, metalworking machines, sound field, diffuseness.

## Введение

Целью исследования, результаты которого приведены в данной статье, является теоретический анализ закономерностей нормирования акустических характеристик на рабочих местах станочников специальных колесошлифовальных станков. В качестве исходной зависимости принята расчетная схема (рис. 1) расположение станка в производственном помещении.

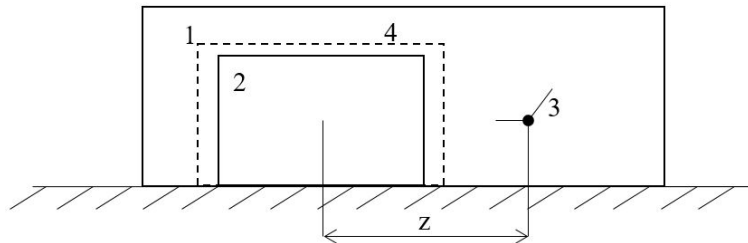


Рис. 1. Расчётная схема уровней шума на рабочих местах станочников:  
1 – производственной помещении; 2 – станок; 3 – рабочее место;  
4 – система снижения шума.

Некоторые вопросы расчета шума от металлообрабатывающих станков описаны в [1].

### 1. Обеспечение санитарных норм шума на рабочих местах

Для рабочего места без шумозащитной конструкции уровни шума определяются по формуле:

$$L = L_N + 10 \lg \left( \frac{\chi_m \varphi_m}{2\pi r^2} + \frac{4\psi_n}{B_n} \right), \quad (1)$$

а при наличии системы шумозащиты по формуле:

$$L = L_N + 10 \lg \left( \frac{\chi_m \varphi_m}{2\pi r^2} + \frac{4\psi_c}{B_c} \right) - \text{ЗИ} + 10 \lg \frac{s_c}{\chi_c \varphi_c} + 10 \lg \left( \frac{\chi_m \varphi_m}{2\pi r^2} + \frac{4\psi_n}{B_n} \right), \quad (2)$$

где  $L_N$  – уровень звуковой мощности источника, дБ;  $\chi_m$  – коэффициент искажения звукового поля источника шума;  $\varphi_m$  – коэффициент направленности звукового излучения источника;  $\psi_n$  – коэффициент диффузности производственного помещения;  $\psi_c$  – коэффициент диффузности звукового поля при наличии источника звукового поля шумозащиты;  $B_n$  и  $B_c$  – постоянная помещения и системы шумозащиты, м<sup>2</sup>;  $\chi$  – поправка на ближнее звуковое поле источника шума; ЗИ – звукоизоляция системы шумозащиты, дБ;  $B = \frac{\alpha S}{1-\alpha}$ ,  $\alpha$  – коэффициент звукопоглощения;  $S$  – площадь соответствующей поверхности, м<sup>2</sup>;  $\chi_m$  определяется по данным таблицы 1 [1].

Таблица 1

Поправка на ближнее поле

Частота, Гц	50 и ниже	63	80	100	125 и выше
$\chi_m$	100	14	4	2	1

$$\begin{aligned} \chi &= 4 \quad \text{при} \quad r/l_{max} < 1 \\ \chi &= 4 - r/l_{max} \quad \text{при} \quad l < r/l_{max} \leq 3 \\ \chi &= 1 \quad \text{при} \quad r/l_{max} > 3, \end{aligned} \quad (3)$$

$l_{max}$  – максимальные габариты источника шума, м;

$$\begin{aligned} \psi &= 1 - 0,3 \frac{B}{S} \quad \text{при} \quad \frac{B}{S} \leq 1,5 \\ \psi &= 0,55 \quad \text{при} \quad \frac{B}{S} > 1,5 \end{aligned} \quad (4)$$

Выбор соответствующих коэффициентов в значительной степени зависит не только в соотношения соответствующих геометрических параметров, но и от условий размещения станков в производственных помещениях. В частности, для данных станков характерны следующие условия эксплуатации.

При шлифовании узлов колесных пар машин подвижного состава с выкаткой, а также транспортных машин на железнодорожном ходу колесошлифовальные станки эксплуатируются в условиях механосборочных цехов, для которых размеры не только узлов колесных пар, но и самих станков намного меньше размеров производственного помещения. В этом случае коэффициент диффузности определяется как:

$$\psi = 1 - 0,3 \frac{B}{S} = \frac{1 - 1,3\alpha}{1 - \alpha} \quad (5)$$

где  $S$  – площадь производственного помещения, м<sup>2</sup>.

Для условий шлифования узлов колесных пар подвижного состава локомотив или вагон «накатывается» на станок, который в данном случае располагается в нише ниже уровня пола производственного помещения. В этом случае условия эксплуатации соответствуют и соразмерным помещениям, так как габаритные размеры не только самого станка, но и узлов колесных пар фактически одного порядка с размерами самого помещения. Поэтому коэффициент  $\psi = 0,55$ .

Что касается коэффициентов искажения поля, то учитывая частоты, на которых уровни звукового давления превышают предельно допустимые значения, а также соотношение расстояния от центра источника до рабочего места и длины узлов колесных пар в расчетах следует принимать  $\chi_m = 1$ ,  $\chi_n = 4$ .

Выполнение санитарных норм на рабочих местах станочников можно получить, подставив в левую часть выражения сами допустимые октавные уровни шума, тогда в правой части мы получим необходимое решение.

При отсутствии системы шумозащиты источников шума:

$$L_c = L_N + 10 \lg \left( \frac{0,04 S_c}{r^2} + \frac{1 - \alpha_c}{\alpha_c} \right) + 10 \lg \left( \frac{7 \cdot 10^{-2}}{r^2} + \frac{1 - 1,3\alpha_n}{\alpha_n S_n} \right) + 6 - \text{ЗИ}, \quad (6)$$

где  $\alpha_n$  и  $\alpha_c$  – частотно-зависимые коэффициенты звукопоглощения производственного помещения и системы шумозащиты;  $S_n$  и  $S_c$  – площадь производственного помещения и системы шумозащиты, м<sup>2</sup>.

Как видно из полученного выражения практически выполнение санитарных норм шума может быть реализовано только путем подбора звукопоглощающих материалов (согласно частотно-зависимым коэффициентам звукопоглощения), обеспечение требуемой звукоизоляции системы шумозащиты и снижением излучаемой звуковой мощности. Для этого необходимо определить акустические характеристики источников шума.

## 2. Моделирование источников шума специальных колес шлифовальных станков

Конструктивные особенности станков для шлифования колесных пар и их компоновки дают право предположить, что акустические характеристики, в особенности в тех частотных диапазонах, в которых уровни шума превышают предельно-допустимые значения, создаются звуковым излучением узлов колесных пар и режущего инструмента. Анализ геометрических конфигураций элементов этой подсистемы, способов закрепления позволяет выделить следующие расчетные схемы для исследования процессов виброакустической динамики (см.табл.2).

Таблица 2

Расчетные схемы источников шума при шлифовании колесных пар

№ п/п	Расчетная схема
1.	
2.	

В качестве моделей источников шума приняты:

- круглая пластина для шлифовальных кругов (1.1) и колес (2.1);
- цилиндр ограниченной длины для оправки шлифовального круга (1.2) и оси колес (2.2).

Основными параметрами, необходимыми для расчетов, является акустическая мощность источников и звуковое давление. В общем случае уровни звуковой мощности и

звукового давления определяются следующим образом:

$$L_W = 10 \cdot \lg \frac{W_{\text{ист}}}{10^{-12}}$$

$$L_P = 20 \cdot \lg \frac{P}{2 \cdot 10^{-5}}, \text{ дБ}$$

Выражение звуковой мощности ( $N$ ) и звукового давления ( $P$ ) на основе данных исследований [2,3] применительно к вышеуказанным источникам приведены к виду:  
для шлифовальных кругов

$$P = 3,8 \frac{R_{\text{кр}} V_k k}{r} \sqrt{\frac{E}{\rho h}}$$

$$N = 3,5 \cdot 10^{-2} R_{\text{кр}}^2 V_k^2 k^2 \frac{E}{\rho h} \quad (7)$$

$$L_P = 20 \lg \frac{R_{\text{кр}} V_k k}{r} + 10 \lg \frac{E}{\rho h} + 106$$

$$L_N = 20 \lg R_{\text{кр}} V_k k + 10 \lg \frac{E}{\rho h} + 105$$

для колеса (как стального элемента)

$$P = 20 \frac{R_{\text{кр}} V_k k}{r} h^{-0,5}$$

$$N = \frac{2,4 \cdot 10^5 R_{\text{кр}}^2 V_k^2 k^2}{h} \quad (8)$$

$$L_P = 20 \lg \frac{R_{\text{кр}} V_k k}{r} - 10 \lg h + 110$$

$$L_N = 20 \lg R_{\text{кр}} V_k k - 10 \lg h + 174$$

Для оправки шлифовального круга и оси колесной пары как цилиндрических стальных излучателей звуковой энергии:

$$P = \frac{70 R V_k \sqrt{f_k}}{\sqrt{r}} \quad (9)$$

$$N = 37,5 R l f_k V_k$$

где  $R$  – радиус источника шума, м;  $V_k$  – скорость колебаний на собственных частотах, м/с;  $r$  – расстояния от источника шума до рабочего места станочника, м;  $k$  – коэффициент определяющий собственные частоты колебаний;  $h$  – толщина шлифовального круга или колеса, м;  $E$  – модуль упругости, Па;  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $f_k$  – собственные частоты колебаний, Гц;  $l$  – длина источника шума, м.

Собственные частоты колебаний определяются соответствующими зависимостями: оправки шлифовального круга как консольно-закреплено детали

$$f_k = 5 \cdot 10^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 d_{\text{оп}},$$

оси колесной пары:

при условии шарнирного закрепления

$$f_k = 2 \cdot 10^3 \left( \frac{k}{l} \right)^2 d_{\text{ок}},$$

для условий упруго-диссипативной опоры

$$f_k = 5 \cdot 10^2 \left( \frac{2k+3}{l} \right)^2 d_{\text{ок}},$$

где  $d_{\text{оп}}$  и  $d_{\text{ок}}$  – диаметры оправки и оси колеса, м.

Тогда уровни звукового давления и звуковой мощности определяются следующими зависимостями:

оправки шлифовального круга

$$\begin{aligned} L_p &= 20lgV_k \left( \frac{2k-1}{l} \right) + 30lgR - 10lgr + 160, \\ L_N &= 10lgV_k + 20lg \frac{2k-1}{l} R + 166, \end{aligned} \quad (10)$$

оси колесной пары при шарнирном закреплении

$$\begin{aligned} L_p &= 20lgV_k \frac{k}{l} + 30lgR - 10lgr + 163, \\ L_N &= 10lg \frac{V_k}{l} + 20lgRk + 172, \end{aligned} \quad (11)$$

оси колесной пары при упруго-диссипативном закреплении

$$\begin{aligned} L_p &= 20lgV_k \frac{2k+3}{l} + 20lgR - 10lgr + 160, \\ L_N &= 10lgV_k l + 20lgR \frac{2k+3}{l} + 166, \end{aligned} \quad (12)$$

Зависимость (9) справедлива для расчета собственных частот колебаний при низких значениях частот вращения, что не соответствует условиям технологического процесса шлифования, реализуемого при скоростях резания до 35 м/с. В этом случае следует учитывать моменты инерционных сил, которые возникают из-за угловых перемещений оси вращающегося шлифовального круга. В следствие этого ось вращения шлифовального круга приобретает с координатными плоскостями  $xy$  и  $xz$  углы  $\theta_y$  и  $\theta_z$  (соответственно), а также моменты инерции шлифовального круга  $J_{xi} = J_0$  и  $J_{yi} = J_{zi} = J_1$ . Моменты, действующие со стороны оправки на шлифовальный круг, определяются согласно [4] в том, что производная момента количества движения по времени равна моменту внешних сил. Поскольку угловая скорость шлифовального круга равна  $\frac{V_p}{R_k}$  относительно оси вращения, то момент количества определяется по формуле:

$$J_{xi} = J_0 \frac{V_p}{V_k}, \quad (13)$$

а момент количества движения относительно осей  $y$  и  $z$  (соответственно) и моменты приложения сил:

$$\begin{aligned} L_y &= -J_1 \frac{d\theta_z}{dt} + J_0 \theta_y \frac{V_p}{R_k} \\ L_z &= J_1 \frac{d\theta_y}{dt} + J_0 \theta_z \frac{V_p}{R_k} \\ M_y &= -J_1 \frac{d^2\theta_z}{dt^2} + J_0 \frac{V_p}{R_k} \frac{d\theta_y}{dt} \\ M_z &= J_1 \frac{d^2\theta_y}{dt^2} + J_0 \frac{V_p}{R_k} \frac{d\theta_z}{dt} \end{aligned} \quad (14)$$

Равные по величине, но противоположные по направлению моменты передаются со шлифовального круга на оправку. Следует учесть, что на оправку также действуют силы инерции шлифовального круга  $m \frac{d^2\eta}{dt^2}$  и  $m \frac{d^2\xi}{dt^2}$ , где  $m$  – масса круга, кг;  $\eta$  и  $\xi$  – проекции полного смещения шлифовального круга на оси  $y$  и  $z$ .

Используя метод единичных сил [4], выражения для смещения шлифовального круга определяются выражениями:

$$\begin{aligned}\eta &= -m \frac{d^2\eta}{dt^2} \delta_{11} - \left( J_1 \frac{d^2\theta_y}{dt^2} + J_0 \frac{V_p}{R_{kp}} \frac{d\theta_z}{dt} \right) \delta_{12} \\ \theta_y &= -m \frac{d^2\eta}{dt^2} \delta_{12} - \left( J_1 \frac{d^2\theta_y}{dt^2} + J_0 \frac{V_p}{R_{kp}} \frac{d\theta_z}{dt} \right) \delta_{22} \\ \xi &= -m \frac{d^2\xi}{dt^2} \delta_{11} + \left( -J_1 \frac{d^2\theta_z}{dt^2} + J_0 \frac{V_p}{R_{kp}} \frac{d\theta_y}{dt} \right) \delta_{12} \\ \theta_z &= -m \frac{d^2\xi}{dt^2} \delta_{12} + \left( -J_1 \frac{d^2\theta_z}{dt^2} + J_0 \frac{V_p}{R_{kp}} \frac{d\theta_y}{dt} \right) \delta_{22}\end{aligned}\quad (15)$$

где  $\delta_{11}$  – смещение шлифовального круга от единичной силы;  $\delta_{12}$  – поворот от действия той же силы;  $\delta_{22}$  – поворот от действия единичного момента.

Решения системы уравнений задаются следующим образом:

$$\begin{aligned}\eta &= A \cos pt; & \frac{d^2\eta}{dt^2} &= -Ap^2 \cos pt \\ \xi &= A \sin pt; & \frac{d^2\xi}{dt^2} &= -Ap^2 \sin pt \\ \theta_y &= \theta \cos pt; & \frac{d\theta_y}{dt} &= -\theta \sin pt; & \frac{d^2\theta_y}{dt^2} &= -\theta p^2 \cos pt \\ \theta_z &= \theta \sin pt; & \frac{d\theta_z}{dt} &= -\theta \cos pt; & \frac{d^2\theta_z}{dt^2} &= -\theta p^2 \sin pt\end{aligned}\quad (16)$$

Подставив выражения (15) в систему (16), получены следующие уравнения вращающейся оправки:

$$\begin{aligned}A(1 - \rho^2 m \delta_{11}) - \theta \left( \rho^2 J_1 - p \frac{V_p}{R_k} J_0 \right) \delta_{12} &= 0 \\ -A\rho^2 m \delta_{12} - \theta \left[ 1 - \left( \rho^2 J_1 - p \frac{V_p}{R_k} J_0 \right) \delta_{22} \right] &= 0\end{aligned}\quad (17)$$

Собственные частоты колебаний находятся из определителя:

$$\begin{vmatrix} 1 - \rho^2 m \delta_{11} & - \left( \rho^2 J_1 - p \frac{V_p}{R_k} J_0 \right) \delta_{12} \\ -\rho^2 m \delta_{12} & 1 - \left( \rho^2 J_1 - p \frac{V_p}{R_k} J_0 \right) \delta_{22} \end{vmatrix} = 0\quad (18)$$

Для условий консольного закрепления шлифовального круга (рис. 1 и табл. 1):

$$\delta_{11} = \frac{l^3}{3EJ}; \quad \delta_{12} = \frac{l^2}{2EJ}; \quad \delta_{22} = \frac{l}{EJ}$$

где  $E$  – модуль упругости, Па.

Собственные частоты находятся из определителя:

$$\begin{vmatrix} 1 - \frac{R_k^2 h p l^3}{EJ} \rho^2 & - \left( \rho^2 J_1 - p \frac{V_p}{R_k} J_0 \right) \frac{l^2}{2EJ} \\ -1,6 \frac{R_k^2 p l^2}{EJ} \rho^2 & 1 - \left( \rho^2 J_1 - p \frac{V_p}{R_k} J_0 \right) \frac{l}{EJ} \end{vmatrix} = 0\quad (19)$$

Уравнение для нахождения собственных частот колебаний при вращении изогнутой оси оправки шлифовального круга приведено к виду:

$$0,75 \left( \frac{f_{\text{кв}}}{f_{\text{ко}}} \right)^4 \frac{J_1}{ml^2} \left( 1 - \frac{J_0}{J_1} \frac{V_p}{R_k 2\pi f_{\text{кв}}} \right) - \left( \frac{f_{\text{кв}}}{f_{\text{ко}}} \right)^2 \left[ 1 + \frac{3J_1}{ml^2} \left( 1 - \frac{J_0}{J_1} \frac{V_p}{R_k 2\pi f_{\text{кв}}} \right) \right] + 1 = 0 \quad (20)$$

где  $f_{\text{кв}}$  – собственные частоты колебаний с учетом вращения, Гц;  $f_{\text{ко}}$  – собственные частоты колебаний без учета вращения, Гц.

Таким образом, расчет спектрального состава шума сводится к определению скоростей колебаний источников на собственных частотах. Общий алгоритм расчета приведен на рис. 2 [5,6].

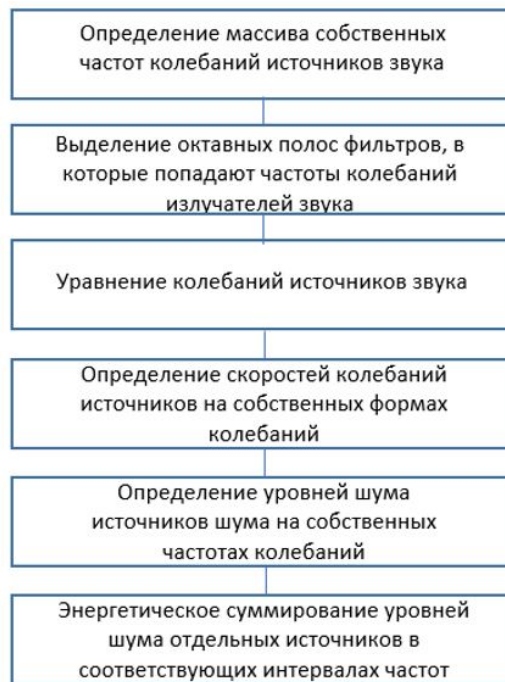


Рис. 2. Общий алгоритм расчета спектров шума на рабочих местах специальных колесошлифовальных станков

### Заключение

Указанная методика и алгоритм расчета позволяет определять уровни шума от колесошлифовальных станков на рабочих местах операторов. Идентифицированы источники шума, создающие превышения уровней звукового давления на рабочих местах операторов при шлифовании колес. Обоснованы модели виброакустической динамики колебательной системы «шлифовальный круг – колесо».

В дальнейшем для снижения уровней шума необходимо будет раскрыть взаимосвязь между спектрами шума на рабочих местах операторов, геометрическими, физико-механическими характеристиками инструмента и заготовок, а также параметрами технологического процесса шлифования.

### Список литературы

1. Shashurin A., Gogvadze M., Lubianchenko A. Experimental studies on the noise and vibration of a special boring machine due to formation of the operator's workplace sound field. AKUSTIKA, Volume 34, 2019, с. 100-104 - ISSN 1801-9064.



2. Shashurin A., Gogvadze M., Elkin Y., Buzhinskiy K. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine vibroacoustic characteristics for workplace noise reduction. *AKUSTIKA*, Volume 34, 2019, с. 104-107 - ISSN 1801-90643.

3. Иванов А.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов. - СПб.: Политехника, 2000. - 482 с.

4. Чукарин А.Н., Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки / А.Н. Чукарин – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2004. – 152 с.

5. Расчеты на прочность в машиностроении / Под ред. С.Д. Пономарева. - М.: Машгиз, 1959. - 884с.

6. Косилова А.Г., Мещеряков Р.П., Справочник технолога машиностроителя / В 2-х т. Т. 1-4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1986. - 656 с., илл.

### References

1. Shashurin A., Gogvadze M., Lubianchenko A. Experimental studies on the noise and vibration of a special boring machine due to formation of the operator's workplace sound field. *AKUSTIKA*, Volume 34, 2019, с. 100-104 - ISSN 1801-9064.

2. Shashurin A., Gogvadze M., Elkin Y., Buzhinskiy K. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine vibroacoustic characteristics for workplace noise reduction. *AKUSTIKA*, Volume 34, 2019, с. 104-107 - ISSN 1801-90643.

3. Ivanov A.I., Nikiforov A.S. Vibroacoustics Basics: A Tutorial for universities. - SPb .: Polytechnic, 2000. - 482 p.

4. Chukarin, A.N. Theory and methods of acoustic calculations and design of technological machines for mechanical processing / A.N. Chukarin. - Rostov n / a: Publishing Center DSTU, 2004. – 152 p.

5. Ed. S. D. Ponomarev, Strength calculations in mechanical engineering / - M .: Mashgiz, 1959. – 884p.

6. Kosilova A.G., Meshcheryakov R.P., Handbook of a mechanical engineer / In 2 volumes. Vol. 1-4 ed., Revised. and add. - M .: Mashinostroenie, 1986 .– 656 p., Ill.