

С. А. Сазонова, А. Н. Чукарин, Т. А. Финоченко

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПЛОСКОШЛИФОВАЛЬНЫХ СТАНКОВ

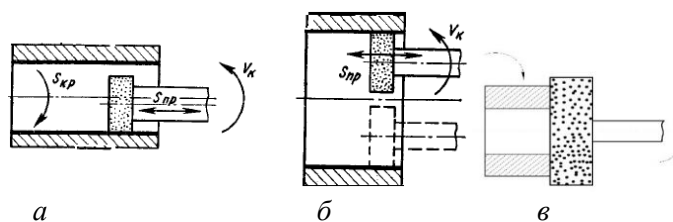
**Аннотация.** Плоскошлифовальные станки применяются в основном для снижения шероховатости поверхности обрабатываемых изделий и для получения точных размеров, то есть для выполнения финишных операций технологических процессов обработки. Следует отметить, что общая компоновка колебательной системы плоскошлифовальных станков, геометрические размеры шлифовальных кругов, обрабатываемых заготовок и способ их закрепления имеют существенные отличия от шлифовальных станков других видов. Это обстоятельство и определяет необходимость обоснования моделей виброакустической динамики тех элементов общей колебательной системы объектов исследования, интенсивность звукового излучения которых приводит к превышению уровней звукового давления на рабочих местах станочников над предельно допустимыми величинами. Акустические модели, рассмотренные в статье, позволяют теоретически рассчитывать спектральные уровни звукового давления вышеуказанных источников шумового дискомфорта на этапе проектирования и установки оборудования, а также выявлять частотные интервалы и величины превышений над санитарными нормами.

**Ключевые слова:** шлифовальные станки, акустические модели, шум, вибрация, зубострогальный станок, виброакустическая динамика.

**Для цитирования:** Сазонова, С. А. Теоретическое обоснование акустических моделей плоскошлифовальных станков / С. А. Сазонова, А. Н. Чукарин, Т. А. Финоченко // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 1. – С. 38–43. – DOI 10.46973/0201-727X\_2025\_1\_38.

Акустические модели плоскошлифовальных станков представляют собой сложную взаимосвязь физических процессов, происходящих в ходе обработки поверхностей. Для их создания необходимо глубокое понимание как динамических, так и акустических характеристик этих машин. В настоящее время выполнены исследования процессов возбуждения вибраций и изучения звуковой энергии применительно к резьбо- и шлицешлифовальным станкам [1], зубошлифовальным [2], координатно- и профилешлифовальным [3]. На основе компоновок рассматриваемых в указанных работах станков и способов закрепления шлифовальных кругов и шлифуемых изделий выстраиваются расчетные схемы. На базе этих расчетных схем разрабатываются математические модели виброакустической динамики основных звукоизлучающих элементов и аналитические зависимости уровней звукового давления. Первым шагом в создании акустической модели является анализ вибраций, генерируемых в точке контакта абразивного инструмента с обрабатываемой поверхностью. Вибрации, возникающие при высокоскоростном контакте, отличаются сложностью своего спектрального состава и меняются в зависимости от множества факторов, таких как скорость вращения шпинделя, твердость шлифуемого материала, зернистость абразива и режимы обработки. Введение математического аппарата, позволяющего описать эти изменения, является критическим аспектом построения модели.

Расчетные схемы акустической подсистемы «обрабатываемые заготовки – шлифовальные круги» внутришлифовальных станков приведены на рис. 1–4.



**Рис. 1. Расчетные схемы обработки изделий на внутришлифовальных станках:**  
*a* – шлифование детали (типа колец), у которой диаметр намного больше толщины; *б* – шлифование детали значительной толщины, когда шлифовальный круг имеет подачу вдоль оси заготовки;  
*в* – торцевое шлифование

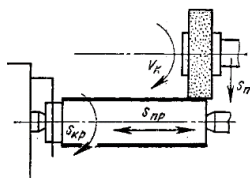


Рис. 2. Расчетная схема продольного круглого наружного шлифования

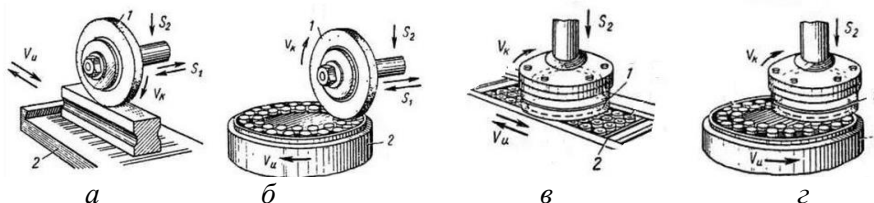


Рис. 3. Расчетные схемы плоскошлифовальных станков:

*а* – при установке детали на прямоугольном столе; *б* – на круглом столе при шлифовании периферией круга; *в* – на магнитном столе при шлифовании торцом круга; *г* – на круглом столе при шлифовании торцом круга (*1* – шлифовальный круг; *2* – стол для установки деталей)

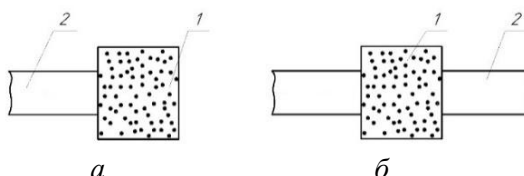


Рис. 4. Расчетная схема узлов резания:

*1* – шлифовальный круг; *2* – оправка; *а* – при консольном закреплении шлифовального круга; *б* – при установке шлифовального круга при симметричном расположении относительно опор оправки

Для элементов расчетных схем с учетом их геометрических конфигураций и комплексности факторов, влияющих на генерацию звука, использования различных типов источников звука в моделировании звуковых процессов приняты нижеперечисленные источники звука.

*Монополь* – для деталей типа колец, у которых толщина кольца существенно меньше диаметра, что соответствует обрабатываемым изделиям на внутришлифовальных станках (см. схемы на рис. 1, *а*, *в*), деталям на плоскошлифовальных станках с круглым столом, а также шлифовальным кругом. Для всех указанных элементов должно выполняться соотношение:

$$0,018R \cdot f_k \leq 1,$$

где  $f_k$  – собственные частоты колебаний, Гц;  $R$  – радиус, м.

*Круглая пластина* – для всех вышеуказанных элементов при выполнении соотношения

$$0,018R \cdot f_k > 1.$$

*Цилиндр ограниченной длины* – для заготовок, оправок шлифовальных кругов, у которых

$$l \gg R,$$

где  $l$  – длина соответствующего источника, м.

*Линейный источник* – для деталей типа балок, стержней прямоугольного профиля, обрабатываемым по схеме на рис. 3, *а*, условия закрепления которых соответствуют упруго-диссипативному основанию.

В данной работе рассматриваются условия реализации технологических процессов шлифования стальных закаленных деталей с применением смазывающе-охлаждающих жидкостей. С использованием данных работ А. С. Никифорова и А. Н. Чукарина [5–7] получены выражения основных акустических характеристик звукового давления ( $P$ ), уровней звукового давления ( $L_p$ ), звуковой мощности ( $N$ ) и уровней звуковой мощности ( $L_N$ ) для вышеуказанных источников шума.

Монополь

$$\begin{aligned}
 P &= 2 \frac{D^2 f_k V_k}{r}, \\
 L_p &= 20 \lg \frac{f_k V_k D^2}{r \cdot 10^{-5}}, \text{ дБ}, \\
 N &= 5 \cdot 10^{-2} D^2 f_k^2 V_k^2, \\
 L_N &= 10 \lg \frac{5 (D V_k)^2 f_k}{10^{-10}}, \text{ дБ}.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Цилиндр ограниченной длины и линейный источник

$$\begin{aligned}
 P &= 44 b V_k \sqrt{\frac{f_k}{r}} l, \\
 L_p &= 20 \lg \frac{22 b V_k l}{10^{-5}} \sqrt{\frac{f_k}{r}}, \text{ дБ}, \\
 N &= 19 (b V_k)^2 f_k l, \\
 L_N &= 10 \lg \frac{19 (b V_k)^2 f_k l}{10^{-12}}, \text{ дБ}.
 \end{aligned} \tag{2}$$

Круглая пластина

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{D^2 f_k V_k}{r}, \\
 L_p &= 20 \lg \frac{f_k V_k D^2}{2 \cdot 10^{-5} r}, \text{ дБ}, \\
 N &= 2,5 \cdot 10^{-2} D^4 (f_k V_k)^2, \\
 L_N &= 10 \lg \frac{2,5 D^4 (f_k V_k)^2}{10^{-10}}, \text{ дБ}.
 \end{aligned} \tag{3}$$

где  $D$  – диаметр источника, м;  $l$  – длина источника, м;  $r$  – расстояние от источника до рабочего места станочника, м;  $b$  – диаметр или размер поперечного сечения линейного источника, м.

Собственные частоты колебаний источников согласно условиям закрепления определяются следующим образом. Прежде всего, для каждого конкретного типа закрепления необходимо учитывать граничные условия, которые могут значительно влиять на динамические характеристики системы. В случае жесткого закрепления на концах, например, собственные частоты будут отличаться от тех, которые наблюдаются при шарнирном закреплении, где возможны подвижки и вращения. Для определения собственных частот рассматривается уравнение колебаний системы, которое включает в себя такие параметры, как масса, жесткость и демпфирующие свойства. В общем виде уравнение колебаний можно представить в следующей форме:

– для кольца

$$f_k = 2 \cdot 10^2 \frac{k(k^2 - 1)}{D^2} \sqrt{\frac{D^2 + d^2}{k^2 + 1}};$$

– для детали с консольным закреплением

$$\begin{aligned}
 f_k &= 5 \cdot 10^2 \left(\frac{2k-1}{l}\right)^2 \sqrt{D^2 + d^2} - \text{для полых детали}; \\
 f_k &= 5 \cdot 10^{-2} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^2 D - \text{для сплошной детали};
 \end{aligned}$$

– для цилиндра ограниченной длины

$$f_k = 2 \cdot 10^3 \left(\frac{k}{l}\right)^2 \sqrt{D + d} - \text{для полого цилиндра};$$

$$f_k = 2 \cdot 10^3 \left(\frac{k}{l}\right)^2 D - \text{для сплошного цилиндра};$$

– для круглой пластины

$$f_k = \frac{kh}{D^2} \sqrt{\frac{E}{3\rho(1-\mu^2)}};$$

– для балки на упруго-диссипативном основании

$$f_k = 1,8 \cdot 10^{-3} \sqrt{2 \cdot 10^{13} \left(\frac{k}{l}\right)^4 \frac{J}{F} + \frac{j_{\text{пр}}}{F}},$$

где  $k$  – коэффициент, определяющий собственные частоты колебаний;  $h$  – толщина шлифовального круга, м;  $E$  – модуль упругости, Па;  $\rho$  – плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;  $J$  – площадь поперечного сечения, м<sup>2</sup>;  $F$  – момент инерции, м<sup>4</sup>;  $j_{\text{пр}}$  – приведенная жесткость технологической системы «шлифуемая заготовка – стол», н/м.

Точное определение собственных частот колебаний источников согласно условиям закрепления требует глубокого анализа и учета множества факторов, включая материальные свойства, конструктивные особенности и типы закреплений. Правильный подход к анализу позволяет не только предсказать поведение системы, но и разработать меры для предотвращения негативных последствий резонансных колебаний [8].

### **Заключение**

Как видно из полученных выражений, для расчета акустических характеристик необходимо определить скорости колебаний на их собственных частотах колебаний, что фактически даст возможность теоретически рассчитать спектры шума на этапе проектирования станка. Скорости колебаний определяются из дифференциальных уравнений колебаний соответствующего элемента с учетом силового воздействия от процесса шлифования, которое определяется на основе задаваемого по нормативам режимов резания [9] значения мощности шлифования  $N_p$ .

В приведенных выше зависимостях параметры технологических процессов, реализуемых на плоскошлифовальных станках, будут учтены в зависимостях скоростей колебаний на собственных частотах. Эти данные позволяют теоретически рассчитывать спектральные уровни звукового давления вышеуказанных станков на этапе их проектирования. Основываясь на этих данных, можно моделировать акустические характеристики производственного оборудования, что является ключевым аспектом при создании современных машиностроительных комплексов. Это позволяет не только предугадывать ожидаемые уровни звукового давления, но и оптимизировать параметры акустических систем еще на стадии разработки. Так, инженеры могут заранее корректировать конструктивные элементы для достижения наибольшей эффективности шумозащиты, что особенно важно в условиях строгих нормативов по промышленной безопасности и охране труда. В результате значительно сокращаются временные и материальные затраты на этапе внедрения и эксплуатации новых станков. Совместное использование теоретических и экспериментальных данных обеспечивает более точное прогнозирование акустической обстановки на производственных площадках, минимизируя воздействие шума на работников. Эта методика способствует созданию гармоничного и безопасного производственного пространства, где высокий технологический уровень производства сочетается с заботой о комфорте персонала.

В последние годы заметно возрос интерес к использованию цифровых технологий для моделирования акустических характеристик производственного оборудования. Современные программные комплексы позволяют создавать виртуальные прототипы станков и других машин, что существенно расширяет возможности инженеров. Эти системы интегрируют данные различных датчиков, таких как акселерометры и микрофоны, предоставляя подробную картину акустического ландшафта на стадии проектирования. Таким образом, можно выявить и устранить потенциальные источники шума до начала производства, что способствует созданию более тихих и эффективных машин.

**Список литературы**

1 Theoretical study of the processes of vibration excitation and noise generation of grinding wheels of thread and spline grinding machines / J. P. Razakov, A. E. Shashurin, P. S. Kurchenko, N. I. Ivanov // *AKUSTIKA*. – 2021. – Vol. 38. – P. 175–178. – DOI 10.36336/akustika202139173.

2 Теоретическое обоснование способов снижения шума и вибраций крупногабаритных шлифовальных кругов / А. Г. Солдатов, А. Н. Чукарин, Т. А. Финоченко, Т. К. Суворова // *Noise Theory and Practice*. – 2022. – Т. 8, № 2 (29). – С. 35–44. – EDN MPYVVC.

3 **Курченко, П. С.** Экспериментальные исследования спектрального состава вибраций и шума координатно- и профильно-шлифовальных станков / П. С. Курченко // *Noise Theory and Practice*. – 2021. – Т. 7, № 5 (27). – С. 78–91. – EDN SQAGCX.

4 **Чукарин, А. Н.** Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки : монография / А. Н. Чукарин. – Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2004. – 152 с. – ISBN 5-7890-0326-5.

5 **Никифоров, А. С.** Акустическое проектирование судовых конструкций : справочник / А. С. Никифоров. – Ленинград : Судостроение, 1990. – 200 с. – ISBN 5-7355-0188-7 : 70 к.

6 Model validation of the acoustic systems “tooth wheels-mandrels” of the vertical gear generator and gear shaping machines / S. Ryzhov, T. Finochenko, A. Chukarin, I. Yaitskov // *AKUSTIKA*. – 2021. – Vol. 41. – P. 90–93. – DOI 10.36336/akustika20214190.

7 **Kharlamov, O. G.** Theoretical analysis of the vibration inducing processes of the “work-piece-mandrel” assemblies during gear-tooth milling / O. G. Kharlamov, T. A. Finochenko, A. N. Chukarin // *E3S Web of Conferences : International Scientific Conference Transport Technologies in the 21<sup>st</sup> Century (TT21C-2023) “Actual problems of Decarbonization of Transport and Power Engineering: Ways of Their Innovative Solution”*, Rostov-on-Don, Russia, April 05–07, 2023. – Rostov-on-Don : EDP Sciences, 2023. – P. 04037. – DOI 10.1051/e3sconf/202338304037.

8 **Месхи, Б. Ч.** Закономерности шумообразования плоскошлифовальных станков / Б. Ч. Месхи, В. Ф. Саликов, А. Н. Чукарин // *Управление. Конкуренентоспособность. Автоматизация : сборник научных трудов. Том 3*. – Ростов-на-Дону : Институт управления и инноваций авиационной промышленности, 2003. – С. 163–171. – EDN TNBDVR.

**References**

1 Theoretical study of the processes of vibration excitation and noise generation of grinding wheels of thread and spline grinding machines / J. P. Razakov, A. E. Shashurin, P. S. Kurchenko, N. I. Ivanov // *AKUSTIKA*. – 2021. – Vol. 38. – P. 175–178. – DOI 10.36336/akustika202139173.

2 Theoretical substantiation of ways to reduce noise and vibrations of large-sized grinding wheels / A. G. Soldatov, A. N. Chukarin, T. A. Finochenko, T. K. Suvorova // *Noise Theory and Practice*. – 2022. – Vol. 8, No. 2 (29). – P. 35–44. – EDN MPYVVC.

3 **Kurchenko, P. S.** Experimental studies of the spectral composition of vibrations and noise of coordinate and profile grinding machines / P. S. Kurchenko // *Noise Theory and Practice*. – 2021. – Vol. 7, No. 5 (27). – P. 78–91. – EDN SQAGCX.

4 **Chukarin, A. N.** Theory and methods of acoustic calculations and design of technological machines for mechanical processing : monograph / A. N. Chukarin. – Rostov-on-Don : Publishing Center of DSTU, 2004. – 152 p. – ISBN 5-7890-0326-5.

5 **Nikiforov, A. S.** Acoustic design of ship structures : handbook / A. S. Nikiforov. – Leningrad : Sudostroyeniye, 1990. – 200 p. – ISBN 5-7355-0188-7 : 70 k.

6 Model validation of the acoustic systems “tooth wheels-mandrels” of the vertical gear generator and gear shaping machines / S. Ryzhov, T. Finochenko, A. Chukarin, I. Yaitskov // *AKUSTIKA*. – 2021. – Vol. 41. – P. 90–93. – DOI 10.36336/akustika20214190.

7 **Kharlamov, O. G.** Theoretical analysis of the vibration inducing processes of the “work-piece-mandrel” assemblies during gear-tooth milling / O. G. Kharlamov, T. A. Finochenko, A. N. Chukarin // *E3S Web of Conferences : International Scientific Conference Transport Technologies in the 21<sup>st</sup> Century (TT21C-2023) “Actual problems of Decarbonization of Transport and Power Engineering : Ways of Their Innovative Solution”*, Rostov-on-Don, Russia, April 05–07, 2023. – Rostov-on-Don : EDP Sciences, 2023. – P. 04037. – DOI 10.1051/e3sconf/202338304037.

8 **Meskhi, B. Ch.** Regularities of noise generation of surface grinding machines / B. Ch. Meskhi, V. F. Salikov, A. N. Chukarin // *Management. Competitiveness. Automation : collection of scientific papers. Vol. 3*. – Rostov-on-Don : Institute of Management and Innovation of the Aviation Industry, 2003. – P. 163–171. – EDN TNBDVR.

9 Яицкова, Н. М. Снижение шума металлорежущих станков / Н. М. Яицкова, Т. А. Финоченко, И. Г. Переверзев // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2020. – № 2 (51). – С. 112–115. – ISSN 1818-5509.

9 Yaitskova, N. M. Noise reduction of metal-cutting machines / N. M. Yaitskova, T. A. Finochenko, I. G. Pereverzev // Trudy Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2020. – No. 2 (51). – P. 112–115. – ISSN 1818-5509.

*S. A. Sazonova, A. N. Chukarin, T. A. Finochenko*

### THEORETICAL SUBSTANTIATION OF ACOUSTIC MODELS OF SURFACE GRINDING MACHINES

**Abstract.** Surface grinding machines are mainly used to reduce the surface roughness of workpieces and to obtain accurate dimensions, that is, to perform finishing operations of technological processing processes. It should be noted that the general layout of the oscillatory system of surface grinding machines, the geometric dimensions of the grinding wheels, workpieces and the methods of their fastening have significant differences from other types of grinding machines. This circumstance determines the need to substantiate the models of vibroacoustic dynamics of those elements of the general oscillatory system of the objects of study, the intensity of sound radiation of which leads to an excess of sound pressure levels at the workplaces of machine operators over the maximum permissible values. The acoustic models considered in the article allow theoretically calculating the spectral sound pressure levels of the above sources of noise discomfort at the stage of designing and installing equipment, as well as identifying frequency intervals and the values of excess over sanitary standards.

**Keywords:** grinding machines, acoustic models, noise, vibration, gear shaping machine, vibroacoustic dynamics.

**For citation:** Sazonova, S. A. Theoretical substantiation of acoustic models of surface grinding machines / S. A. Sazonova, A. N. Chukarin, T. A. Finochenko // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2025. – No. 1. – P. 38–43. – DOI 10.46973/0201-727X\_2025\_1\_38.

#### Сведения об авторах

**Сазонова Светлана Анатольевна**

Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова, кафедра компьютерных технологий и микроэлектронной инженерии, кандидат технических наук, доцент, e-mail: fta09@bk.ru

**Чукарин Александр Николаевич**

Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС), кафедра «Безопасность жизнедеятельности», доктор технических наук, профессор, e-mail: fta09@bk.ru

**Финоченко Татьяна Анатольевна**

Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС), кафедра «Безопасность жизнедеятельности», кандидат технических наук, доцент, заведующая кафедрой, e-mail: fta09@bk.ru

#### Information about the authors

**Sazonova Svetlana Anatolyevna**

Voronezh State Forest Engineering University named after G. F. Morozova, Chair of Computer Technologies and Microelectronic Engineering, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, e-mail: fta09@bk.ru

**Chukarin Alexander Nikolaevich**

Rostov State Transport University (RSTU), Chair “Life Safety”, Doctor of Engineering Sciences, Professor, e-mail: fta09@bk.ru

**Finochenko Tatyana Anatolyevna**

Rostov State Transport University (RSTU), Chair “Life Safety”, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, Head of the Chair, e-mail: fta09@bk.ru