

На правах рукописи



КУЗНЕЦОВ Сергей Фёдорович

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ПРОЦЕССА ФРЕЗЕРОВАНИЯ
В УСЛОВИЯХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ
МОБИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Специальность 05.02.07 – Технология и оборудование
механической и физико-технической
обработки

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Орёл – 2019

Работа выполнена в ФГБОУ ВО «Липецкий государственный технический университет»

Научный руководитель

Козлов Александр Михайлович,
доктор технических наук, профессор,
ФГБОУ ВО «Липецкий государственный
технический университет», заведующий
кафедрой технологии машиностроения

Официальные оппоненты:

Хандожко Александр Владимирович,
доктор технических наук, профессор,
ФГБОУ ВО «Брянский государственный
технический университет», начальник
отдела модульного оборудования
лаборатории «ВДКУ»

Лукьянов Александр Дмитриевич,
кандидат технических наук, доцент,
ФГБОУ ВО «Донской государственный
технический университет», заведующий
кафедрой автоматизации производственных
процессов

Ведущая организация

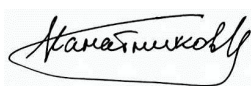
ФГАОУ ВО «Южно-Уральский
государственный университет
(национальный исследовательский
университет)»

Защита состоится «___» _____ 2019 г. в _____ часов на заседании диссертационного совета Д 999.115.03 на базе ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева», ФГАОУ ВО «Белгородский национальный исследовательский университет», ФГБОУ «Липецкий государственный технический университет» по адресу: 302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29, аудитория 212.

С диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева» и на сайте <http://oreluniver.ru/diser>.

Автореферат разослан _____ 2019 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Канатников Никита Владимирович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Современная технология многокоординатного фрезерования позволяет получать самые различные конфигурации деталей. Но производительность такого процесса имеет ряд ограничений. Этому способствует его нестабильность вследствие периодических входов и выходов зубьев фрезы из контакта с заготовкой, сопровождающихся ударными явлениями. Также при обработке деталей со сложной геометрией возникают резкие изменения сил резания.

Кроме того, в ряде случаев отсутствует возможность установки детали на станок. Во-первых, из-за параметров детали (детали большой длины, большой площади или малых габаритов с мелкими геометрическими контурами обрабатываемой поверхности). Во-вторых, особенностью технологии обработки (деталь должна быть обработана после сборки узла или установки на месте эксплуатации). Такого рода технологии применяются в тяжелом машиностроении, при использовании мобильного или настольного оборудования для обработки небольших деталей со сложной геометрией, горнодобывающей промышленности, при шлифовании ж/д путей, при обслуживании трубопроводов, в ремонтном производстве.

В таких случаях применяют специальное оборудование: мобильное или портативное. Особенностью такого оборудования является отсутствие фундамента и станины. Поэтому технологическая система в данном случае будет обладать меньшей жесткостью по сравнению со стационарными станками. Всё это приводит к возникновению вибраций в технологической системе, что ограничивает производительность процесса, снижает стойкость инструмента и увеличивает износ узлов станка. В работе рассматривается технология фрезерования геометрически сложных деталей концевыми фрезами для условий технологической системы малой жесткости.

Мобильное металлорежущее оборудование ограничено в производительности, так как не имеет достаточной и стабильной жесткости для использования возросшей единичной мощности приводов, соответственно производительных режимов резания, из-за развивающейся вибрации сверх допустимой. Поэтому требуется технологическая система с повышенным демпфированием и саморегуляцией выходных параметров колебаний в соответствии с условиями резания металла.

Таким образом, разработка методики повышения производительности фрезерования с сохранением точности обработки в условиях технологической системы мобильного оборудования, является актуальной задачей.

Работа соответствует паспорту специальности 05.02.07 по следующим пунктам:

1. Теория и практика проектирования, монтажа и эксплуатации станков, станочных систем, в том числе автоматизированных цехов и заводов, автоматических линий, а также их компонентов (приспособлений,

гидравлических узлов и т.д.), оптимизация компоновки, состава комплектующего оборудования и его параметров, включая использование современных методов информационных технологий.

2. Теоретические основы, моделирование и методы экспериментального исследования процессов механической и физико-технической обработки, включая процессы комбинированной обработки с наложением различных физических и химических воздействий.

4. Создание, включая проектирование, расчеты и оптимизацию, параметров инструмента и других компонентов оборудования, обеспечивающих технически и экономически эффективные процессы обработки.

5. Создание, включая исследования, проектирование, расчеты, комплектующих агрегатов и механизмов, обеспечивающих достижение требуемых технологических и технико-экономических параметров оборудования.

Цель работы: расширение технологических возможностей мобильного металлорежущего оборудования для процесса механической обработки концевыми фрезами за счет разработки метода внешнего воздействия на колебательный процесс технологической системы.

Для достижения поставленных целей были сформулированы и решены следующие задачи:

1. Выбрать и обосновать метод повышения производительности фрезерования.

2. Разработать математическое описание компонент вибрации (виброскорости), учитывающее процессы и связи, образующие технологическую систему портативного фрезерного оборудования, а также механизмы возбуждения колебаний в ней.

3. Определить условия демпфирования в технологической системе малой жесткости при фрезеровании концевым инструментом.

4. Разработать конструкцию демпфирующего устройства.

5. Разработать методику демпфирования колебаний процесса фрезерования для условий мало жесткой технологической системы.

Научная новизна работы:

1. Раскрыт механизм развития колебаний технологической системы мобильного оборудования при механической обработке концевыми фрезами.

2. Установлены закономерности, характеризующие влияние параметров демпфирующего устройства: частота и амплитуда колебаний – на механизм развития колебаний в технологической системе мобильного оборудования в зависимости от режимов резания, для процесса механической обработки концевыми фрезами.

3. Разработана методика определения условий устойчивости технологической системы мобильного оборудования, отличающаяся наличием коэффициента демпфирования, учитывающего взаимосвязи между

её вибрационными и технологическими параметрами при обработке концевыми фрезами.

Практическая значимость работы:

1. Разработана методика определения условий, при которых технологическая система мобильного оборудования может быть поставлена в режим самонастройки при концевом фрезеровании.

2. Создано программное обеспечение, существенно упростившее технологическую подготовку операции механической обработки деталей мобильным фрезерным оборудованием (свидетельство РФ о государственной регистрации программы для ЭВМ №2015614030).

3. Разработана конструкция демпфирующего устройства, позволяющего влиять на развитие колебаний в технологической системе мобильного оборудования, повысив производительность обработки на 25% (патент РФ №150688).

Объект и предмет исследования.

Объектом исследования является процесс фрезерования концевым инструментом пространственной поверхности детали с помощью мобильного оборудования.

Предметом исследования является производительность процесса механической обработки концевыми фрезами в технологической системе мобильного оборудования, виброскорость элементов технологической системы мобильного оборудования.

Методы исследования базировались на основных положениях науки о резании металлов, законах термомеханики и теплофизики лезвийной обработки, теории колебаний. При проведении испытаний применялись современные, автоматизированные измерительные средства для определения сил и параметров вибраций при резании. Анализ и обработка результатов экспериментальных исследований проводились с применением программного обеспечения *MathCad* для изучения механизма возбуждения колебаний и моделирования процесса фрезерования, разработки и анализа моделей инструмента, приспособления и заготовки с автоматизированной генерацией управляющих программ для станков с ЧПУ, разработки конструкции демпфирующего устройства использовались: *Inventor2012* и *КОМПАС v17*.

Личный вклад соискателя заключается в:

– исследовании механизма возбуждения колебаний в маложесткой технологической системе при фрезеровании деталей.

– исследовании взаимосвязей различных колебательных процессов в маложесткой технологической системе.

– разработке методики демпфирования колебаний системы, обеспечивающей требуемую производительность процесса фрезерования.

– создание нового программного обеспечения, которое позволяет быстро определить параметры для настройки демпфирующего устройства в зависимости от требуемой точности обработки.

– разработке новой (на уровне патентов) конструкции демпфирующего устройства, для достижения требуемой стойкости инструмента.

Реализация и внедрение результатов работы. Работа внедрена в АО "Энергия" для механической обработки концевыми фрезами пресс-форм на мобильном оборудовании с ЧПУ. Применение результатов исследования позволило повысить на 25% производительность данного процесса механической обработки.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались и обсуждались на следующих конференциях и семинарах: XIV Международной научной конференции "Актуальные вопросы современной техники и технологии" (Липецк, 2014); VIII Международной научно-технической конференции "Наукоёмкие технологии на современном этапе развития машиностроения" (Москва, 2016); ежегодных научно-практических конференциях профессорско-преподавательского состава ФГБОУ ВПО "Липецкий государственный технический университет" (Липецк, 2015 - 2017).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 10 научных работ, в том числе 3 – в изданиях, рекомендованных ВАК РФ, получено свидетельство о регистрации программы для ЭВМ, получен патент РФ на полезную модель.

В работах, опубликованных в соавторстве и приведённых в конце автореферата, лично соискателю принадлежат: в [1] конечно-элементная модель инструмента и заготовки; во [2] математическое описание взаимосвязей режимов резания с виброскоростью шпинделя станка с инструментом; в [3] схема измерения отклонений от плоскостности бесконтактным способом; в [4] алгоритм системы управления процессом резания на основе отрицательной обратной связи и описание условий, при которых технологическая система переходит в режим гашения колебаний; в [5] методика определения параметров демпфирующего устройства в зависимости от параметров мобильного металлорежущего оборудования; в [6] математическое описание взаимосвязи компонент вибрации и параметров металлорежущего оборудования; в [7] математическое описание взаимосвязи виброскорости и погрешности обработки; в [8] взаимосвязь режимов резания с колебаниями в технологической системе при торцовом фрезеровании; в [9] конструкция оправки для насадных торцовых фрез; в [10] методика оценки точности обработки крупногабаритных деталей; в [11] методика оценки качества обработанных поверхностей большой площади; в [12] область оптимальных значений режимов резания, характеризующиеся минимальным уровнем колебаний в системе.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения, списка литературы из 124 наименований, 4 приложений. Основная часть работы изложена на 115 страницах, содержит 65 рисунков, 4 таблицы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулированы цель и задачи исследований, научная позиция автора, раскрыты научная и практическая значимость работы, методы исследований, уровень обсуждения материалов.

В первой главе рассмотрены особенности процесса фрезерования портативным оборудованием. Проведён анализ исследований колебательных процессов при резании с рассмотрением проблемы эффективности фрезерования в условиях маложесткой технологической системы. Проведён анализ механизма возбуждения колебаний системы при многокоординатном фрезеровании. Показано, что основным фактором, определяющим точность обработки, являются колебания технологической системы. Рассмотрены исследования зависимостей шероховатости обработанной поверхности, стойкости инструмента и ресурса узлов станка от уровня вибрации технологической системы. Установлено, что для повышения точности фрезерной обработки в условиях маложесткой технологической системы наиболее актуальной задачей является демпфирование колебаний системы, путём внешнего воздействия на неё. Для повышения эффективности технологического процесса, необходимо увеличение стойкости инструмента и точности обработки за счёт выравнивания нагрузки от колебательных процессов и снижения общего уровня колебаний в системе.

Вторая глава посвящена теоретическому исследованию динамики технологической системы. Основная цель исследования – это математическое описание компонент вибрации, как факторов, определяющих точность обработки.

На основе анализа существующих исследований предложено дифференциальное уравнение движения механической системы в обобщенной координате:

$$m_i \cdot \ddot{y}_i + \alpha \cdot \dot{y}_i + c_i \cdot y_i = P_i \cdot \sin(\omega) \cdot t, \quad (1)$$

где m – приведенная масса системы; y_i – перемещение механической системы; \dot{y}_i – скорость механической системы; \ddot{y}_i – ускорение механической системы; α – коэффициент сопротивления системы; c – коэффициент жесткости системы; y – характерное поступательное перемещение в системе; P_i – вынужденная сила, действующая на систему; ω – вынужденная частота процесса; t – характерное время.

При начальных условиях $t=0$, $y = y_0$, $\dot{y} = \dot{y}_0$ общее решение уравнения (1), представляющее закон движения материальной точки оборудования, имеет вид:

$$y = e^{-ht} \left[\frac{\dot{y}_0}{p_i} \sin(p_i t) + y_0 \left(\cos(p_i t) + \frac{h}{p_i} \sin(p_i t) \right) \right] + S \sin(\omega t - \varphi), \quad (2)$$

где p_i – частота затухающих колебаний; ω – частота вынужденных колебаний; φ – фаза вынужденного колебания; h – коэффициента демпфирования, S – амплитуда вынужденных колебаний.

$$h = \frac{\alpha}{2m} \cdot S = \frac{q}{\sqrt{(p^2 - \omega^2)^2 + 4\omega^2 h^2}}, \quad (3)$$

где p – частота колебаний, зависящая от коэффициента жесткости системы.

Для оценки технологической системы в динамике применена стержневая модель со многими степенями свободы, состоящая из сосредоточенных масс твердых тел и упругих стержней, перемежающихся стыками с упруго-диссипативными характеристиками.

Анализируемая динамическая модель представлена на рисунке 1 в виде структуры с тремя массами m_1, m_2, m_3 ; с жёсткостью опор: C_1, C_4 – упругими; C_2, C_5 – крутильными; C_3, C_6 – демпфирования. Подобные модели получили наибольшее применение в механике для анализа механических и термодинамических процессов.

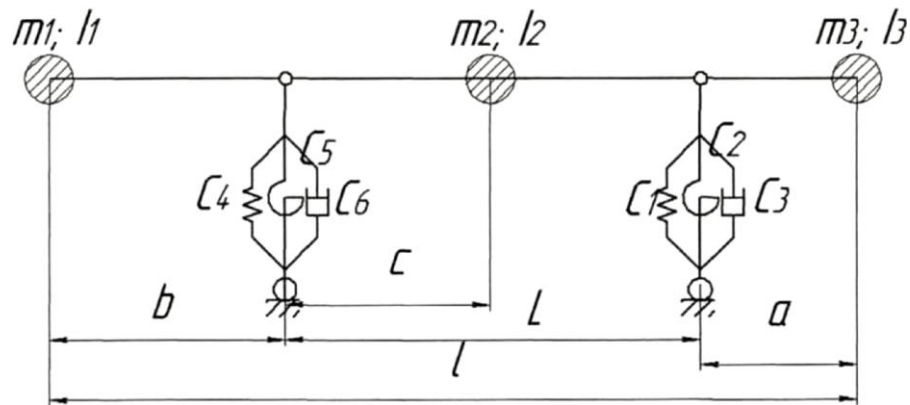


Рис. 1. Графическая схема портативного оборудования для описания компонент вибрации

При большом числе степеней свободы уравнения становятся громоздкими, для упрощения записи уравнения (1) используем матричный метод. Уравнение движения колебательной системы в матричной форме имеет вид:

$$M(\ddot{q}) + L(\dot{q}) + C(q) = (Q) \quad (4)$$

где $M = [m_{ij}]$ – инерционная матрица; m_{ij} – коэффициент инерции; $L = [\alpha_{ij}]$ – матрица сопротивления; α_{ij} – коэффициент сопротивления; $C = [c_{ij}]$ – матрица жесткости; c_{ij} – коэффициент жёсткости; Q – обобщённые силы, соответствующие координатам q .

Приравняв нулю определитель, получаем уравнение частот свободных колебаний системы по методу Верещагина. Далее из уравнения (4) были найдены частоты главных колебаний p_1, p_2, p_3 . За частотные уровни поперечных колебаний приняты значения, соответствующие идентифицированным процессам, протекающим в экстремальных точках. Координатное расположение сосредоточенных масс формирует специфику компоновки станка, одновременно изменяя динамику движения и работы технологической системы.

Исходя из этого, было получено математическое описание компонент вибрации: виброскорости и виброускорения. Компоненту вибрации по виброскорости для шпиндельного узла можно представить в виде системы:

$$V_{sp} = \begin{cases} \frac{nd_1z}{60(d_e - d_1)} \cdot \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1}{N} \sum_{rt=1}^N \int_0^{IT} \frac{dx}{k_r^2} + \frac{1}{M} \sum_{rb=1}^M \int_0^{it} \frac{dy}{k_l} \right) + \frac{1}{n_k - 1} \left(\sum_{i=1}^{n_k} x_i \right) \right]; \\ \frac{nd_1z}{60(d_e - d_1)} \cdot \left[\frac{\pi}{2} \left(\frac{1}{N} \sum_{rt=1}^N \int_0^{IT} \frac{dx}{k_r x + k_l} + \frac{1}{M} \sum_{rb=1}^M \int_0^{it} \frac{dy}{k_l y + k_r} \right) + \frac{1}{n_k - 1} \left(\sum_{i=1}^{n_k} x_i \right) \right], \end{cases} \quad (6)$$

где V_{sp} – виброскорость в локальной энергетически насыщенной интегральной точке механизма главного движения; x_i – составляющие виброскорости, определяется по частным функциям (2.17)...(2.23); n_k – коэффициент, зависящий от количества входящих компонент x_i : $C_1 \geq n_k \geq 1$, $C_1 \leq 10$.

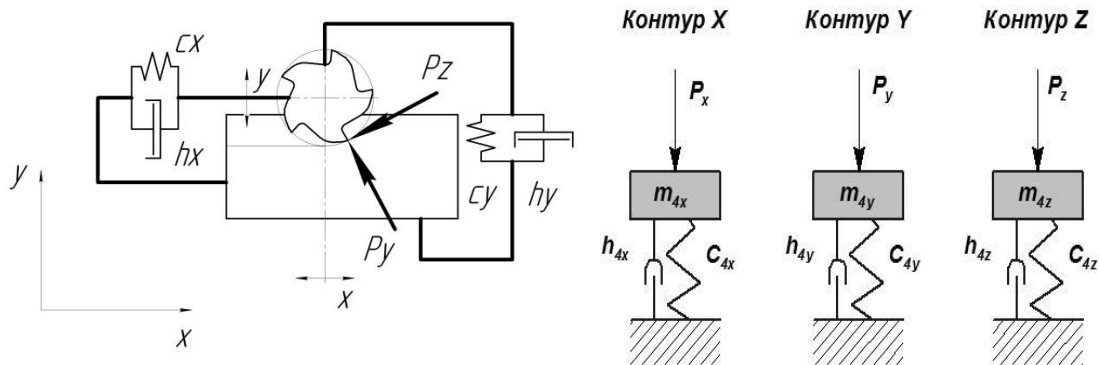


Рис.2. Схема фрезерования концевым инструментом

Аналогичным образом найдены компоненты вибрации для направляющих и опорных элементов конструкции.

Компоненты вибрации измеряются в трёх плоскостях. Поэтому на первом этапе рассматриваются три колебательных контура. Основываясь на том, что изменение уровня колебаний технологической системы можно определить через изменение сил резания, в дальнейших расчётах было сделано допущение, что одним колебательным контуром можно пренебречь (вдоль оси инструмента), т.к. значения компонент вибрации в нём значительно меньше (рис.2).

Соответственно уравнение (1) представили, как систему проекций на соответствующую плоскость:

$$\begin{cases} m_x \ddot{x} + h_x \dot{x} + c_x x = -P_y \sin(\gamma) - P_z \cos(\gamma) \\ m_y \ddot{y} + h_y \dot{y} + c_y y = -P_y \cos(\gamma) - P_z \sin(\gamma) \end{cases} \quad (7)$$

где m_i – масса системы, кг; c_i – жесткость системы, h – коэффициент демпфирования; P_i – вынужденная сила, действующая на систему.

Расчёты показали, что должны быть как области режимов резания, при которых будет возникать резонанс, так и области – при которых процесс резания будет достаточно устойчивым (рис. 3).

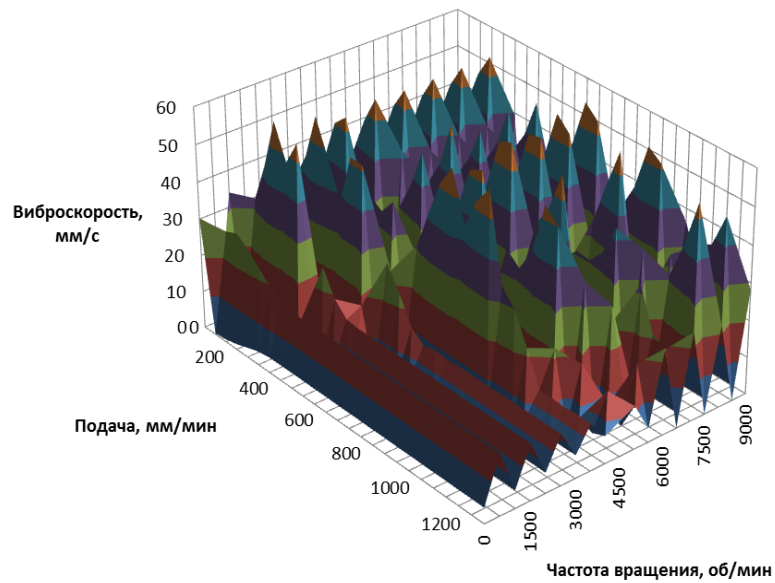


Рис. 3. Влияние режимов резания на виброскорость

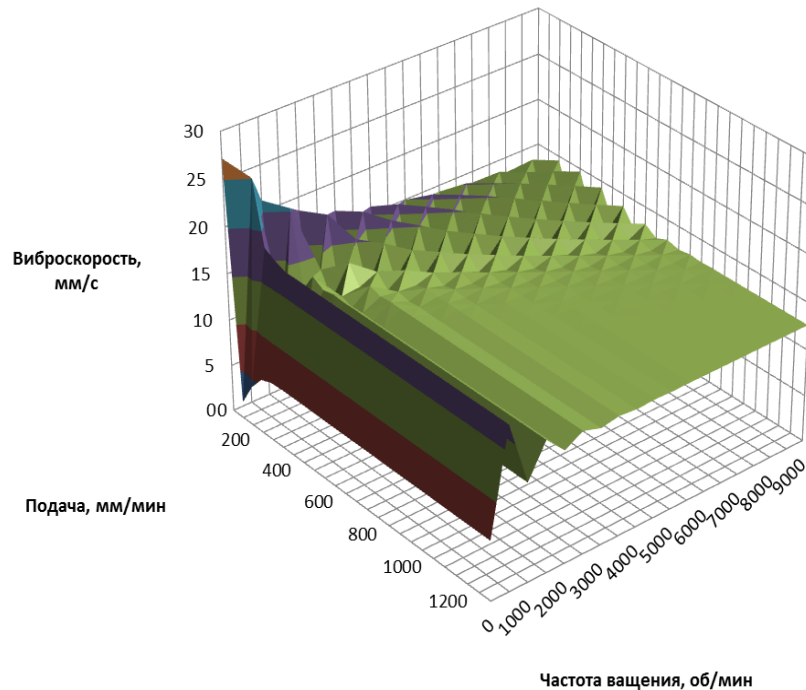


Рис. 4. Виброскорость в зависимости от режимов резания при наличии демпфера

Для достижения цели исследования необходимо использовать максимально производительный режим резания при обеспечении устойчивости процесса резания. Т.к. рассматривается технологическая система малой жёсткости, то подразумевается наличие какого-либо демпфирующего элемента. Этим элементом может являться источник колебаний, параметры вибрации которого определённым образом отличаются от вибрации технологической системы.

Дифференциальные уравнения системы с демпфером имеют вид:

$$\begin{aligned}m_1 \ddot{x}_1 + \dot{h}x_1 + (c_1 + c_2)x_1 - \dot{h}x_2 - c_2x_2 &= F_i, \\m_2 \ddot{x}_2 - \dot{h}x_1 - c_2x_1 + \dot{h}x_2 + c_2x_2 &= 0,\end{aligned}$$

где m_1 – масса системы, кг; m_2 – масса гасителя, кг; c_1 – жесткость системы, c_2 – жесткость демпфера, h – коэффициент вязкого сопротивления.

Система, устойчивая при резании по следу, но с малым коэффициентом жесткости, может стать неустойчивой при резании по следу, когда коэффициент жесткости превысит некоторую величину. При равенстве собственной и вынуждающей частот сдвиг фаз может быть равен только $-\pi/2$. Это значение сдвига фаз соответствует условиям возникновения резонанса. Из этого следует, что одним из эффективных путей демпфирования регенеративных колебаний может быть создание таких условий ее работы, при которых ей постоянно было бы необходимо осуществлять такую перенастройку.

Третья глава посвящена экспериментальным исследованиям динамики процесса резания. Задача заключалась в определении условий для устойчивой работы технологической системы при малой жесткости.

С учетом математического описания виброкомпонент и укрупненного алгоритма написана программа на программном языке *Delphi*, позволяющая рассчитывать критические частоты вращения шпинделя, виброскорости и виброускорения технологической системы в характерных точках, для дальнейшего анализа технологической системы портативного режущего оборудования.

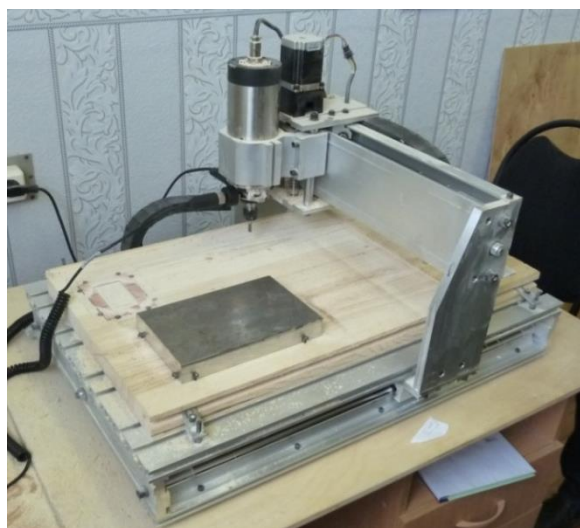


Рис.5. Экспериментальная установка и прибор для измерений

Эксперименты проводились на установке, представляющей собой малогабаритный фрезерный станок с системой ЧПУ, установленный на нежесткие опоры (рис. 5). Обработка велась на различных режимах торцово-цилиндрической фрезой диаметром 8 мм с числом зубьев 5. Измерения

вибрации проводились с помощью прибора *VibXpertII*. Обработка данных проводилась в программном обеспечении *OMNITREND*.

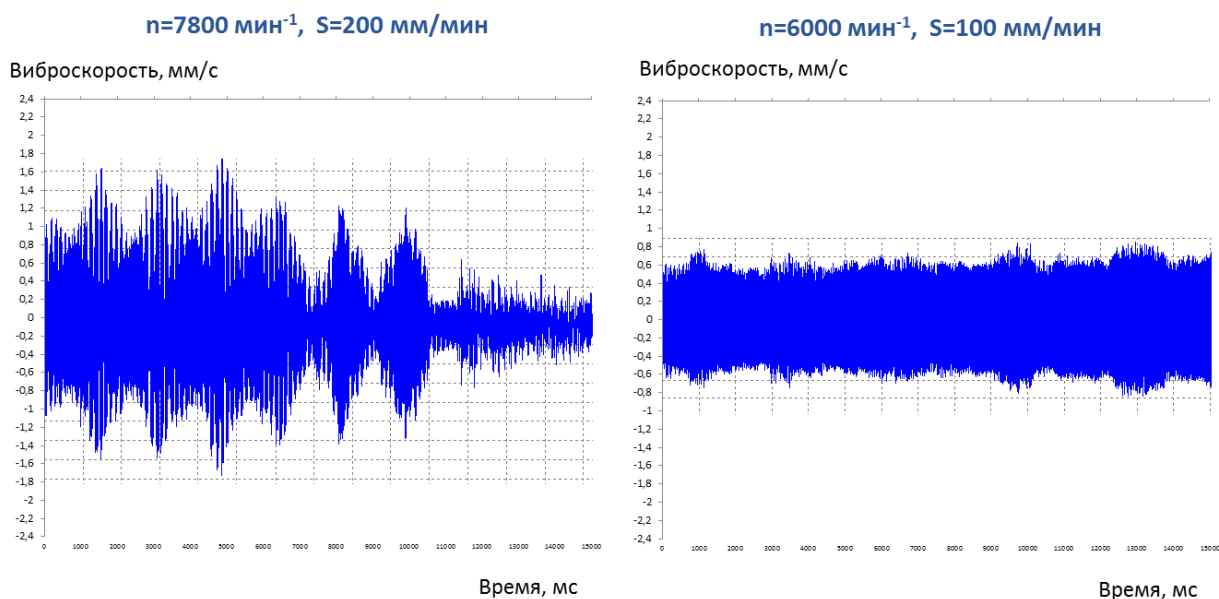


Рис. 6. Сравнение формы волны для разных режимов резания

Анализ данных вибродиагностики на различных режимах резания (рис.6) показывает, что если начальный сдвиг фаз отличен от $-\pi/2$, часть энергии колебаний расходуется на настройку системы, и колебания достаточно быстро затухают. Если же начальный сдвиг фаз равен $-\pi/2$ или близок к этой величине, система сразу же настраивается на необходимый сдвиг фаз, и в системе возникают установившиеся колебания.

Если рассматривать след на поверхности резания как вынуждающую силу с частотой p , то фаза вынужденных колебаний системы должна отставать от фазы возмущающей силы на величину:

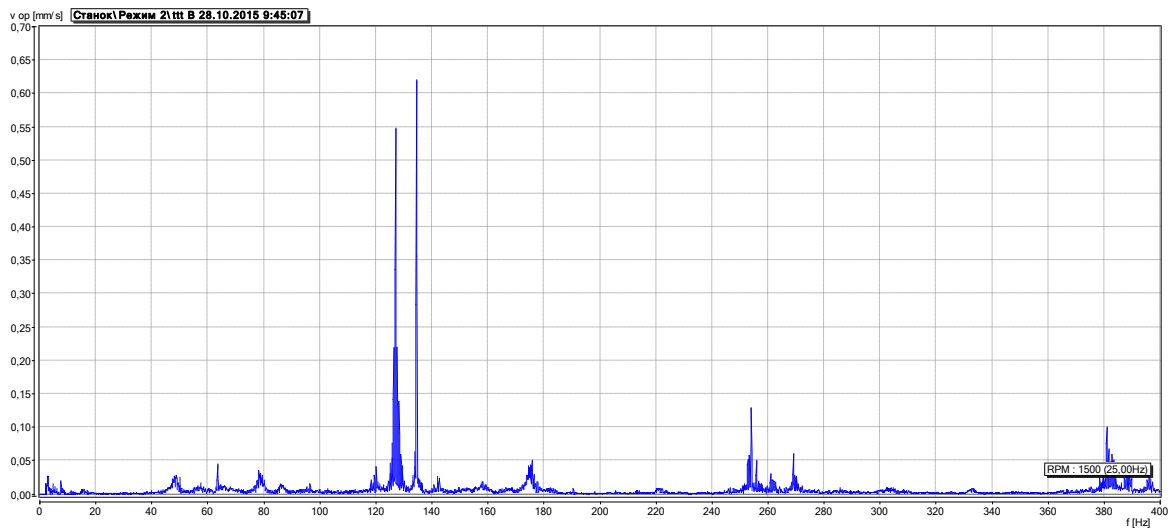
$$2\pi \cdot i_p = -\arctan \frac{2 \cdot \varepsilon \cdot \gamma}{1 - \gamma^2}$$

ε – безразмерный коэффициент затухания; γ – отношение частоты вынуждающей силы p к собственной частоте f_x .

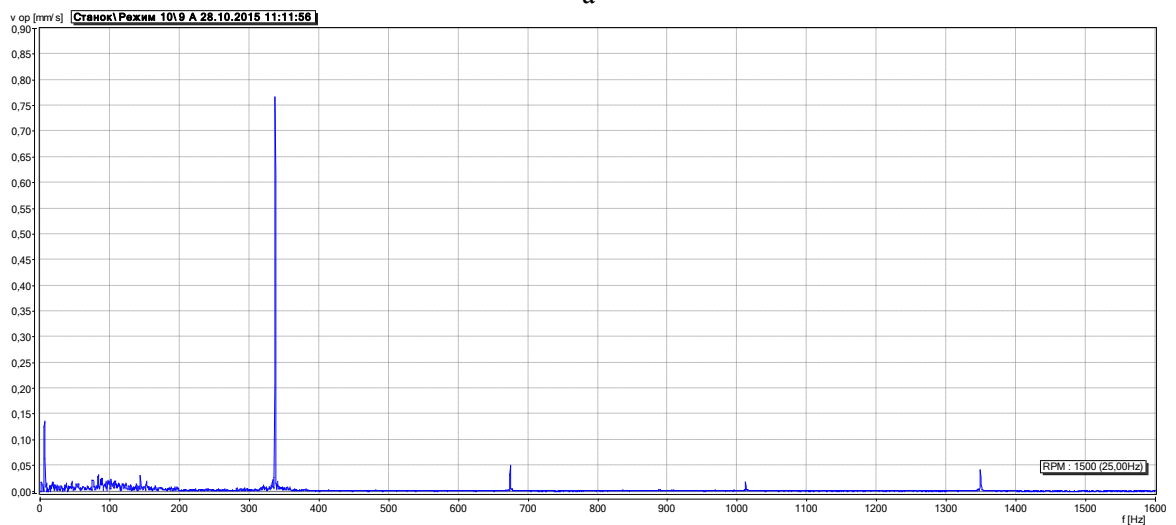
При постоянной скорости главного движения v_0 время запаздывания является величиной постоянной. Времени запаздывания соответствует величина разности фаз – это тот же интервал, только измеренный в фазе (т.е. углах фазы):

$$\varphi_{21x} = \omega_x \cdot \tau_{21} = \omega_x \cdot (k + i) \cdot T_x = (k + i) \cdot 2\pi, \quad (8)$$

где φ_{21x} – разность фаз колебаний системы вдоль оси x при проходе двух смежных зубьев через данную точку пространства, рад; ω_x – угловая частота колебаний вдоль оси x , рад/с.



а



б

Рис. 7. Спектры вибрации экспериментальной установки в направлении оси z на различных режимах резания:
а – нестабильный режим; б – устойчивый режим.

При анализе спектров вибрации (рис. 7) наблюдается мягкое возбуждение регенеративных колебаний. Из этого следует, что система, устойчивая при резании по следу, но с малым коэффициентом жесткости, может стать неустойчивой при резании по следу, когда коэффициент жесткости превысит некоторую величину. Значение сдвига фаз соответствует условиям возникновения резонанса. Значит, увеличение уровня колебаний при возмущениях по следу, в первую очередь, обусловлено резонансными или околорезонансными явлениями вследствие совпадения собственной частоты системы с частотой волны на поверхности резания.

Следовательно, рассчитанная в уравнении (8) величина разности фаз φ_{21x} определяет её значение только в начальный момент резания по следу, поскольку через некоторое время фаза колебаний самоустановится на новое значение. При этом время установления фазы не зависит от её начального значения и равно нескольким периодам колебаний вынуждающей силы.

Такая самонастройка системы происходит за счет изменения периода колебаний самой системы T_x . Отсюда следует, что за время τ_{21} всегда укладывается целое число периодов T_x , определяемых собственной частотой системы либо длительностью переходного процесса, т.е., $i = 0$, и при этом значении сдвига фаз влияние регенеративного возбуждения минимально. Таким образом, граница устойчивости процесса резания не зависит от возмущения по следу.

На основе экспериментальных данных установлена взаимосвязь компонент вибрации и режимов обработки и предложено уравнение определения среднего значения виброскорости технологической системы с учётом внешнего воздействия:

$$v = A_1 \cdot e^{-0,1S} \cos(f_1 \cdot S + \varphi_{11}) + A_2 \cdot e^{-0,1n} \sin(f_2 \cdot n + \varphi_{12}) + v_0. \quad (9)$$

где v – виброскорость в системе, мм/с; A_1 и A_2 – амплитуды соответствующих колебательных процессов, мм; S – подача, мм/мин (зависит от подачи на зуб); n – частота вращения, об/мин; f – частота соответствующих колебаний, Гц; φ – разность фаз колебаний в соответствующем направлении, рад; v_0 – виброскорость вне зоны резания, мм/с.

Установлено, что, если величина силового воздействия невелика, увеличение уровня колебаний обусловлено явлениями резонанса со следом на поверхности резания, и с течением времени, вследствие отсутствия внешнего периодического источника, такие колебания затухают. Если же величина силового воздействия превысит некоторую величину, происходит резкое увеличение амплитуды колебаний, которые протекают в форме незатухающих биений. Такие колебания уже нельзя отнести к вынужденным резонансным, поскольку они возникают только при достаточно большом силовом воздействии и внешне ведут себя как автоколебания. При этом подтвердилась теория, что самонастройка системы всегда происходит на сдвиг фаз $-\pi/2$, т.е. часть энергии колебаний расходуется не на разбалансировку системы, а на ее настройку.

В четвертой главе предложена методика демпфирования колебаний в технологической системе с малой жесткостью.

В главе 3 было установлено, что устранить резонансные колебания с большими амплитудами возможно, если ввести в конструкцию металлорежущего оборудования демпфирующее устройство. Поскольку объект с демпфером представляет собой систему с двумя степенями свободы, наряду с гашением колебаний на определённой частоте появляются два новых резонанса, соответствующих собственным частотам двухстепенной системы. Демпфирующее устройство (рис. 8) в этом случае представляет собой дополнительное тело массой m_2 , соединённое с объектом пружиной жесткостью c_2 и демпфером с коэффициентом вязкого сопротивления h .



Рис. 8. Конструкция демпфирующего устройства

При наличии демпфера полное гашение колебаний становится невозможным, поскольку он оказывает дополнительное воздействие на технологическую систему. Но демпфер позволяет, при рациональном подборе параметров гасителя, получить ограниченную амплитуду колебаний системы на всём диапазоне частот (рис.4). Это явление можно назвать самонастройкой колебательной системы.

Амплитуда колебаний демпфера рассчитывается по формуле:

$$A_1 = \sqrt{\frac{(\delta^2 - \gamma^2)^2 + 4\eta^2\gamma^2}{\theta^2 + 4\eta^2\gamma^2(1 - \gamma^2 - \beta\gamma^2)^2}} \quad (10)$$

где $\theta = (1 - \gamma^2)(\delta^2 - \gamma^2) - \beta\delta^2\gamma^2$, $\beta = \frac{m_2}{m_1}$, $\delta = \frac{\sqrt{c_2/m_2}}{\omega_0}$, $\eta = \frac{h}{2m_2\omega_0}$.

m_1 – масса системы, кг; m_2 – масса гасителя, кг; c_1 – жесткость системы, c_2 – жёсткость демпфера, h – коэффициент вязкого сопротивления; ω_0 – собственная частота колебаний станка, 1/с; n_2 – парциальная частота гасителя, 1/с.

Полученные выражения (9) и (10) позволяют рассчитать амплитуду колебаний демпфирующего устройства для достижения технологической системой состояния самонастройки.

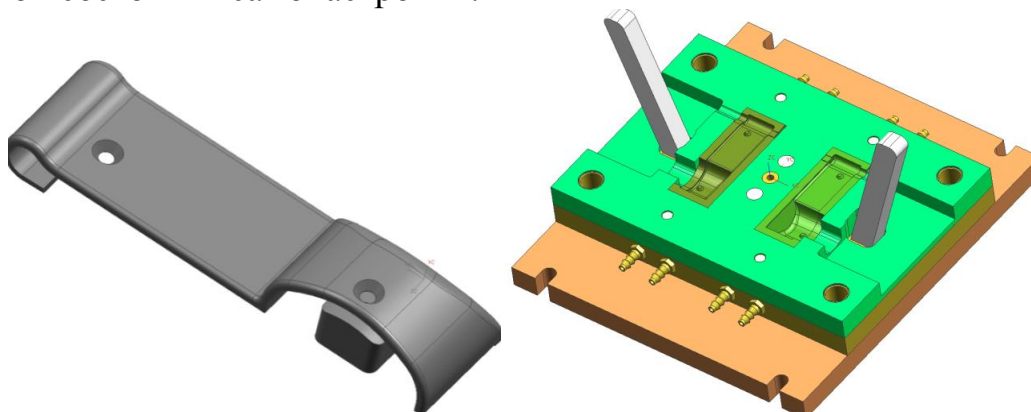


Рис. 9. Деталь кассового аппарата и пресс-форма для её изготовления

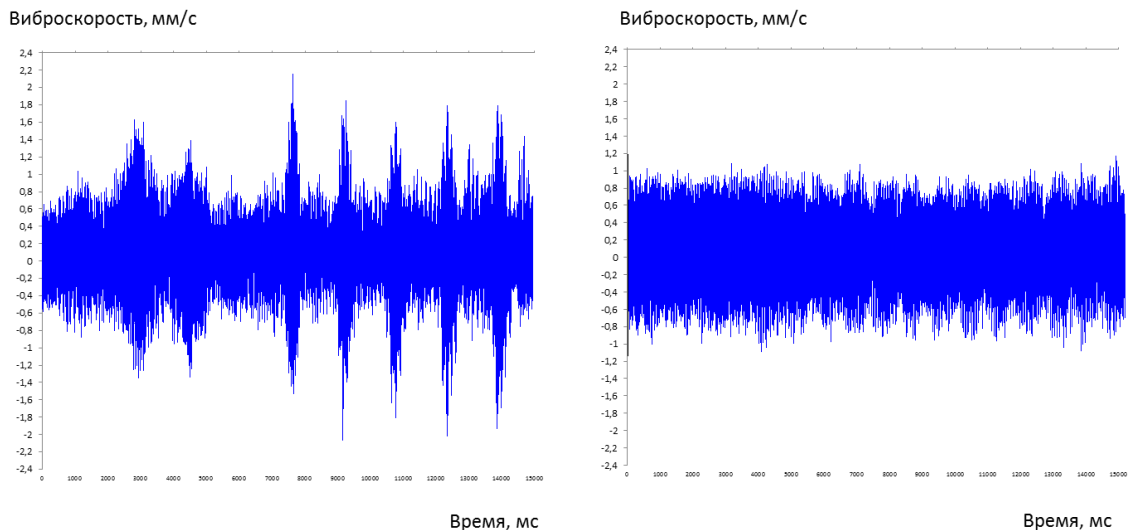


Рис.10. Изменение формы волны колебаний ($n=6000$ мин⁻¹, $S=200$ мм/мин) после применения демпфера.

В конструкции демпфера колеблющейся массой является масса электромагнита. Её величина зависит от массы технологической системы. Апробация конструкции демпфера проходила на примере обработки концевым инструментом пресс-формы для изготовления пластиковой крышки кассового аппарата (рис.9).

Обработка велась на режиме резания с увеличенной в два раза подачей, относительно рекомендованного режима ($n=6000$ мин⁻¹, $S=200$ мм/мин). Согласно данным диагностики (рис.10) с применением демпфера удалось уменьшить пиковые значения виброскорости на 60%, что выразилось в снижении динамической нагрузки на технологическую систему в целом и более стабильному прохождению процесса резания. При этом рост производительности процесса практически не повлиял на точность (таблица 10).

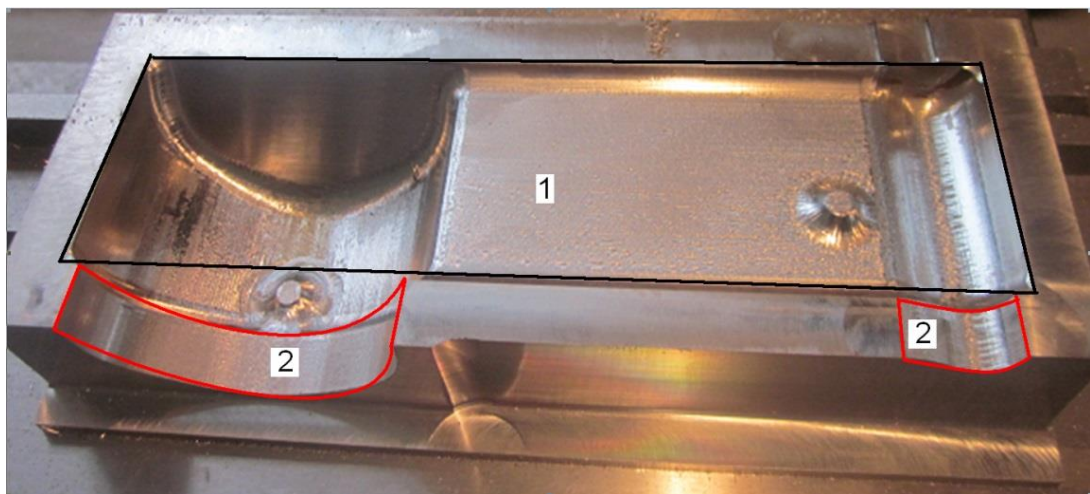


Рис. 11. Пресс-формы с разбиением на зоны обработки.

Таблица 1. Сравнение результатов обработки пресс-формы (рис.11) на портативном оборудовании с применением демпфера и без него.

№	Номер точки	Параметр по чертежу, мм		Фактический параметр, мм	
		max	min	Без демпфера	С демпфером
1	1				
	2	-	-	-	-
	3				
2	4			11,953	12,087
	5	12,088	12,07	Размер не выдержан	Размер выдержан
	6				
3	7			51,058	50,309
	8	50,318	50,3	Размер не выдержан	Размер выдержан
	9				
4	10			27,65	27,678
	11	27,678	27,66	Размер выдержан	Размер выдержан
	12				
5	13			51,111	50,269
	14	50,318	50,3	Размер не выдержан	<u>Размер не выдержан</u>
	15				
6	16			11,934	12,081
	17	12,088	12,07	Размер не выдержан	Размер выдержан
	18				
7	19				
	20	-	-	-	-
	21				

Таким образом, разработанная методика демпфирования позволяет повысить производительность обработки концевым инструментом на мобильном фрезерном оборудовании за счёт снижения общего уровня колебаний металлорежущего оборудования и применения более производительных режимов обработки.

Дальнейшим направлением развития научного исследования является механическая обработка станин прокатных станов с помощью портативного фрезерного оборудования. Т.к. установка металлорежущего оборудования производится непосредственно на станину, то технологическая система так же не обладает достаточной жесткостью для процесса фрезерования. Поэтому полученные в данном исследовании результаты могут быть применены в указанном направлении и являются актуальными для ряда металлургических предприятий, в том числе для ПАО «НЛМК».

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Предложен метод воздействия на колебательный процесс при фрезеровании с помощью введения в технологическую систему дополнительной колеблющейся массы, параметрами колебаний которой можно управлять независимо от режимов резания. Возникший колебательный процесс будет оказывать влияние на вибрации во всей системе, колеблясь с ними с определённой разностью фаз. В результате система становится устойчивой даже при использовании производительных режимов обработки и появляется возможность использования в конструкции портативного станка более мощного привода.

При этом источник колебаний находится не на шпинделе станка, а в его опорных элементах. Устройство, которое будет создавать дополнительные колебания, является управляемой опорой и может быть использована для активного автоматического демпфирования вибрации и стабилизации элементов мобильного металлорежущего оборудования в процессе фрезерования.

1. На основании теоретических и экспериментальных исследований установлена закономерность развития вибраций технологической системы портативного фрезерного оборудования при наличии демпфера с заданными параметрами колебаний, что позволяет повысить производительность обработки.

2. Разработано математическое описание компонент вибрации для концевой фрезерования портативным оборудованием, которое позволяет определить требуемую виброскорость демпфера для конкретных условий обработки (включая характеристики мобильного оборудования).

3. Установлено, что при сдвиге фаз на $-\pi/2$ происходит самонастройка системы, в результате которой расходуется часть энергии колебательных процессов, и общий уровень колебаний снизится. Чем больше энергии потратится на настройку, тем меньше ее останется на возбуждение колебаний. Если период волны на поверхности резания не будет совпадать с периодом собственных колебаний, то резонанса не наступит и уровень колебаний будет минимальным.

4. Разработана конструкция демпфирующего устройства (патент РФ №150688 «Устройство демпфирующее») и предложен алгоритм его настройки (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2015614030 «Расчёт параметров динамического гасителя колебаний»), которое позволяет вести обработку концевым инструментом на более производительных режимах или обрабатывать более прочные материалы.

5. Разработана методика демпфирования, позволяющая повысить на 25% производительность обработки концевым инструментом на мобильном оборудовании с соблюдением требуемой точности за счёт снижения общего уровня колебаний технологической системы малой жёсткости и применения более производительных режимов обработки.

Основные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК РФ

1. Кузнецов С.Ф. Методика оценки колебаний системы при торцовом фрезеровании портативным оборудованием / А.М. Козлов, Е.В. Кирющенко, С.Ф. Кузнецов // Справочник. Инженерный журнал. – 2014. №7(208). – С. 46–50.

2. Козлов А.М. Метод демпфирования колебаний при использовании портативного фрезерного оборудования / А.М. Козлов, Е.В. Кирющенко, С.Ф. Кузнецов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2014. №5(307) – С. 91–98.

3. Кузнецов С.Ф. Фрезерование сложных деталей с коррекцией положения инструмента / А.М. Козлов, Е.В. Кирющенко, С.Ф. Кузнецов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. Вып. 8. Ч.2. Тула: Изд-во ТулГУ. – 2016. – С. 111–120.

Патенты РФ

4. Патент на полезную модель №150688 «Устройство демпфирующее» / Козлов А.М., Кузнецов С.Ф., Кирющенко Е.В.; заявитель и патентообладатель ФГОБУ ВО ЛГТУ. – заявка №2014136031 от 03.09.2014; опубл. 23.001.2015.

Свидетельства РФ

5. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2015614030 «Расчёт параметров динамического гасителя колебаний» / С.Ф. Кузнецов, Е.В. Кирющенко; заявитель и патентообладатель ФГОБУ ВО ЛГТУ. – заявка № 2014663178 от 17.12.2014; опубл. 03.04.2015.

Статьи и материалы конференций

6. Кузнецов С.Ф. Анализ технологической системы при фрезеровании с применением портативного оборудования / А.М. Козлов, Е.В. Кирющенко, С.Ф. Кузнецов // Технологическое обеспечение машиностроительных производств: Сборник научных трудов I междунар. науч.-техн. конф. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – 2013. – С. 57–64.

7. Козлов А.М. Определение отклонений формы крупногабаритной плоской поверхности при фрезеровании / А.М. Козлов, Е.В. Кирющенко, С.Ф. Кузнецов // Международное научное издание «Современные фундаментальные и прикладные исследования». – Кисловодск: МАГИСТР. – 2013. №23(9) – С. 16–20.

8. Кузнецов С.Ф. Методика оценки колебаний системы при торцовом фрезеровании портативным оборудованием / А.М. Козлов, Е.В. Кирющенко, С.Ф. Кузнецов // Современные проблемы машиностроения: сборник научных трудов VII междунар. науч.-техн. конференции – Томский политехнический университет – Томск: Изд-во ТПУ. – 2013 – С. 295–299.

9. Козлов А.М. Методика определения внешнего воздействия на систему при фрезерной обработке / А.М. Козлов, Е.В. Кирющенко, С.Ф. Кузнецов //

Актуальные вопросы современной техники и технологии: сб. докладов XIV-й Междунар. науч. конф. – Издательский центр «Гравис». – 2014. – С. 23–27.

10. Kozlov A.M. ANALYSIS OF MANUFACTURING SYSTEM FOR MILLING OF LARGE-SIZE PARTS SURFACES/ Kozlov A.M., Kiryuschenko E.V., Kuznetsov S.F. // Science, Technology and Higher Education: materials of the V International research and practice conference. – publishing office Accent Graphics communications – Westwood – Canada. – 2014. – pp. 452–457.

11. Кузнецов С.Ф. Колебательное воздействие на технологическую систему для повышения эффективности фрезерования / А.М. Козлов, Е.В. Кирющенко, С.Ф. Кузнецов // Научно-технические технологии на современном этапе развития машиностроения: материалы VIII Междунар. науч.-техн. конф. – М.: Техполиграфцентр. – 2016. – С. 84–87.

12. Кузнецов С.Ф. Методика компенсаций виброперемещений инструмента при фрезеровании / А.М. Козлов, Е.В. Кирющенко, С.Ф. Кузнецов // Вестник современных технологий – 2016. №2 – С. 43–49.