

На правах рукописи



Гричишин Максим Владимирович

**ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ТРУДА ОПЕРАТОРОВ
МНОГОЦЕЛЕВЫХ СТАНКОВ ПУТЕМ МИНИМИЗАЦИИ
ВОЗДЕЙСТВИЯ ВРЕДНЫХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ФАКТОРОВ**

Специальность: 2.10.3 – Безопасность труда

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Ростов-на-Дону, 2026 г.

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Ростовский государственный университет путей сообщения» (ФГБОУ ВО РГУПС).

Научный руководитель: **Финоченко Татьяна Анатольевна**

кандидат технических наук, доцент,
заведующий кафедрой «Безопасность
жизнедеятельности», ФГБОУ ВО
«Ростовский государственный университет
путей сообщения»

Официальные оппоненты: **Асминин Виктор Федорович**

доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры «Безопасность
жизнедеятельности и правовых
отношений», ФГБОУ ВО «Воронежский
государственный лесотехнический
университет имени Г.Ф. Морозова»,
г. Воронеж

Стуженко Наталья Игоревна

кандидат технических наук, доцент
кафедры «Строительство и техносферная
безопасность», Институт сферы
обслуживания и предпринимательства
(филиал) ФГБОУ ВО «Донской
государственный технический
университет», г. Шахты

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Балтийский государственный
технический университет «ВОЕНМЕХ» им.
Д.Ф. Устинова», г. Санкт-Петербург

Защита состоится 8 декабря 2026 г. в 10-00 часов на заседании
диссертационного совета 24.2.297.05 по адресу: 344003, г. Ростов-на-
Дону, пл. Гагарина, д. 1, ауд. 1/450.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Донской
государственный технический университет» и на сайте:
<http://www.donstu.ru>.

Автореферат разослан «___» октября 2026 г.

Ученый секретарь диссертационного
совета к.т.н.



В.В. Масленский

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность. Современное производство предъявляет повышенные требования к технологическому оборудованию, в частности к многоцелевым сверлильно-фрезерно-расточным станкам, которые играют ключевую роль в изготовлении сложных деталей корпусов, редукторов, прецизионных узлов техники, отличающихся высокой точностью исполнения. Сложные формы и контуры деталей, а также широкий спектр материалов – от традиционных сталей и сплавов, до современных композитов, требуют индивидуального подхода к обработке и выбору режимов резания. Особенностью гаммы сверлильно-фрезерно-расточных станков считается их универсальность, позволяющая осуществлять различные виды обработки на единой платформе, а также точность и скорость обработки, однако увеличение производительности и сложности оборудования неизменно влечет за собой повышение рисков, связанных с безопасностью труда станочников.

Эксплуатация многоцелевых станков, при всей технологической эффективности, сопряжена с воздействием на оператора ряда вредных производственных факторов. Минимизация этого воздействия представляет собой не техническую задачу, а системную проблему, требующую интеграции инженерных, организационных и человекоориентированных решений. Шум является результатом сложного взаимодействия множества факторов, включая вибрации, возникающие при резании, аэродинамические эффекты, создаваемые вращающимися инструментами, и резонансные явления в конструкциях станков, а также генерируемый системами резания, приводами шпинделя и насосами. Шумовой дискомфорт приводит к развитию профессиональных заболеваний, таких как снижение слуха, нервно-психические расстройства и сердечно-сосудистые заболевания. Снижение производительности труда, увеличение количества ошибок в работе и, как следствие, повышение травматизма также являются прямыми следствиями воздействия шума. Требования к безопасности труда станочников, являясь приоритетной социально-экономической и научно-технической задачей, диктуют необходимость разработки эффективных мер по снижению уровней шума на рабочих местах. Необходимо учитывать не только источники шума, но и пути его распространения, а также индивидуальные особенности восприятия шума человеком. Только комплексный подход, основанный на применении современных технологий и научных исследований, позволит создать более безопасные и комфортные условия труда для персонала.

Цель диссертационной работы в разработке эффективных мероприятий по повышению безопасности труда операторов многоцелевых станков за счет минимизации воздействия вредных производственных факторов.

Основные задачи исследования:

1. Провести анализ положения дел в области безопасности труда работников, обслуживающих многоцелевые станки и провести идентификацию основных вредных производственных факторов, характерных для рабочих мест операторов многоцелевых станков.

2. Разработать модели процессов виброакустической динамики, принимая во внимание конструкции многоцелевых станков, а также получить аналитические зависимости для определения величин звукового давления, которые учитывают конструктивные характеристики оборудования и условия выполнения технологических операций.

3. Выполнить экспериментальные исследования частотных составляющих шумового излучения и колебательных процессов непосредственно в ходе обработки материалов методами сверления, фрезерования и расточки.

4. Установить соответствие между теоретически рассчитанными значениями звукового давления и результатами, зафиксированными в процессе натурных измерений, тем самым доказав корректность разработанных математических выкладок.

5. Разработать инженерные решения, обеспечивающие требуемое снижение уровня шума с заданной степенью эффективности, и проверить их работоспособность в условиях фактической эксплуатации оборудования.

Научная новизна работы:

– Выполнен комплекс теоретических изысканий, касающихся формирования частотных спектров колебаний и звуковых характеристик многофункциональных станков, что позволяет прогнозировать состояние производственной среды.

– Выведены аналитические зависимости для оценки уровней звукового давления, которые учитывают специфику обработки, размерные показатели, а также механические и физические характеристики режущего инструмента и обрабатываемых деталей.

Теоретическая и практическая значимость исследования:

– Предложенные аналитические зависимости для определения звукового давления дают возможность количественно определить долю каждого источника шума в формировании общей акустической обстановки на местах операторов станков. Данные выражения, построенные с учетом динамики колебательной системы

универсальных станков, выступают основой для подбора эффективных способов уменьшения шумовой нагрузки.

– Теоретические положения о закономерностях возникновения акустических полей на рабочих местах станочников, нашли подтверждение в ходе экспериментальных исследований на действующих производственных участках.

– Доказана перспективность создания защитных устройств от шума для операторов еще на стадии проектирования оборудования, а также представлены конкретные технические решения, гарантирующие акустическую безопасность труда.

– Разработанный комплекс мероприятий показал свою эффективность при эксплуатации в реальных цеховых условиях, что позволило добиться соответствия уровней шума установленным нормативам и заметно повысить комфортность рабочих условий.

– **Объектом исследования** является колебательная система многоцелевым станков в условиях воздействия виброакустических процессов.

Предметом исследования являются процессы генерации шума – аэродинамические, ударные и фрикционные механизмы излучения звуковых волн при работе станка, возбуждения вибраций динамические нагрузки от резания, дисбаланса вращающихся частей, кинематических погрешностей передач, а также закономерности формирования спектрального состава виброакустических сигналов.

Методология и методы исследования

Для достижения поставленных целей и решения сформулированных задач в исследовании применялся комплекс методов, позволяющих обеспечить всесторонний и объективный анализ изучаемого явления. Для достижения намеченных результатов и выполнения поставленных задач в рамках работы задействован набор взаимодополняющих подходов, обеспечивающих разностороннее и непредвзятое изучение исследуемого объекта. Исследования в рамках настоящей диссертации опирались на положения теории колебательных процессов, базовые принципы конструирования и расчета металлорежущего оборудования, а также на инструментарий технической виброакустики. Экспериментальная часть выполнялась по регламентированным методикам измерений, с использованием современного оборудования для оценки шумовых и вибрационных характеристик. Выбор конкретных методов определялся спецификой исследования, его целями и задачами, а также характером имеющейся информации.

Положения, выносимые на защиту:

– анализ воздействия условий эксплуатации многоцелевых станков на безопасность при осуществлении технологических операций сверления, фрезерной обработки и растачивания;

- математическая модель, отражающая виброакустическое поведение многоцелевых станков, учитывающая характеристики оборудования и параметры обработки;
- аналитические зависимости для определения звукового давления, генерируемого колебательной системой многоцелевых станков;
- данные экспериментальных исследований, полученные при измерении спектральных характеристик шума и вибрации;
- варианты конструктивных решений для шумоподавления многоцелевых станков, а также результаты экспериментальных исследований эффективности предложенных мер.

Степень достоверности результатов, представленных в работе результатов, обусловлена длительным периодом наблюдений и замеров, выполненных в условиях фактической эксплуатации объектов. Следует особо подчеркнуть, что методология исследования строилась на принципах системного подхода, что позволило охватить все ключевые аспекты воздействия производственных факторов на работников. Наблюдения велись в разные сезоны года и в различные смены, что дало возможность учесть колебания параметров микроклимата, освещенности и уровня шума в зависимости от времени суток и погодных условий. Такой временной охват исключил случайность полученных величин и позволил выявить устойчивые закономерности, характерные именно для данных объектов. Длительность периода замеров, превышающая стандартные циклы технологических процессов, обеспечила репрезентативность выборки: собранные данные отражают не краткосрочные отклонения, а реальную картину условий труда, воспроизводимую в повседневной деятельности предприятия. При этом использовались современные подходы к анализу и сертифицированные измерительные приборы.

Область исследования соответствует специальности 2.10.3 Безопасность труда, пунктам второму и шестому предметной области.

Апробация работы. Результаты проведенных исследований докладывались на заседаниях и научно-технических семинарах разного уровня, организованных кафедрой «Безопасность жизнедеятельности» РГУПС, а также на Всероссийской национальной научно-практической конференции «Теория и практика безопасности жизнедеятельности» (РГУПС, Ростов-на-Дону, 2023–2026) и Международной научно-практической конференции «Перспективы развития локомотиво-, вагоностроения и технологии обслуживания подвижного состава» (РГУПС, Ростов-на-Дону, 2023–2025).

Реализация результатов работы

Результаты исследований, посвященные улучшению безопасности труда станочников при эксплуатации многоцелевых станков, прошли успешную апробацию в условиях производства ООО «КБ Гореловский».

Публикации по теме исследования. Основные положения и научные результаты исследования были опубликованы в 8 печатных работах, в том числе 4 – в журналах, входящих в перечень научных изданий, утвержденный ВАК Минобрнауки РФ.

Структура диссертационной работы. Работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 147 наименований и 2 приложений изложена на 155 страницах машинописного текста, содержит 46 рисунков, 11 таблиц. Информация о внедрении результатов исследования представлена в Приложении А к диссертации.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается важность научно-технической и социально-экономической задачи обеспечения безопасных условий труда операторов многоцелевых станков путем минимизации воздействия вредных производственных факторов, также приведены основные задачи исследования, раскрыта научная новизна и практическая ценность полученных результатов, приведены результаты реализации теоретических и практических исследований.

В первой главе представлен анализ исследований направленных на обеспечения безопасных условий труда при фрезеровании, сверлении и расточке. В настоящее время выполнены теоретические, экспериментальные исследования, а также разработаны практические рекомендации для металлорежущих станков, формирование звукового поля которых определяется излучением звуковой энергии системой «режущий инструмент – заготовка». Идентификация, изучение и анализ факторов производственного риска при работе на многоцелевых станках выявило, что только уровень шума превышает допустимые санитарные нормы. В сравнении с универсальными токарно-револьверными и токарно-винторезными станками процесс резания у многоцелевых станков имеет значительное отличие, заключающееся в одновременном силовом воздействии нескольких режущих инструментов. Следовательно, существующие теоретические исследования процессов возбуждения вибраций и звукового излучения при эксплуатации многоцелевых станков подлежат существенным уточнениям и доработке.

Во второй главе приведены результаты теоретического анализ компоновок станков и выбор моделей источников звукового излучения, моделей источников шума многоцелевых станков. Анализ режимов функционирования станка, таких как скорость резания, подача и глубина резания, показал, что увеличение этих параметров, как правило, приводит к увеличению уровня шума. Это связано с тем, что при более высоких режимах резания увеличиваются силы резания и интенсивность вибраций, генерируемых режущим инструментом и шпинделем. В зависимости от геометрических размеров и

конфигурации источников излучения звуковой энергии в качестве источников шума приняты:

- *точечный источник* для всех типов фрез, которые соответствуют соотношению $d < \frac{344}{f_k}$;

- *круглая пластина*, закрепленная в центре для фрез, отвечающих соотношению $d \geq \frac{344}{f_k}$, где d – диаметр фрезы, f_k – собственные частоты колебаний;

- *линейный источник* – для сверл, расточных борштанг;

- *пластина* – для определенного класса сплошных заготовок и элементов шпиндельных бабок станков со ступенчатым приводом главного движения, а также элементов корпусных деталей.

Аналитические зависимости звуковой мощности (M) и уровней звуковой мощности (L_N) приведены к следующему виду:

- *точечный источник*:

$$L_N = 10 \lg \frac{0,87 R^2 (V_k f_k)^2}{l_o^{-12}}, \quad \text{дБ} \quad (1)$$

- *круглая пластина*:

$$L_N = 10 \lg \frac{0,2 R^2 (V_k f_k)^2}{l_o^{-12}}, \quad \text{дБ}; \quad (2)$$

- *линейный источник*:

$$L_N = 10 \lg \frac{37,5 l f_k (a V_k)^2}{l_o^{-12}}, \quad \text{дБ} \quad (3)$$

- *прямоугольная пластина ограниченной длины*:

$$L_N = 10 \lg \frac{416 \cdot S V_{mn}^2}{l_o^{-12}}, \quad \text{дБ} \quad (4)$$

где R – радиус фрезы, м; a – поперечный размер источника, м; V_k и V_{mn} – скорости колебаний источника на собственных модах колебаний, м/с; l_o – длина источника, м; S – площадь пластины, м²; f_k – собственные частоты колебаний источника, Гц.

Предложены модели акустической динамики основных источников шума, генерируемого при эксплуатации многоцелевых станков при выполнении операций фрезерования, сверления и расточки для системы «инструмент – заготовка». Расточные борштанги и сверла представляют собой стержневые системы с распределённой массой, поэтому скорость колебаний определяется из дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} EJ_z \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} &= P_z(t) \delta(x - x_0) \\ EJ_y \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} &= P_y(t) \delta(x - x_0) \end{aligned} \quad (5)$$

где E – модуль упругости, Н; J – момент инерции, м⁴; ρ – плотность, кг/м³; $\delta(x - x_0)$ – дельта-функции, расположенная в координате x_0 .

Получены аналитические зависимости скоростей колебаний узлов резания многоцелевых станков является важным шагом к снижению уровня шума при обработке заготовок при фрезеровании, сверлении и расточке, учитывающие геометрические и физико-механические параметры основных источников, а также особенности технологических процессов, реализуемых на многофункциональных станках.

В третьей главе представлены результаты экспериментальных исследований, которые проводились на многоцелевых станках в условиях реальной эксплуатации, согласно методике выполнения исследований акустических характеристик. На первом этапе экспериментальных исследований измерялись только уровни звука. Измерения проводили в реальном масштабе времени на многоцелевых станках при сверлении, фрезеровании и растачивании заготовок. Полученные данные определили необходимость применения систем снижения уровней шума, которые должны быть рассчитаны и спроектированы на условия наиболее шумных вариантов реализации технологического процесса.

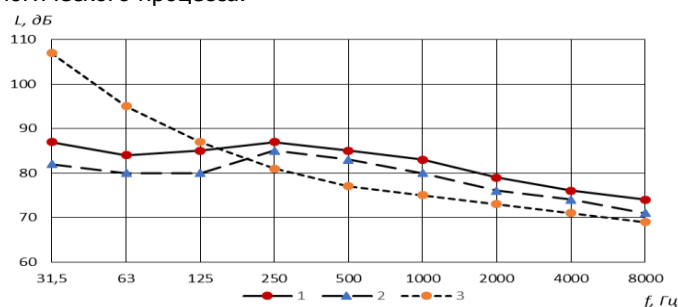


Рис.1 Спектральные характеристики шума при холостом ходе станков: 1—модели 2623ПМФ4; 2 – модели 2204ВМФ4; 3 – ПДК

Эти данные подтверждают доминирующее звуковое воздействие коробки скоростей на холостом режиме эксплуатации, а также теоретическими расчётами соотношения:

$$\Delta L = 20 \lg \frac{n_1 N_1 z_2}{n_2 N_2 z_1} = 20 \lg \frac{1250 \cdot 15 \cdot 25}{2000 \cdot 19 \cdot 6,3} = 20 \lg 1,96 = 6 \text{ дБ},$$

При этом значения, полученные экспериментально, показывают несколько меньшее значение — порядка 4 дБ.

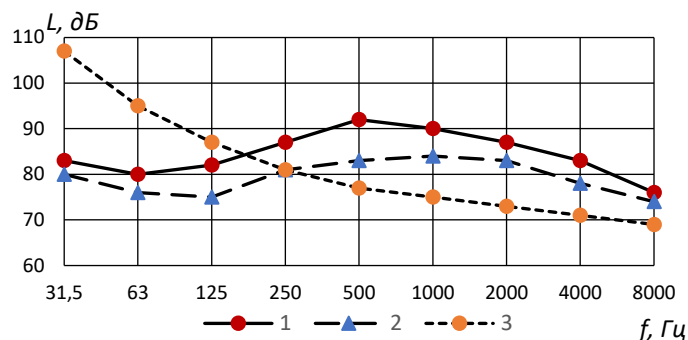


Рис.2 Спектры шума при фрезеровании торцевой фрезой:
1– при открытом ограждении; 2 – при закрытом ограждении; 3 – ПДК

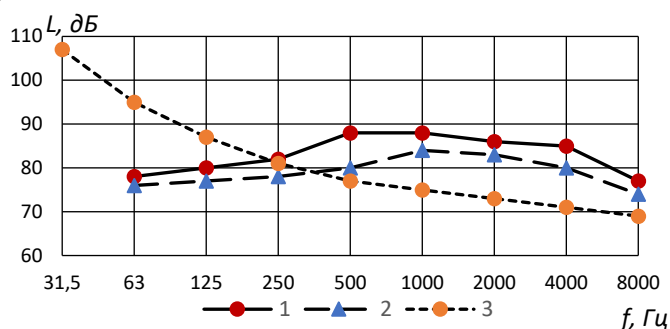


Рис.3 Спектры шума при фрезеровании дисковой фрезой:
1– при открытом ограждении; 2 – при закрытом ограждении; 3 – ПДК

Уровни шума при операциях фрезерования создаются концевыми фрезами результаты измерений фрезерования концевой фрезой Ø 50 мм приведены на рис. 4. Характер спектра шума имеет существенное отличие от аналогичных спектров при фрезеровании торцевой фрезой. По мере увеличения частоты уровень звукового давления уменьшается, а спад составляет 3-4 дБ на октаву. Этот факт объясняется меньшим числом зубьев и, следовательно, частота воздействия сил резания также значительно меньше, чем у торцевых и, в особенности, у дисковых фрез. Интенсивность звукового излучения также значительно ниже вследствие уменьшения сил резания. Фактически в диапазоне частот до 1000 Гц уровни звукового давления формируются акустическим излучением коробки скоростей. Прирост уровней звукового давления наблюдается лишь в восьмой и девятой октавах, где относительно холостого хода он составляет 2 и 5 дБ соответственно.

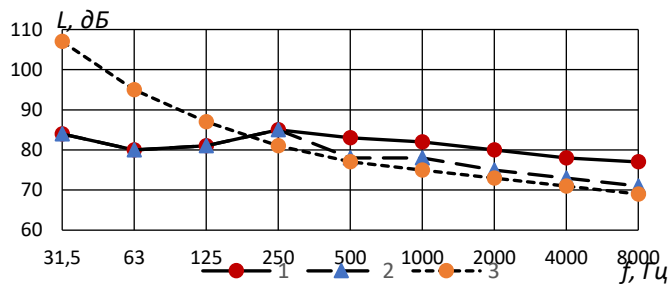


Рис. 4 Спектры шума при фрезеровании концевой фрезой:
1 – при открытом ограждении; 2 – при закрытом ограждении; 3 – ПДК

Операция расточки существенно влияет на акустические характеристики, что обусловлено характеристикой режущего инструмента, режимом резания и жесткостью обрабатываемой детали. Уровни звукового давления при растачивании длинномерных втулок с различными диаметрами отверстия и толщиной стенки: $\varnothing 250 \times 50$ мм и $\varnothing 350 \times 10$ мм, где в частотном диапазоне 250 – 8000 Гц наблюдается выход за пределы допустимых значений уровней звукового давления (рис.5).

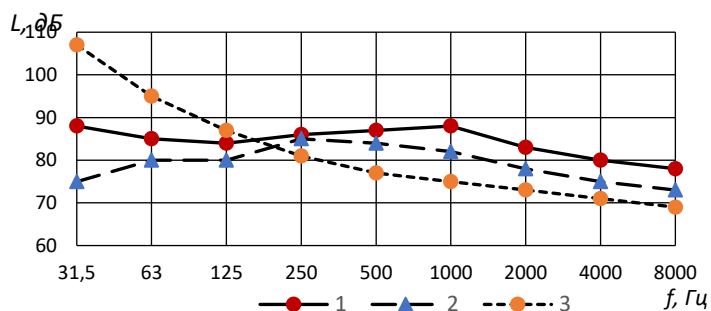


Рис. 5 Частотная характеристика шума при растачивании детали $\varnothing 250 \times 50$ мм: 1 – без использования защитного ограждения; 2 – при закрытом ограждении; 3 – ПДУ

При растачивании деталей $\varnothing 350 \times 10$ мм (рис. 6) спектр шума имеет практически идентичный характер, но уровни звукового давления по октавам увеличиваются на 3 – 6 дБ. Это объясняется, в первую очередь, изменением жесткости обрабатываемой детали и, повышением виброактивности конструкции режущей системы. Увеличение частоты вращения шпинделя также вносит свой вклад в повышение общего уровня шума, хотя и в меньшей степени.

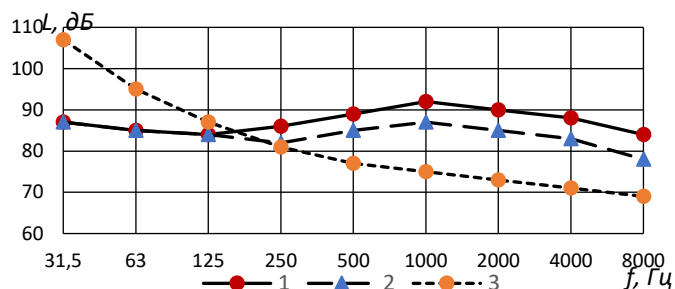


Рис.6 Частотная характеристика шума при растачивании детали Ø 350 x10 мм: 1 – без использования защитного ограждения; 2 – при закрытом ограждении; 3 – ПДУ

Вибрация, возникающая при обработке детали, передается через станину станка и крепления, вызывая излучение шума в широком диапазоне частот. Низкочастотные компоненты спектра связаны с вращением шпинделя и привода. Высокочастотные составляющие шума, которые генерируются при выполнении процессом резки, также вносят существенный вклад в уровень шума на рабочем месте.

Обработка замеров акустических параметров демонстрирует, что избыточный шум на позиции оператора создается связкой «режущий инструмент – обрабатываемая заготовка». Экспериментальные исследования спектрального состава уровней звукового давления при сверлении и фрезеровании проводились для свёрл Ø 50 мм и Ø 12 мм, результаты измерений проведены на рис. 7.

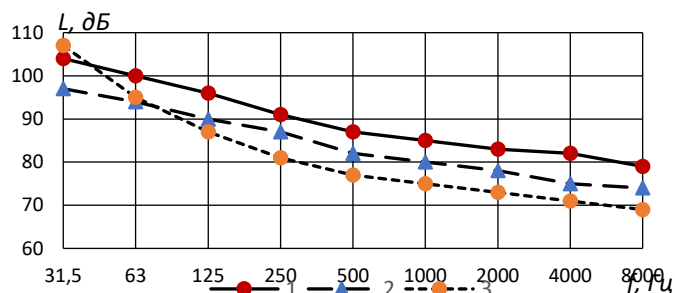


Рис. 7 Спектр шума при сверлении: 1 – Ø 50 мм; 2 – Ø 12 мм; 3 – ПДУ

Следует отметить существенные отличия от аналогичных спектров при фрезеровании торцевыми и дисковыми фрезами и по характеру соответствуют спектрам при работе концевыми фрезами, что также объединяется меньшим значениям частоты воздействия со стороны процесса сверления. Уровни звукового давления оказываются выше допустимых норм в интервале частот от 250 до 8000 Гц.

Для проверки достоверности выводов о характере формирования шумов и вибраций в несущей системе станка были выполнены замеры в пятидесяти точках самого станка, в шести точках корпуса, а также в двух точках на фланцах расточных борштанг. Анализ результатов измерений показал, распределение интенсивности вибраций по несущей системе практически однородно: расхождение значений не превышало 2 дБ, что находится в пределах погрешности измерения. Аналогичные результаты получены и на растачиваемом корпусе. Результаты измерений приведены на рис. 8.

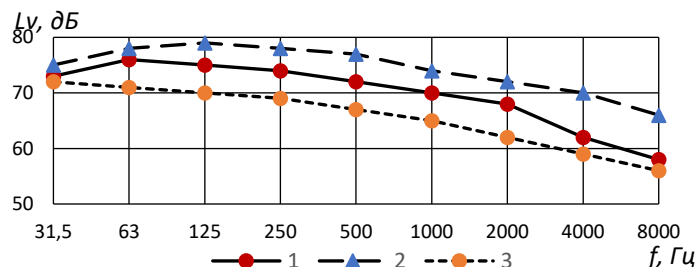


Рис. 8 Спектры вибраций: 1 – на фланцах крепления борштанг; 2 – корпус шпиндельной бабки; 3 – на элементах несущей системы станка

Проведённые измерения вибраций подтвердили ранее сделанные выводы о том, какие источники формируют акустическое излучение, определяющую превышения допустимых уровней звукового давления на рабочем месте оператора в средне- и высокочастотном диапазоне 500–8000 Гц. Колебания несущей конструкции остаются в пределах 80 дБ в полосе частот 31,5–500 Гц, тогда как на более высоких частотах наблюдается спад интенсивности вибраций на 4–6 дБ на каждую октаву.

Звуковым излучением станины в формировании звукового поля станка при работе можно пренебречь. Это фактически подтверждается теоретическими выводами о закономерностях формирования виброакустических характеристик данных станков.

В четвертой главе рассмотрены экспериментальные исследования, полученные на резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станках значения коэффициентов потерь колебательной энергии редуктора и узла резания при растачивании, сверлении и фрезеровании.

Проведено обоснование снижения октавных уровней шума на рабочих местах при эксплуатации многоцелевых станков. Методика учитывает акустические характеристики производственной среды и эффективность выбранных средств защиты от шума. Алгоритм расчета уровней звукового давления проиллюстрирован на рис. 9.

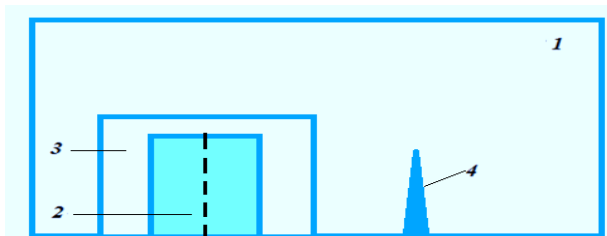


Рис. 9 Схема расчета уровней звукового давления: 1 – производственное помещение; 2 – оборудование; 3 – система звукоизоляции источника шума; 4 – рабочее место

Расчет уровней звукового давления на рабочих местах при использовании средств коллективной защиты представлен следующими зависимостями:

– при установке акустических экранов:

$$L = L_p + 10 \lg \left(\frac{X_n}{4\pi r^2} + \frac{4\varphi_n}{B_n} \right) + 10 \lg K - AЭ \quad (6)$$

– при использовании систем шумозащитных ограждений:

$$L = L_p + 10 \lg \left(\frac{X_n}{4\pi r^2} + \frac{4\varphi_n}{B_n} \right) - 3И + 10 \lg \frac{S_c}{S_c^1} + 10 \lg \left(\frac{X_n}{S_c^1} + \frac{4\varphi_c}{B_c} \right) + 10 \lg K \quad (7)$$

где L_p – суммарный уровень звуковой мощности источников шума, дБ; X_n и X_c – коэффициент искажения поля в помещении и внутри оболочки; r – расстояние до расчетной точки, м; B_n и B_c – акустические постоянные помещения и системы защиты, м²; φ_n и φ_c – коэффициенты диффузности; K – количество станков; $AЭ$ – акустическая эффективность экрана, дБ; $3И$ – звукоизоляция ограждения, дБ.

С учетом физических закономерностей распространения звука, устанавливающие взаимосвязь между мощностью звука и его давлением, а также габаритов источников, дистанцию до точки измерения, предельно допустимые уровни звукового давления (L_c) при работе расточных резцов определяются выражением:

$$L_c = 10 \lg (10^{0,1L_1} + 10^{0,1L_2}) + 10 \lg \left[\frac{0,32}{r^2} + \frac{16(1 - \alpha_n)}{\alpha_n S_n^1} \right] - AЭ, \quad (8)$$

где L_1 , L_2 – уровни шума режущего инструмента и обрабатываемой заготовки, дБ; α_n – коэффициент звукопоглощения; S_n^1 – площадь поверхностей помещения, м²; r – расстояние до расчетной точки, м; $AЭ$ – акустическая эффективность экрана, дБ.

Для многоцелевых станков требуемая звукоизоляция рассчитывается по формуле:

$$3И_{тр} = 3И_{ост} - \Delta 3И = 3И_{осн} - 10 \lg [S_{осн} + S \cdot 10^{0,1(3И_{ист} - 3И)}] + 10 \lg (S_{осн} + S), \quad (9)$$

где $S_{осн}$ – площадь основной конструкции, м²; $3И_{ост}$ – звукоизоляция остекления, дБ.

Исходя из выполнения санитарных норм шума толщина ограждения остекления должна составлять 6-7 мм. Результаты измерений уровней звукового давления на рабочем месте станка модели ИР320, представлены на рис. 10.

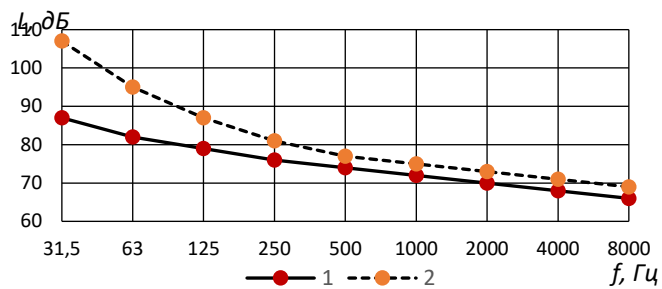


Рис. 10 Спектр шума станка модели ИР320: 1 – на рабочем месте станочника 2 – ПДУ

Результаты измерений показали, что при в данном случае санитарные нормы шума выполняются во всем нормируемом диапазоне частот.

Элементы остекления ограждений зоны резания представляет собой «слабый» элемент не только по звукоизоляции, но и жесткости. Поэтому при работе акустической эффективности необходимо учитывать не только пройденную звуковую энергию, но и непосредственное звуковое излучение при воздействии звукового поля со стороны воздушного объема самой зоны резания. Элементы остекления представляют собой прямоугольные тонкие пластины с закрепленными краями. Поэтому при акустических расчетах внутреннее звуковое поле представляет собой распределенную силу по поверхности элементов остекления. (рис. 11)

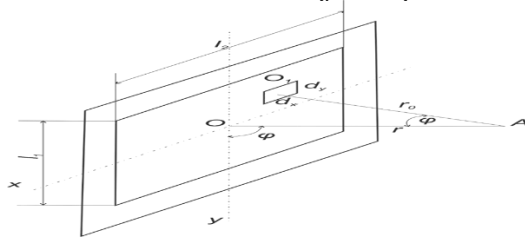


Рис. 11 Расчетная схема остекления

Для расчетов целесообразно использовать не звуковое давление, а октавные уровни звукового давления, а ограждение зоны резания должно обеспечивать выполнение санитарных норм. Поэтому в первую часть выражений подставляем (L_c) ПДУ, уменьшенные на 3-4 дБ вследствие суммирования уровней шума, пройденного через

ограждение и элемента остекления. С учетом вышеизложенного, приведенные выше зависимости примут вид:

$$L_c = \left| 20 \lg \frac{f_{mn}}{r_0} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{10^{0,05 l_{pi}-5}}{\omega_{mn} \eta h (l_1 l_2)^2} \times \frac{mn \sin 1,8 \cdot 10^{-2} f_{mn} \frac{l_2}{2} \sin 1,8 \cdot 10^{-2} f_{mn} \frac{l_1}{2}}{\left[\left(\frac{\pi m}{l_2} \right)^2 - 3,2 \cdot 10^{-4} f_{mn}^2 \right] \left[\left(\frac{\pi n}{l_1} \right)^2 - 3,2 \cdot 10^{-4} f_{mn}^2 \right]} \right| + 100, \text{ дБ} \quad (10)$$

Из полученных выражений видно, фактическим резервом обеспечения ПДУ шума при эксплуатации станка является толщина элемента остекления, так как увеличение его площади существенно ограничено размерами самого ограждения зоны резания.

Выполнено моделирование процессов виброакустической динамики шпиндельных бабок станков с многоскоростными электродвигателями, имеющими 18-ти ступенчатые коробки передач, при использовании трехскоростного электродвигателя. Структурная формула в данном случае определяется как $n_{шт} = 18 = 3_1 \cdot 3_3 \cdot 2_9$. Тогда фактически механическая часть коробки передач представляют собой 6-ти ступенчатую коробку. Кинематическая схема коробок скоростей приведена на рис. 12.

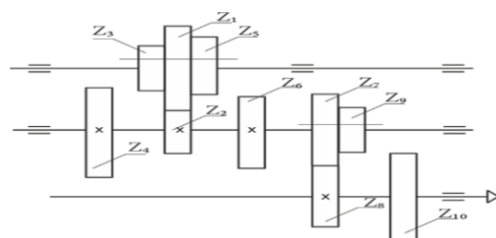


Рис. 12 Кинематическая схема 18-ти ступенчатой коробки скоростей с трехсторонним электродвигателем: z_i – число зубьев соответствующей шестерни

Вибрационная мощность от каждого подшипника определяется по формуле

$$N_i = \frac{R_i}{J_i} \frac{dR_i}{dt} \quad (11)$$

где N_i – вводимая вибрационная мощность от подшипников качения, Вт; R_i – реакция в соответствующем подшипнике, Н; J_i – жесткость подшипникового узла, Н/м; t – время, с.

Поскольку в коробках передач используются прямозубные шестерни, то реакция в подшипнике определяется с учетом окружающих

и радиальных сил в зацеплении, а также для узла шпинделя учитывается силовое воздействие на консольной части сил резания. Исходя из энергетических потоков в стенках корпуса находятся их скорости колебаний, а так как каждая стенка корпуса представляет собой прямоугольную пластину, то уровни звукового давления и такого источника определяются по формуле

$$L_N = 10 \lg \frac{\rho_0 S_i V_{mn_i}}{10^{-12}} \quad (12)$$

где, величина ρ_0 – плотность среды, для инженерных расчетов равна 1,225 кг/м³; S_i – площадь поверхности излучения звуковая энергия, причем каждая грань, ребро, фланец или окно люка работают как самостоятельный излучатель. Вибрационная скорость (V_{mn_i}) поверхности корпуса в зависимости от моды колебаний. Так как, зубчатая передача, являясь источником динамического возбуждения, создает не одну, а целый спектр гармоник, а каждая гармоника способна резонировать с одной из собственных частот корпуса, то именно на этих частотах вклад вибрационной скорости становится максимальным.

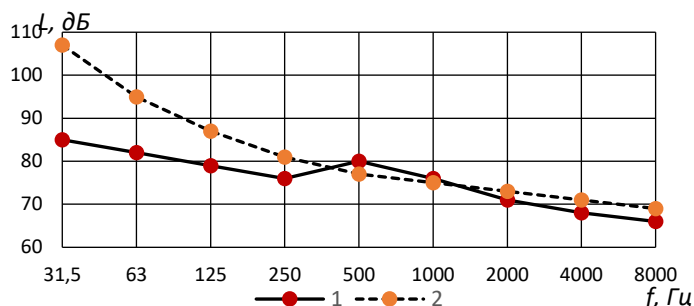


Рис. 13 Спектр шума холостого хода (1); 2 – ПДУ

Получение аналитической зависимости дает возможность выполнить расчет октавных уровней звукового давления с учетом кинематических, геометрических параметров коробки передач, а также силового воздействия на шпиндель от процесса резания.

Выполнен расчет локального акустического экрана станка модели 2206. Так как компоновка станка фактически не позволяет выполнить снижение шума ограждением зоны резания. В данном случае целесообразно использовать локальный акустический экран Г-образной формы. Конструкция экрана представлена на рис. 14.

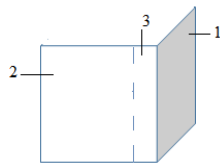


Рис. 14 Расчётная схема локального экрана:

1 и 2 – элементы экрана; 3 – вертикальная стойка

Элементы 1 и 2 крепятся к вертикальной стойке 3. Вся конструкция устанавливается непосредственно на столе станка. Элемент 1 крепится на петлях и может поворачиваться при установке и снятии детали. Акустическая эффективность экрана ($AЭ$, дБ) в соответствии с выполнением санитарных норм определяется из зависимости (13):

$$AЭ = 10 \lg(10^{0,1L_1} + 10^{0,1L_2}) + 10 \lg \left[\frac{0,32}{r^2} + \frac{16(1 - \alpha_n)}{\alpha_n S_n^1} \right] - L_c \quad (13)$$

Наиболее действенным способом уменьшения шумового воздействия при эксплуатации многоцелевого станка является установка на станки подвижных кожухов, герметично изолирующих зону резания.

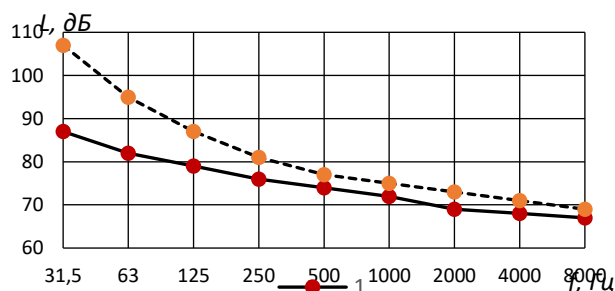


Рис. 15 Спектр шума станка (1); 2 – ПДУ

Предложены технологичные и высокоэффективные в снижении шума системы шумозащиты в виде акустических экранов конструкций многоцелевых сверлильно-фрезерно-расточных станков

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании представленных в диссертации исследований сформированы следующие выводы:

1. Анализ условий труда станочников многоцелевых станков показал, что из всего комплекса опасных и вредных производственных факторов, не соответствуют предельно допустимым значениям только акустические характеристики. В частности, их превышения достигают до 92 дБ для станков моделей ИР320 и 88 дБ для станков моделей 2206.

2. Для многоцелевых станков основными источниками, звуковое

излучение которых приводит к превышению санитарных норм является системы «заготовка – режущий инструмент» и шпиндельные бабки.

3. На основе разработанных моделей виброакустической динамики получены аналитические зависимости уровней звукового давления, теоретически описывающие закономерности формирования специального состава и идентифицирующие источники, излучающие повышенные уровни шума.

4. Экспериментальное исследование виброакустических характеристик в условиях реальной эксплуатации вышеуказанных многоцелевых станков показали достаточно для инженерных целей сходимость расчётных и экспериментальных уровней звукового давления, не превышающую $\pm 2,5$ дБ.

5. Проведённые теоретические и экспериментальные исследования подтвердили возможность разработки систем шумозащиты, обеспечивающих выполнение санитарных норм шума.

6. На основании результатов исследования разработаны инженерные решения по снижению уровней шума, включающие модернизацию ограждения зоны резания станка модели ИР320, связанные с увеличением звукоизоляции. Применительно к станку модели 2206 разработана конструкция локального акустического экрана, установленного непосредственно на столе станка, и модернизирована шпиндельная бабка с использованием многоскоростного электродвигателя, что позволило уменьшить количество зубчатых передач и подшипниковых узлов. Разработанные шумозащитные системы внедрены в производство ООО «КБ Гореловский».

7. Предложенные конструкции обеспечили снижение уровней звукового давления на 12 дБ у станка ИР320 и 9 дБ у станка 2206, что соответствует предельно допустимым величинам в нормируемом частотном диапазоне.

Содержание диссертации опубликовано в 8 печатных работах (приведенных в списке литературы в диссертации), которые охватывают ключевые аспекты проведенного исследования, начиная от теоретического обоснования выбранной методики и заканчивая экспериментальным подтверждением и практической значимостью полученных результатов. Основными из которых являются:

Статьи в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, входящих в перечень ВАК Минобрнауки РФ:

1. Гричишин М.В. Виброакустическая динамика коробок скоростей сверлильно-фрезерно-расточных станков с многоскоростными электродвигателями / Ж. П. Разаков, М. В. Гричишин, Т. А. Финоченко, А. Н. Чукарин // Noise Theory and Practice. – 2022. – Т. 8, № 2(29). – С. 56-62. (0,47 п.л./ 0,12 п.л.)

2. Гричишин М.В. Расчет уровней шума, создаваемых элементами остекления ограждений зоны резания / М. В. Гричишин, В. В. Новиков,

А. Н. Чукарин, Т. А. Финоченко // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2023. – № 8. – С. 393-398. – DOI 10.24412/2071-6168-2023-8-394-395. (0,35 п.л./ 0,12 п.л.)

3.Гричишин М.В. Обоснование выбора моделей источников шума протяжных и сверлильно-фрезерно-расточных станков / М. В. Алексеев, М. В. Гричишин, А. Н. Чукарин, Т. А. Финоченко // Безопасность жизнедеятельности. – 2025. – № 5(293). – С. 3-5. (0,35 п.л./ 0,12 п.л.)

4.Гричишин М.В. Влияние оценки коэффициентов потерь колебательной энергии многоцелевых станков на безопасность труда / М. В. Гричишин, Б. Ч. Месхи // Безопасность техногенных и природных систем. 2026. – № 10(3). – С. 193–205. <https://doi.org/10.23947/2541-9129-2026-10-3-193-205> (0,7 п.л./ 0,35 п.л.)

Статьи РИНЦ и по материалам конференций.

5.Гричишин, М. В. Технические и акустические характеристики гаммы сверлильно-фрезерно-расточных станков / М. В. Гричишин // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2024. – № 3(68). – С. 24-33. (0,52 п.л./ 0,52 п.л.)

6.Гричишин, М. В. Экспериментальные исследования уровней звукового давления сверлильно-фрезерно-расточных станков / М. В. Гричишин // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2024. – № 4(69). – С. 21-24. (0,23 п.л./ 0,23 п.л.)

8.Гричишин, М. В. Модели и источники формирования шумового фона при обработке фрезерованием, сверлением и растачиванием / М. В. Гричишин // Сборник научных трудов 16-й Международной научно-практической конференции «Перспективы развития локомотиво-, вагоностроения и технологии обслуживания подвижного состава», Рост. гос. ун-т. путей сообщения. Ростов н/Д, 2024. – С. 18 – 23. (0,35 п.л./ 0,35 п.л.)

9.Гричишин, М. В. Экспериментальные исследования спектрального состава шума при растачивании сверлильно-фрезерно-расточных станков / М. В. Гричишин, А.Н. Чукарин // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 3. – С. 12 – 19. (0,47 п.л./ 0,23 п.л.)

ЛР № 04779 от 18.05.01. В набор . В печать
Объём 1.0 усл.п.л., 1,0 уч.-изд.л. Офсет. Бумага тип №3.
Формат 60X84/16. Заказ № . Тираж 100.

Издательский центр ДГТУ
Адрес университета и полиграфического предприятия:
344000, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1.