

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Национальный исследовательский Томский
политехнический университет»

На правах рукописи

ГАВРИЛИН АЛЕКСЕЙ НИКОЛАЕВИЧ

**КОНЦЕПЦИЯ ВИБРОЗАЩИТЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ
ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ВИБРОМОНИТОРИНГА
ДЛЯ ЭФФЕКТИВНОЙ МЕХАНООБРАБОТКИ**

Специальность 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант:
доктор технических наук, профессор
Однокопылов Георгий Иванович

Томск-2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.....	7
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ И СИСТЕМАТИЗАЦИЯ МЕТОДОВ ВИБРОМОНИТОРИНГА И СПОСОБОВ ВИБРОЗАЩИТЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ	
1.1 Анализ и систематизация причин возникновения импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС и их математических моделей.....	21
1.2 Анализ существующих приборов и СПМО для вибромониторинга элементов ТС.....	30
1.3 Анализ существующих методов тестового и функционального мониторинга элементов ТС.....	34
1.4 Способы виброзащиты элементов ТС.....	38
1.4.1 Анализ существующих методов виброзащиты элементов ТС технологическими способами.....	39
1.4.2 Анализ существующих методов виброзащиты элементов ТС конструктивными способами	40
1.4.2.1 Существующие способы виброзащиты элементов ТС от «внешних» источников вибрационных воздействий.....	41
1.4.2.2 Существующие способы виброзащиты элементов ТС от «внутренних» источников вибрационных воздействий.....	43
1.5 Выводы.....	48
ГЛАВА 2. КОНЦЕПЦИЯ ВИБРОЗАЩИТЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ВИБРОМОНИТОРИНГА	
2.1 Технологические критерии эффективности механообработки.....	50
2.2 Критерии вибромониторинга.....	52
2.3 Приборы и специальное программно-математическое обеспечение для определения технологических параметров эффективности механообработки.....	68
2.4 Приборы и специальное программно-математическое обеспечение вибромониторинга.....	71

2.5 Приборы для тестового вибромониторинга.....	72
2.5.1 Устройство определения динамической жесткости несущих элементов металлорежущих станков.....	72
2.5.2 Устройство для измерения демпфирующих свойств материалов.....	73
2.5.3. Устройство для подсоединения диагностического оборудования и перераспределения потоков при диагностировании гидросистем.....	74
2.5.4 Вибратор возбуждения вибрации для воздействия на виброопоры ТС.....	75
2.6 Стенды для физического моделирования динамических процессов в технологической системе	79
2.7 Математические модели «внешних» и «внутренних» источников импульсно-вибрационных воздействий в ТС и конструкторско-технологические способы виброзащиты.....	82
2.7.1 Возбуждение вибрации в ТС от «внешнего» источника вибрации.....	85
2.7.1.1 «Силовое» возбуждение вибрации в ТС.....	85
2.7.1.2 «Кинематическое» возбуждение вибрации в ТС	86
2.7.2 ММ при возбуждении вибрации в ТС от «внутренних» источников вибрации и ее снижение технологическими способами.....	88
2.7.2.1 Вибрации в системе «инструмент–деталь».....	88
2.7.2.2 Вибрации в системе «инструмент–шпиндель».....	92
2.7.2.3. Вибрации в системе «деталь–приспособление».....	96
2.7.2.4 Математические модели при возбуждении вибрации в ТС от «внутренних» источников вибрации и ее снижение конструкционными способами.....	98
2.7.2.4.1 Вибрации в системе «деталь – динамический виброгаситель».....	98
2.7.2.4.2 Вибрации в системе «деталь – ударный односторонний виброгаситель».....	99
2.7.2.4.3 Вибрации в системе «деталь – виброгаситель вязкого трения».....	100
2.7.2.4.4 Вибрации в ТС при наличии люфтов в ШВП и в других подвижных элементах.....	102
2.7.2.4.5 Вибрации в ТС при наличии дисбаланса	103

2.8 Основные положения концепции виброзащиты.....	106
2.9 Выводы.....	108
ГЛАВА 3. МЕТОДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ	
3.1 Характеристики применяемых виброанализаторов, датчиков, СПМО для вибромониторинга.....	109
3.2 Методика выбора режимов информационной обработки параметров вибрации.....	111
3.3 Последовательность настройки программы мониторинга.....	113
3.4 Пример отчета сравнения серий измерений для двух фрез.....	122
3.5 Выводы.....	128
ГЛАВА 4. СНИЖЕНИЕ УРОВНЯ ВИБРАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ СПОСОБАМИ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО ВИБРОМОНИТОРИНГА	
4.1 Алгоритм проведения исследований для определения параметров методом функционального вибромониторинга.....	129
4.2 Снижение уровня вибрации при механообработке конструкционных сталей коррекцией режимов механообработки и геометрии инструмента для повышения производительности.....	132
4.3 Анализ причин повышенного уровня вибрации при механообработке конструкционных сталей торцевыми фрезами.....	138
4.4 Сравнительная эффективность механообработки конструкционных сталей фрезами по ГОСТ 23248-78 и фрезой с волнообразной режущей кромкой и особенности ее геометрии.....	146
4.5 Сравнительная экономическая эффективность и стойкость инструмента при механообработке титановых сплавов фрезами по ГОСТ 23248-78 и фрезой с волнообразной режущей кромкой.....	154
4.6. Сравнительная эффективность механообработки по величине шероховатости заготовки из титанового сплава фрезами по ГОСТ 23248-78 и фрезой с волнообразной режущей кромкой.....	163

4.7 Обоснование полученных результатов.....	166
4.8 Снижение уровня вибрации изготовлением элементов ТС с повышенными демпфирующими свойствами многослойной многокомпонентной наплавкой.....	169
4.9 Выводы.....	173
ГЛАВА 5. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕХАНООБРАБОТКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ СПОСОБАМИ ВИБРОЗАЩИТЫ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО ВИБРОМОНИТОРИНГА	
5.1 Алгоритм определения параметров виброгасителей по результатам функционального и тестового вибрационного мониторинга конструкционными способами.....	175
5.2 Методы повышения эффективности механообработки виброзащиты конструкционными способами от «внешних» воздействий.....	177
5.2.1 Виброгасящая опора оборудования	177
5.2.2 Виброгаситель источника вибрации.....	183
5.3 Методы повышения эффективности механообработки виброзащиты конструкционными способами от «внутренних» воздействий.....	186
5.3.1 Виброгаситель вязкого трения.....	186
5.3.2 Виброгаситель для подвижного узла станка.....	191
5.3.3 Виброгаситель динамический.....	194
5.3.4 Виброгаситель ударного типа односторонний	196
5.3.5 Виброгаситель автобалансирующий.....	200
5.4 Выводы.....	203
ГЛАВА 6. МЕТОДЫ И АЛГОРИТМЫ ПРИМЕНЕНИЯ УСТРОЙСТВ ТЕСТОВОГО ВИБРАЦИОННОГО МОНИТОРИНГА	
6.1 Устройства для определения динамической жесткости несущих элементов ТС.....	204
6.2 Устройства для определения динамической жесткости несущих элементов ТС.....	205
6.3 Методика для вибромониторинга гидропривода станка	208

6.4 Устройства для определения демпфирующих свойств материалов и узлов.....	212
6.5 Устройства симуляции тестового воздействия «внешнего» импульсно-вибрационного источника.....	218
6.6 Выводы.....	222
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	224
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ СОКРАЩЕНИЙ.....	226
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	227
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	231
ПРИЛОЖЕНИЕ № 1.....	267
ПРИЛОЖЕНИЕ № 2. АКТЫ ВНЕДРЕНИЯ.....	277
ПРИЛОЖЕНИЕ № 3. СЕРТИФИКАТЫ, УДОСТОВЕРЕНИЯ, ДИПЛОМЫ.....	290

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Обеспечение эффективности, надежности и безопасности работы любого технологического, транспортного и энергетического оборудования требует разработки и внедрения методов исследования процессов, влияющих на техническое состояние технических объектов производства. Снижение уровня импульсно-вибрационных воздействий достигается путем применения способов и устройств виброзащиты, с оценкой технического состояния по результатам вибромониторинга, т. е. методов тестовой и функциональной диагностики с целью выявления дефектов оборудования и контроля допустимого уровня вибрации.

Особенность виброзащиты технологического оборудования для механообработки резанием обусловлена не только требованиями надежности, но и необходимостью высокой эффективности механообработки: качества, производительности, снижения энергозатрат, обеспечения ресурса работы его элементов (стойкости инструмента). Эта специфика требований заключается в том, что рассматриваемая технологическая система (ТС), высокоэффективная работа которой определяется значительным числом факторов, состоит из следующих элементов: деталь, инструмент, приспособление, станок (система ДИПС). К основным факторам можно отнести разрабатываемый технологический процесс, включающий в себя режимы механообработки, геометрию инструмента, упруго-инерционные и диссипативные параметры элементов ТС и др. параметры, которые определяются требуемой точностью и производительностью, физико-механическими свойствами детали и инструмента, жесткостью станка и виброактивностью вышеуказанных элементов. Повышенный уровень вибрации снижает не только ресурс работы и надежность работы его элементов, но и приводит к снижению качества обработки и снижению производительности, т. е. эффективности механообработки резанием. В дальнейшем под термином эффективность механообработки понимается комплексный критерий, характеризующий качество, производительность, ресурс работы элементов ТС., энергозатраты.

Степень проработанности исследования

Фундаментальные основы изучения физико-механических процессов при механообработке резанием, а также исследования по снижению уровня вибраций разрабатывались и проводятся в различных научных школах: Станкина, ВНИИ Инструмент, МВТУ, ТюмГНГУ, ИрГТУ, БелГТУ, ОмГТУ, ТулГТУ, КузГТУ и др.: В.Н. Андреева, С.А. Васина, Б.П. Бармина, И.Г. Жаркова, А.В. Лукьянова, В.Н. Подураева, Ю.В. Подураева, В.А. Кудинова, М. Гамини, Н.А. Дроздова, Ю.И. Городецкого, А.Р. Маслова, С.Н. Григорьева, С.В. Грубого, М.П. Козочкина, В.А. Синопальникова, В.А. Потапова, М.Е. Эльясберга, Б.И. Черпакова, Н.И. Резникова, А.И. Созинова, В.М. Утенкова, Ю.М. Соломенцева, С.П. Протопопова, В.Г. Митрофанова, И.А. Соколовского, А.П. Кудрявцева, А.И. Каширина, Н.А. Дроздова, В.М. Свирина, П.А. Лонцих, Е.В. Артамонова, М.С. Чепчурова, А.Ю. Попова, В.С. Кушнер, А.Н. Короткова, С.И. Петрушина. В работах ученых ТПУ: А.М. Розенберга, Ю.А. Розенберга, Н.Н. Зорева, М.Ф. Полетика, Г.Л. Куфарева, В.В. Брюхова, Д.В. Кожевникова, С.В. Кирсанова, Г.И. Коровина. В работах зарубежных ученых: Y. Altintas, K. Ahmadi, R. Komandurr, Van Turcovich, A. Savirov, G. Campatelli, C. Cempel, P. Doolan, S. Engin, S. Jayaram, S.A. Jensen, S. Liang, Y. Richard, S. Sastry, H. Schulz, G. Yucesan, B. Denkena, D. Biermann, P.J. Arrazola, T. Ozel, D. Umbrello, M. Davies, I.S. Jawahir [112–138] и др.

Теоретические и экспериментальные исследования по снижению уровня вибрации в машинах, в том числе возникающих при механообработке, рассмотрены в работах: А.А. Харкевича, К.В. Фролова, А.А. Алифова, Я.Г. Пановко, И.И. Вульфсон, С.А. Васина, С.В. Елисеева, Н.К. Кузнецова, А.Д. Мижидон, С.А. Болсуновского, В.Д. Вермель, Н.Н. Белоусовой, В.М. Свирина, А.В. Лукьянова, Ю.А. Бурьян, В.Н. Сорокина, К.В. Найгерг, Р.Н. Хамитова, К.В. Сызранцевой [139–159] и др., в работах ученых ТПУ: В.П. Нестеренко, П.Я. Крауиньша, Л.А. Саруева, А.К. Томилина, Ан-И-Кан, Г.И. Однокопылова [189–194, 280–290].

Разработки по устройствам виброгашения и их применения в производстве ведутся отечественными научными школами МГТУ, ОмГТУ, Vibrolab [148–160, 183–186, 216, 217] и др.

Математические модели (ММ) причин вынужденной вибрации и автоколебаний, возникающих при механообработке и способах их снижения, отражены в работах Н.А. Дроздова, В.А. Кудинова, М. Гамини, А.Р. Маслова, С.Н. Григорьева, И.Г. Жаркова, Ю.И. Городецкого, М.Е. Эльясберга [1, 2, 8–13, 17, 18, 22, 32–36, 56–73, 77, 79, 80] и др., имеют противоречия или затруднительны в реализации. Например, при фрезеровании зона резания одновременно является и источником вибрации, и источником ее гашения вследствие изменения характеристик демпфирования при зацеплении зуба фрезы со срезаемым слоем материала.

Для снижения уровня вибрации также необходимо рассматривать методы создания материалов с заданными физико-механическими свойствами для механизмов и машин, имеющих повышенные демпфирующие свойства. Исследования в данном направлении рассмотрены в работах: В.А. Клименова, В.Е. Панина, С.В. Панина, И.А. Дитенберга, И.В. Смирнова, Д.А. Осипова, А. Хасуи, О. Моригаки, J.R. Kennedy, A.E. Davis, A.E. Caballero [195–211] и др.

Методы вибромониторинга технологического, транспортного и энергетического оборудования, в том числе для механообработки, рассмотрены в работах: И.И. Артоболевского, А.А. Харкевича, И.М. Бабакова, В.В. Болотина, В.В. Клюева, Ф.Я. Балицкого, Б.И. Черпакова, А.С. Комшина, А.В. Баркова, С.П. Бойкина, А.В. Лукьянова, В.И. Полищук, Б.Л. Герике, А.Е. Сушко, В.А. Николаева [158–162, 168–171, 173–176] и др. Для идентификации причин вибрации используются спектральные методы, по которым выявляют дефекты, обусловленные электромеханическими неисправностями передач, дисбалансом вращающихся деталей станка и др. Подобного рода дефекты определяются на холостом ходу при помощи виброанализаторов и специализированного программного обеспечения, выпускаемого отечественными разработчиками: «Завод Балансировочных машин», «ДИАМЕХ», НПО «Диагностические технологии», «ВАСТ», «БАЛТЕХ», Vibrolab, «Глобал Тест» и др. В качестве критериев технического состояния тех-

нологического оборудования, нормирования признаков и причин повышенной вибрации могут быть использованы «спектральные маски» или меры сходства между эталонным и текущим состояниями элемента, а также искусственных нейронных сетей. Указанные подходы рассмотрены в работах: С.П. Бойкина, А.В. Баркова, Б.Л. Герике, А.Е. Сушко, Г.Б. Куликова, А.В. Лукьянова, Д.П. Алейникова [142, 143, 160, 162, 168–171] и др.

Вопросы выбора критериев эффективности механообработки, надежности работы технологических систем приведены в работах: Л.В. Боршовой, В.И. Свирцева, С.В. Тарасова, С.В. Сальникова, Г.Р. Муслиной, Е.Н. Ширяевой, М.А. Поляковой, Н.Ю. Луговцовой, М.С. Остапенко [212–215] и др.

Несмотря на имеющиеся теоретические подходы, применяемые технические решения обеспечения надежности объектов машиностроения, известные способы виброзащиты и методы вибромониторинга, устройств, существует ряд нерешенных проблем повышения эффективности механообработки. Это связано со сложностью контроля многофакторных и сложных физико-механических вибрационных процессов, происходящих при механообработке, динамических воздействий, возникающих при работе технологического оборудования вследствие его конструктивных особенностей, дефектов, появляющихся при эксплуатации и внешних вибрационно-импульсных воздействиях. Следует также отметить, что в конструкциях современных станочных комплексов устранены причины возникновения вибрации при механообработке и ее диагностике, однако устаревший станочный парк, который на многих предприятиях составляет от 50 до 75 %, показывает необходимость вибромониторинга и технических решений для снижения вибрации конструктивно-технологическими способами.

Вышеперечисленные факторы определяют актуальность разработки теории и методов исследования динамических процессов, влияющих на техническое состояние ТС и надежность ее работы, способов управления процессами эффективной механообработки.

В диссертационной работе решается важная **научно-техническая проблема** повышения эффективности механообработки за счет применения концепции виброзащиты ТС по результатам вибромониторинга.

Объект исследования: элементы ТС при импульсно-вибрационных воздействиях в процессе механообработки.

Предмет исследования: динамические процессы, влияющие на техническое состояние элементов ТС, способы управления этими процессами для снижения их негативного влияния на эффективность механообработки.

Цель исследования: разработка комплекса мер и решений виброзащиты ТС для повышения эффективности механообработки резанием при импульсно-вибрационных воздействиях по результатам вибромониторинга.

Для достижения цели решаются следующие задачи:

1. Разработка концепции виброзащиты элементов технологической системы по вибрационным и технологическим критериям при динамических воздействиях.
2. Анализ и систематизация методов и алгоритмов вибромониторинга и виброзащиты элементов ТС.
3. Совершенствование математических моделей динамических процессов при действии «внешних» и «внутренних» источников ударно-вибрационных воздействий на ТС.
4. Совершенствование методов экспериментального исследования динамических процессов в ТС.
5. Исследование методов повышения эффективности механообработки за счет обоснованных принимаемых технических решений виброзащиты технологическими способами.
6. Исследование методов повышения эффективности механообработки за счет обоснованных принимаемых технических решений виброзащиты конструктивными способами.
7. Разработка методов выбора устройств тестового вибрационного мониторинга для выявления элементов ТС, имеющих повышенный уровень вибрации и скрытые дефекты.

Методы исследования: методы описания динамических процессов в средах Matcad, Matlab (Simulinc), LabView, использованы временной и спектральный методы анализируемых сигналов. Проверка теоретических исследований проводилась на основе экспериментов на стендах путем физического моделирования в лабораторных и производственных условиях.

Основные положения, выносимые на защиту

1. Концепция виброзащиты элементов ТС по вибрационным и технологическим критериям при динамических воздействиях в процессе механообработки резанием.
2. Модернизация методов исследования динамических процессов, влияющих на техническое состояние объектов машиностроения и способы управления динамическими процессами в ТС.
3. Алгоритмы повышения эффективности механообработки за счет обоснованно принимаемых технических решений виброзащиты технологическими способами.
4. Алгоритмы повышения эффективности механообработки за счет обоснованных принимаемых технических решений виброзащиты конструктивными способами.
5. Методы выбора способов и устройств для реализации тестового вибрационного мониторинга, позволяющего выявить элементы ТС, имеющие повышенный уровень вибрации.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждаются: результатами численных и экспериментальных исследований, проведенных в производственных условиях и физического моделирования на стендах, а также применением математических моделей динамических процессов.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Разработанная концепция позволяет сформировать систему виброзащиты элементов ТС конструкторско-технологическими способами по результатам вибромониторинга функциональным и тестовым методами, что значительно снижает временные затраты на диагностику и повышает достоверность результатов. Систематизированы математические модели динамических процессов от «внешних» и «внутренних» источников ударно-вибрационных воздействий на ТС.
2. Модернизирован метод исследования процессов, влияющих на техническое состояние объектов машиностроения и способы управления динамическими процессами в ТС, позволяющий производить комплексный вибрационный функциональный и тестовый мониторинг ее элементов, выполнить запись информации в базу данных с обработкой и анализом, осуществить выбор обоснованного технологического решения с целью разработки специального программно-математического обеспечения (СПМО) в производственных условиях.
3. Разработаны алгоритмы повышения эффективности механообработки за счет обосновано принимаемых технических решений виброзащиты технологическими способами, обеспечивающими снижение ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС, с применением рационального выбора режимов механообработки и геометрии инструмента, а также изготовление элементов ТС, обладающих повышенными диссипативными свойствами, путем многослойной многокомпонентной наплавки из сплавов цветных металлов.
4. Разработаны алгоритмы для повышения эффективности механообработки за счет обосновано принимаемых технических решений виброзащиты конструктивными способами, обеспечивающими снижение ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС, путем обоснованного назначения вида виброгасителей, мест их установки и алгоритмов управления инерционно-упругими и диссипативными параметрами.

5. Методы выбора устройств тестового вибрационного мониторинга для выявления элементов ТС, являющихся причиной снижения эффективности механообработки.

Практическая ценность работы

1. Разработанная концепция позволяет на стадии проектирования технологического процесса и механообработки определить критерии и способы виброзащиты.
2. Разработано СПМО для вибрационного мониторинга (имеющее государственную регистрацию), которое обеспечивает измерение вибрационных характеристик, возникающих от «внутренних» и «внешних» воздействий, запись их в базу данных, обработку и анализ, на основе которых происходит выбор рациональных конструкторско-технологических способов виброзащиты ТС.
3. Разработаны алгоритмы выбора и реализации технологических способов снижения ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС с применением обоснованного выбора режимов механообработки и геометрии инструмента.
4. Разработаны алгоритмы выбора и реализации конструктивных способов снижения ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС путем обоснованного назначения вида виброгасителя, расчета их упруго-инерционных и диссипативных параметров, мест их установки и алгоритмов управления по результатам мониторинга в широком диапазоне «внешних» и «внутренних» воздействий».
5. Разработаны алгоритмы использования устройств тестового вибромониторинга для выявления элементов ТС, имеющих повышенную виброактивность или скрытые дефекты, которые невозможно или затруднительно определить методом функциональной диагностики.

Личный вклад автора. Основные научные результаты, выносимые на защиту и составляющие основное содержание диссертации, получены автором самостоятельно. В работах, опубликованных в соавторстве, личный вклад автора

состоит в следующем: в публикациях разработаны и сформулированы принципы снижения динамических нагрузок за счет рационального выбора режимов механообработки и геометрии инструмента, принципы виброзащиты ТС конструктивными способами, математическое моделирование динамических процессов в ТС, технические решения по реализации устройств снижения импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС, устройств для создания тестовых симулирующих воздействий на элементы ТС, разработка и отладка специального программно-математического обеспечения для вибромониторинга.

Автор непосредственно участвовал в разработке программных и аппаратных средств, математических моделей, в проведении и анализе результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Реализация выводов и рекомендаций работы (См. Приложение № 1. Акты внедрения)

Результаты диссертационной работы используются и внедрены:

- в учебном процессе отделения материаловедения Национального исследова
- ООО «Сибирская машиностроительная компания», г. Томск (устройство для контроля динамической жесткости несущих элементов металлорежущих станков);
- ООО НПО «Сибирский машиностроитель», г. Томск (устройство для контроля динамической жесткости несущих элементов металлорежущих станков и гаситель колебаний ударного типа);
- ООО «Производственно-технический комплекс», г. Томск (устройство для снижения уровня вибраций при механообработке);
- «МИОН», г. Томск (программно-математическое обеспечение контроля уровня вибраций и последующего определения оптимальных режимов механообработки и геометрии инструмента);
- АО «Томский электротехнический завод», г. Томск (программно-математическое обеспечение для контроля уровня вибраций технологического оборудования);

- ООО «Корпорация Западная Сибирь», г. Томск (устройство для демпфирования ударных и вибрационных нагрузок).

Апробация работы. Основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались на российских и международных собраниях научной общественности: «Современные проблемы машиностроения» (г. Томск, 2010, 2019 гг.), «Mechanical Engineering, Automation and Control Systems» (г. Томск, 2014, 2015, 2016 гг.), International Conference CAMASTech-2020 (Красноярск, 2020 г.), «Инновации в топливно-энергетическом комплексе и машиностроении» (г. Томск, 2017 г.), «Инновации в топливно-энергетическом комплексе и машиностроении» (г. Кемерово, 2017 г.), «Перспективные материалы с иерархической структурой для новых технологий и надежных конструкций» (г. Томск, 2018 г.), «Интеграция науки, образования и производства – основа реализации плана нации» (г. Караганда, 2018 г.), «Aviamechanical Engineering and Transport Advances in Engineering Research» (г. Иркутск, 2019 г.), «Информационные технологии неразрушающего контроля» (г. Томск, 2015, 2016 гг.), «Инновации в неразрушающем контроле» (г. Новосибирск, 2015, 2017 гг.), «Фундаментальные проблемы теоретической и прикладной механики» (г. Казань, 2015 г.), «Механика, ресурс и диагностика материалов и конструкций» (г. Екатеринбург, 2016 г.), «Измерение. Контроль. Информатизация» (г. Барнаул, 2015 г.).

Научные исследования выполнялись в рамках:

- х/д «Разработка вибровозбудителей для скважинных вибрационных источников». Отчет о НИР № 0186.0132099, Томск, 1986;
- х/д 4-64/83 «Разработка и исследование подземного вибровозбудителя с объемным электрогидравлическим виброприводом на упругих оболочках». Отчет о НИР № 0183.0083169, Томск, 1988;
- х/д 4-170/11 «Разработка вибродиагностического комплекса и методики критериев для определения работоспособности фрезерного инструмента» для ООО «Производственно-технический комплекс» г. Томск, 2012;

- гранта фонда В. Потанина на создание электронного курса «Надежность и диагностика технологических систем» 2014 г. (Приложение № 2. Сертификаты, удостоверения, дипломы);
- гранта British petroleum «Разработка методики и создание мобильного аппаратно-программного комплекса для повышения эффективности процесса бурения скважин», 2014 г.;
- гранта British petroleum «Устройства для снижения динамических нагрузок на твердосплавные резцы типа PDC долота при бурении», 2015 г.;
- Государственного Задания Наука ФЦП по приоритетным направлениям № 5.1822.2017. Договор № 4.578.21.0251 от 26.09.2017. Идентификатор 0000000007417P2A0002. «Разработка технологии интеллектуального производства ответственных пространственно-сложных фасонных деталей».

Соответствие паспорту научной специальности. В соответствии с формулой специальности 05.02.02 Машиноведение, системы приводов и детали машин.

По пункту 1: Расширены теоретические основы, и разработаны методы исследования динамики при разработке технологического процесса и механообработки, влияющих на техническое состояние элементов технологической системы, способы управления этими процессами, на основании которых предложена концепция повышения эффективности механообработки конструкторско-технологическими способами по результатам функционального и тестового вибрационного мониторинга;

по пункту 2: Расширены теоретические основы, и разработаны методы проектирования машин и механизмов и расчета систем приводов для виброзащиты элементов ТС, а также ее тестового вибрационного мониторинга;

по пункту 3: Расширены теоретические основы, и предложены методы обеспечения надежности элементов ТС применением виброзащиты от «внешних» и «внутренних» импульсно-вибрационных воздействий;

по пункту 4: Предложены методы исследования и критерии для определения технического состояния элементов ТС при помощи рассмотренных математи-

ческих моделей динамических процессов при воздействии «внешних» и «внутренних» источников для обоснованного выбора конструкционно-технологических способов виброзащиты;

по пункту 5: Повышение точности и достоверности расчетов объектов машиностроения; разработка нормативной базы проектирования, испытания и изготовления объектов машиностроения применением СПМО вибрационного мониторинга для измерения вибрационных параметров от «внутренних» и «внешних» воздействий при механообработке в производственных условиях, запись их в базу данных, обработка и анализ;

по пункту 8: Изготовление элементов технологической системы с повышенными диссипативными свойствами путём многослойной многокомпонентной наплавки из сплавов цветных металлов, использованием дуговых источников.

Публикации. Результаты выполненных исследований отражены в 82 научных работах, в том числе: входящих в перечень ВАК для докторских диссертаций – 14 статей; в изданиях Scopus и Web of Science – 14 статей; конференциях Scopus и Web of Science – 12 работ; патентах РФ на изобретения и полезные модели – 21; свидетельствах об официальной регистрации программ для ЭВМ – 2; публикации в других изданиях – 21.

Структура и объем работы. Диссертация включает в себя введение, шесть глав, заключение, список используемой литературы из 310 источников. Объем диссертации составляет 296 с., включая 138 рисунков, 16 таблиц, приложений на 29 с.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ И СИСТЕМАТИЗАЦИЯ МЕТОДОВ ВИБРОМОНИТОРИНГА И СПОСОБОВ ВИБРОЗАЩИТЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Повышенный уровень вибрации снижает не только ресурс работы и надежность работы элементов ТС, но и приводит к снижению качества обработки и снижению производительности, т. е. эффективности механообработки.

На рисунках 1.1–1.3 приведены последствия повышенной вибрации при механообработке:

- рисунок 1.1 – дефекты обработки плоскости корпусного элемента, которые выражаются в снижении качества, неплоскостности, неперпендикулярности, волнистости, шероховатости, т. е. таких показателей, как взаиморасположение поверхностей, отклонение от формы и т.п., существенно отличающихся от заданных значений;
- рисунок 1.2 – а) износ и выкрашивание режущих кромок инструмента, б) разрушение режущих кромок инструмента;
- рисунок 1.3 – снижение точностных параметров несущих элементов ТС, дефекты беговых дорожек подшипника и разрушение сепаратора от ударно-вибрационных нагрузок.

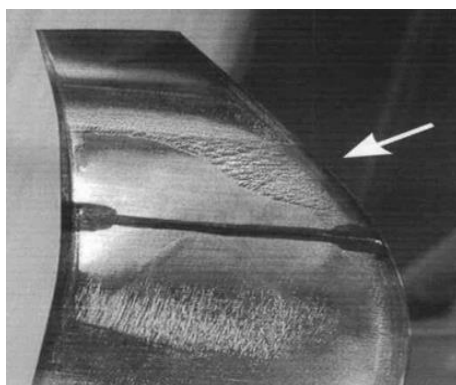
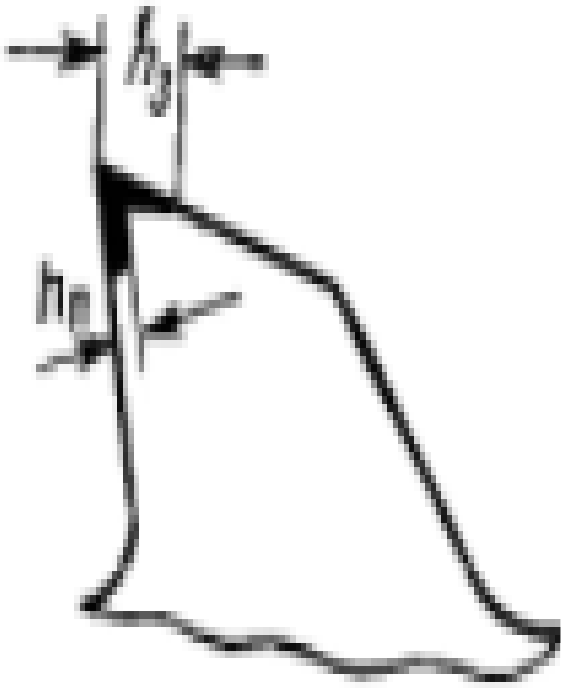


Рисунок 1.1 – Последствия повышенной вибрации при механообработке поверхности корпусного элемента



а



б

Рисунок 1.2 – а) износ и выкрашивание режущих кромок инструмента; б) разрушение режущих кромок инструмента



Рисунок 1.3 – Дефекты на телах качения, беговых дорожек и разрушение сепаратора подшипника от ударных нагрузок

1.1 Анализ и систематизация причин возникновения импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС и их математических моделей

Для последующего решения задач виброзащиты выделим две группы источников импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС, снижающих надежность работы и эффективность механообработки, которые определены терминами: «внешние» и «внутренние» (рисунок 1.4).

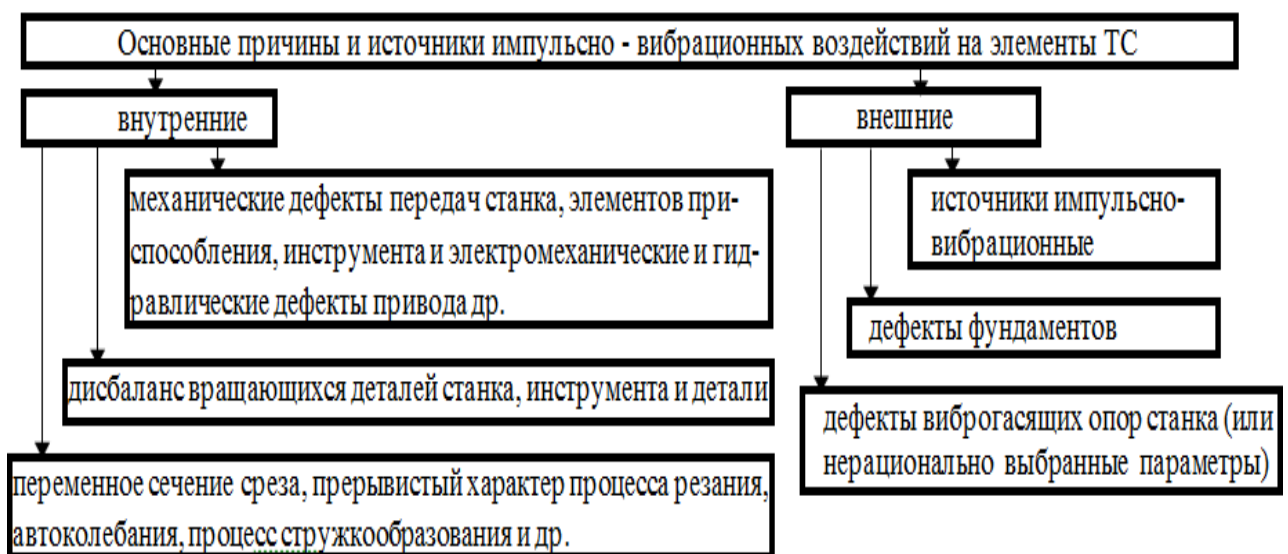


Рисунок 1.4 – Основные причины и источники импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС

На рисунке 1.5 приведены типичные спектры проявлений от воздействия «внешних» источников (пресс, молот, и др. технологическое оборудование, работающее в динамических режимах по данным *VibroLab* [185]). Измеренные параметры вибрации не должны превышать допустимые нормы (регламентируется ГОСТ 12.1.012, ГОСТ 25980-83; ГОСТ 26043-83, ГОСТ 12.1.012-2004; ГОСТ 26568-85, ГОСТ 28362-89 (ИСО 2017-82)) для последующего принятия мер по снижению негативных последствий на эффективность механообработки.

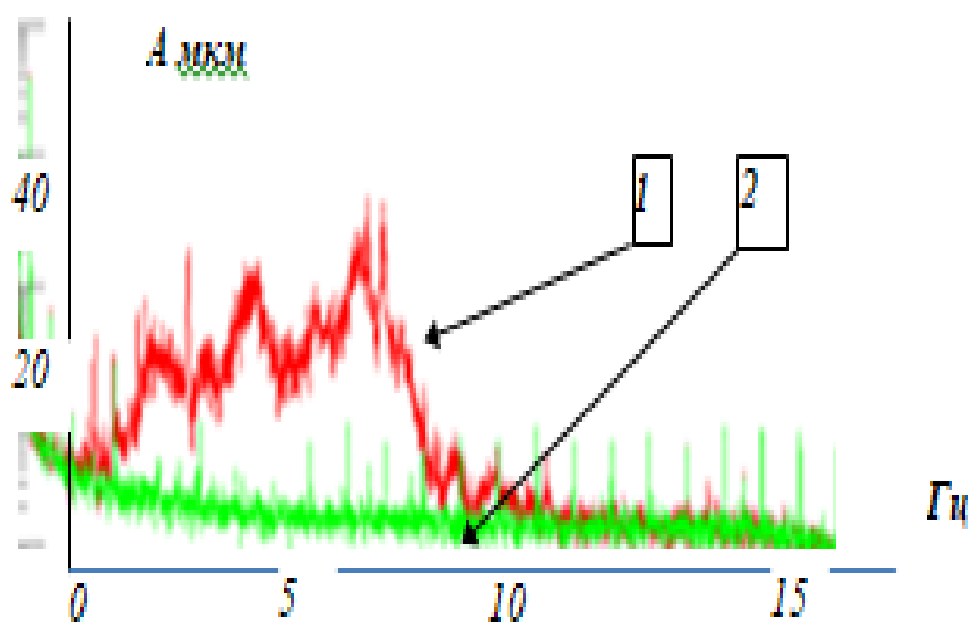


Рисунок 1.5 – Типичные спектры проявлений вибраций на станке от импульсно-вибрационных воздействий «внешних» источников: 1 – до применения виброгасящих опор станка и при наличии дефектов в опорах, фундаменте или нерационально рассчитанных параметров; 2 – после применения виброгасящих опор станка и устранения дефектов (по материалам ООО Vibrolab)

На рисунке 1.6 приведены типичные спектры вследствие дефектов в электромеханических элементах станка, т. е. «внутренних» источников вибрации (по материалам работ С.П. Бойкина) [183].

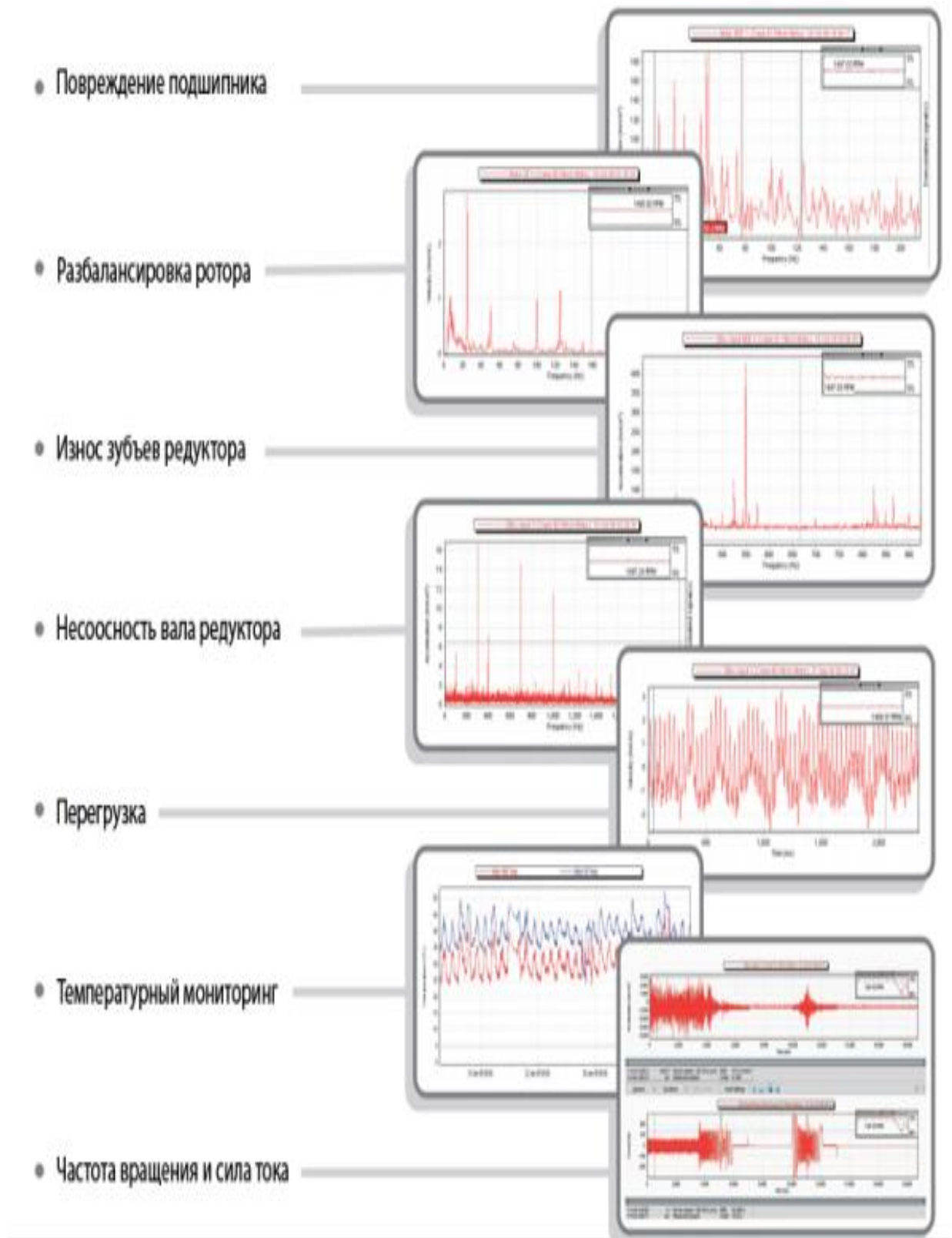


Рисунок 1.6 – Типичные спектры вследствие дефектов в элементах (узлах) станка, обусловленных электромеханическими неисправностями передач станка и др., дисбаланса вращающихся деталей станка (по материалам работ С.П. Бойкина)

Следует также отметить, что в большинстве работ отдельно выделены причины вынужденных колебаний, обусловленных инерционными, упругими и диссипативными параметрами ТС и процесса резания, и автоколебаний, обусловленных нелинейностью обратной связи за счет подводимой энергии сил резания, приведенных на рисунке 1.7.

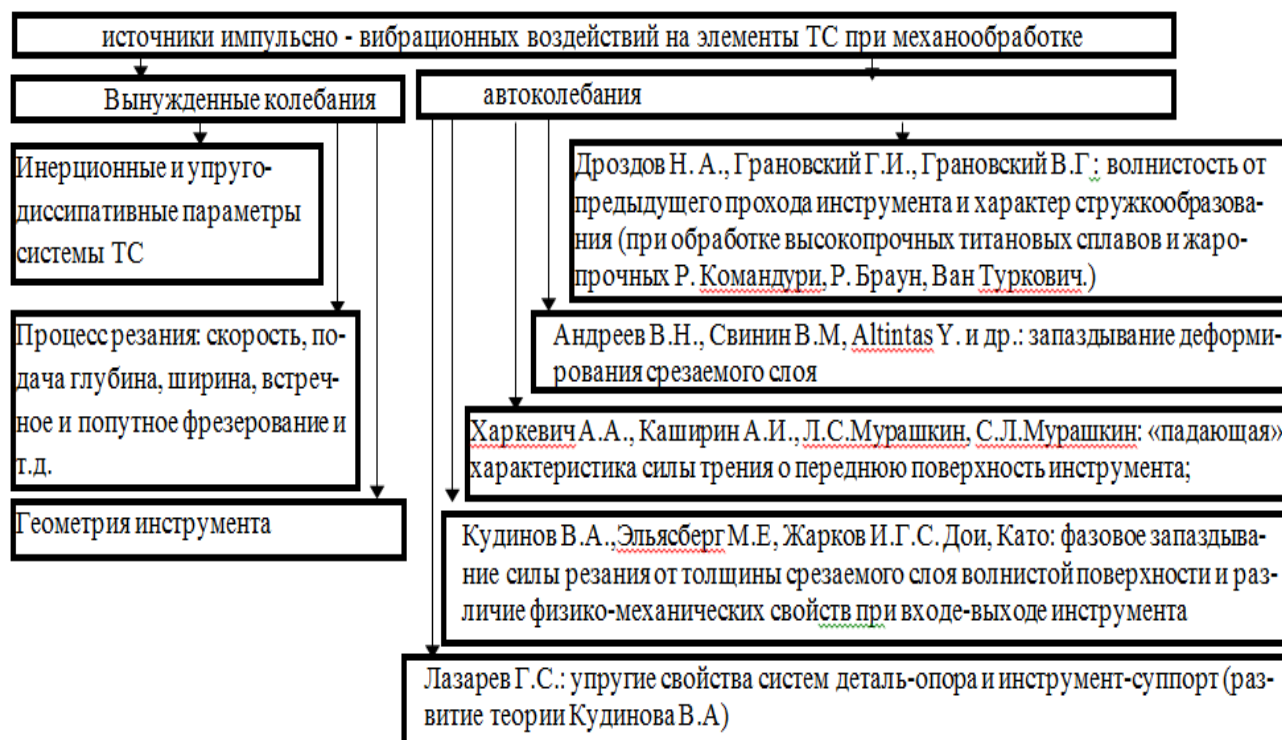


Рисунок 1.7 – Источники импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС при механообработке

По данным из литературных источников [1, 10, 17, 18, 22, 23, 26, 32–36, 42, 60–62, 67–73] выделяется несколько причин, которыми объясняют возникновение автоколебаний при резании:

1. «Падающая» зависимость коэффициента трения на передней поверхности инструмента от скорости перемещающейся по ней стружки.
2. Влияние волнистости на поверхности резания, оставшейся от предыдущего прохода инструмента.
3. Отставание изменения силы резания от изменения толщины срезаемого слоя.
4. Различие сил резания при врезании резца в свежий металл и при оттеснении им наклепанного слоя металла стружки при вибрациях.

5. Изменение рабочих углов инструмента при колебаниях.
6. Наличие координатной связи перемещений инструмента относительно заготовки.

Наиболее часто встречающийся подход к объяснению автоколебаний – это схемы моделей с отрицательным трением: а) модель Ван дер Поля; б) система «резец–изделие–стружка» (рисунок 1.8).

Однако в данном подходе не учитываются физико-механические процессы, связанные с геометрией инструмента, свойствами обрабатываемого материала и т. п.

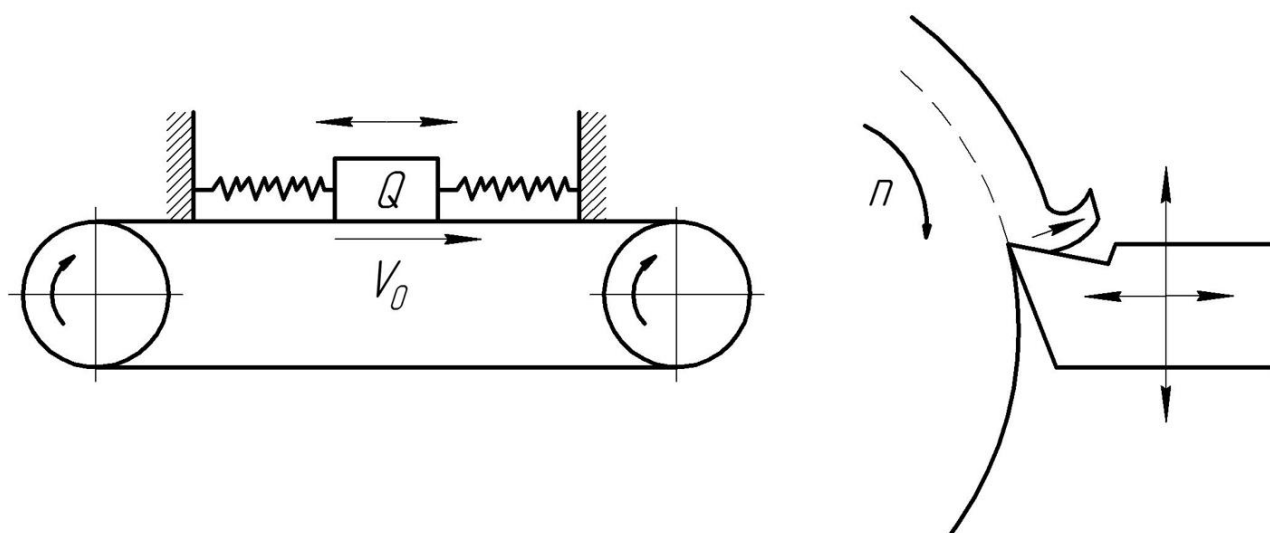


Рисунок 1.8 – Схемы моделей с отрицательным трением:
а) модель Ван дер Поля; б) система «резец–изделие–стружка»

Основным условием возникновения автоколебаний в механических системах является наличие нелинейной зависимости между силой, вызывающей вибрации, и перемещением механической системы. Поэтому для оценки виброустойчивости обработки резанием важно знать характер изменения сил резания при наличии вибраций в условиях обработки (рисунок 1.9) по данным работ Л.С. Мурашкина [42].

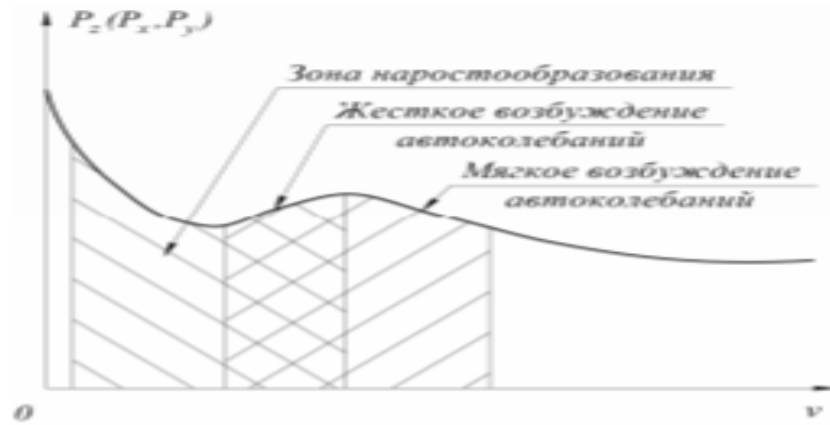


Рисунок 1.9 – Зависимость силы резания от скорости, по данным работ Л.С. Мурашкина

В работах В.М. Свина [49, 50] предложена упрощенная динамическая схема ТС при работе двух основных и одного вспомогательного зубьев с двумя дополнительными степенями свободы, на основе которой анализируется возможность возникновения регенеративных автоколебаний (рисунок 1.10).

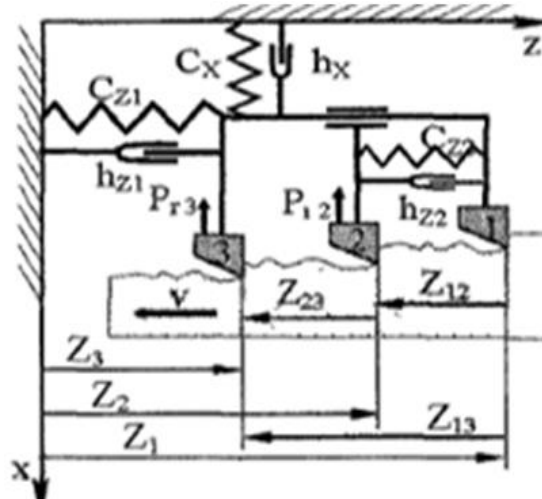


Рисунок 1.10 – Упрощенная динамическая схема ТС при работе двух основных и одного вспомогательного зубьев с двумя дополнительными степенями свободы

Исследования связи вибраций при резании с качеством получаемой поверхности [1, 2, 8, 10–12, 16–20, 26–50]) показали, что имеет место снижение силы резания от скорости резания и фазовое отставание, а именно «запаздывание» изме-

нения силы резания при изменении толщины среза. В других работах авторов сформулированы рекомендации по назначению режимов попутного или встречного фрезерования для заготовок, имеющих малую жесткость с целью повышения качества обработанной поверхности.

В работах Г.Л. Куфарева, С.В. Кирсанова, С.И. Петрушина, Г.И. Коровина [97–99, 101–110] экспериментально показано, что целенаправленное изменение геометрии инструмента привело к значительному уменьшению удельной силовой нагрузки, повышению стойкости и меньшему наклепу поверхностного слоя обрабатываемой детали.

Оригинальная методика проведения эксперимента, основанная на корреляционном анализе, позволяющем выявить величину и направление смещения материала в процессе резания, приведены в работах А.М. Филипова, Г.И. Коровина, С.И. Петрушина [101, 109] (рисунок 1. 11).

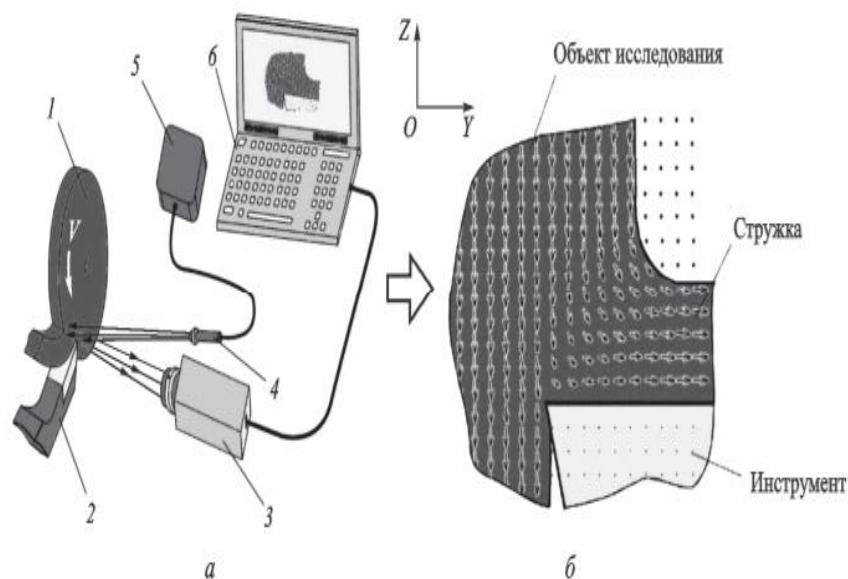


Рисунок 1. 11 – Схема экспериментальной установки (а) и векторное поле деформации в зоне резания (б): 1 – образец; 2 – инструмент; 3 – цифровая видеокамера; 4 – лазер; 5 – блок питания; 6 – персональный компьютер

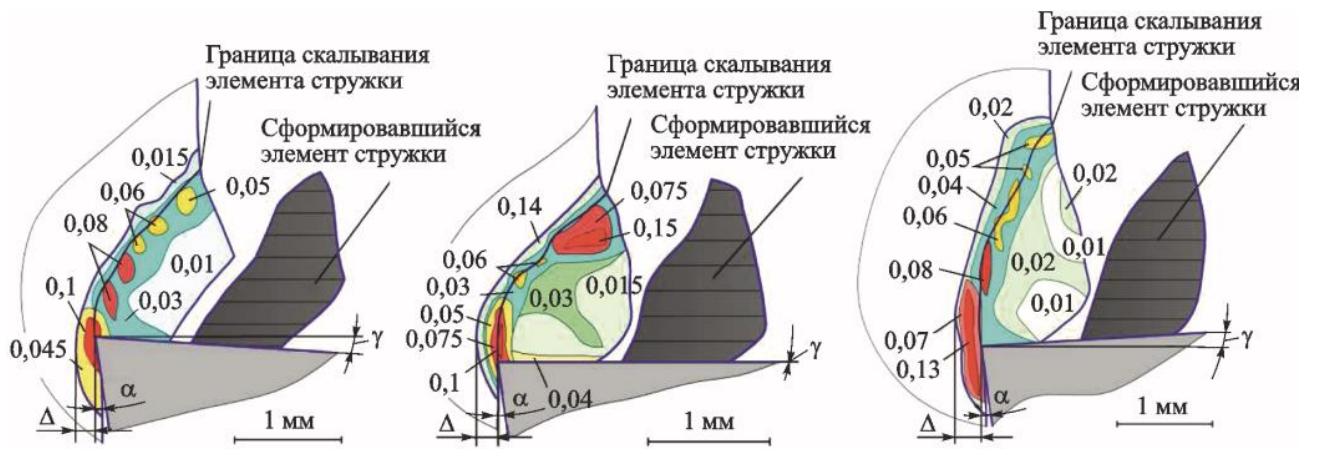


Рисунок 1.12 – Интенсивность пластической деформации при резании титанового сплава ОТ 4 с передними углами:

а) $\gamma=+4$; б) 0; в) $\gamma=-4$; задний угол $\alpha=7,5$ и угол наклона лезвия $\lambda=7,5$

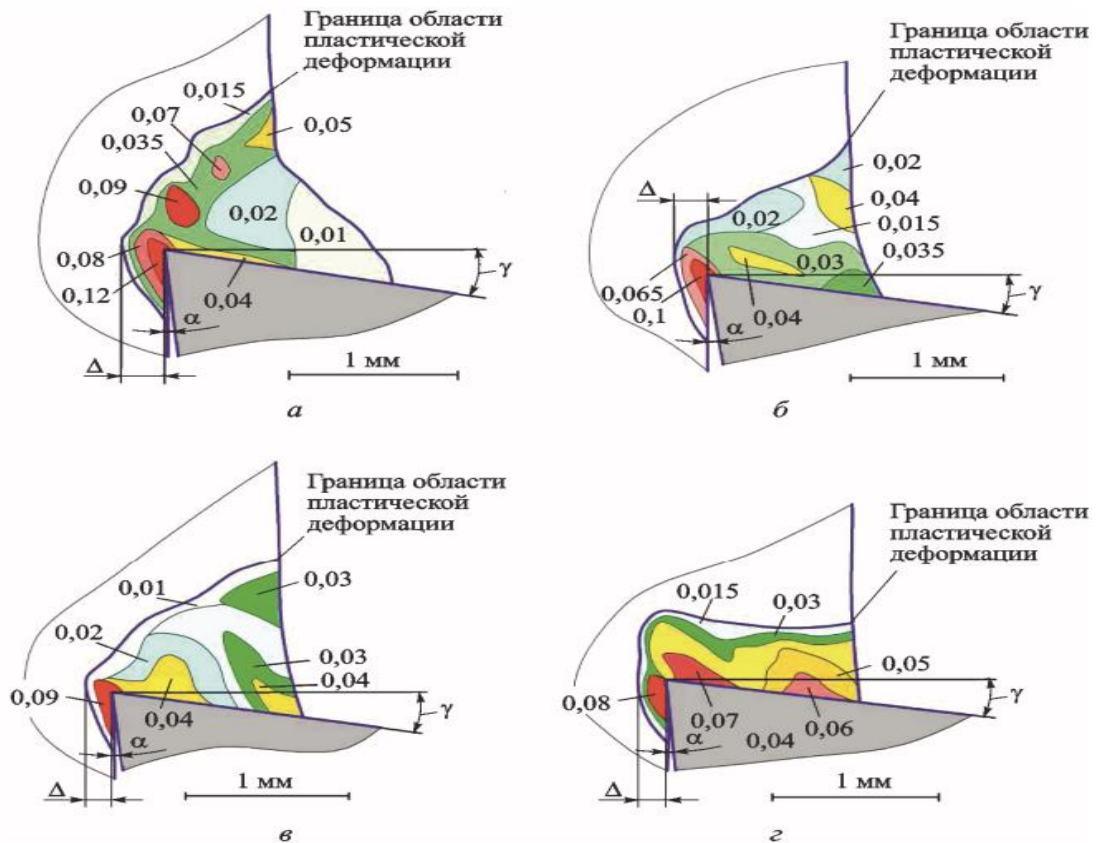


Рисунок 1.13 – Интенсивность пластической деформации:

а) $\lambda=7,5^\circ$; б) $\lambda=15^\circ$; в) $\lambda=30^\circ$; г) $\lambda=35^\circ$

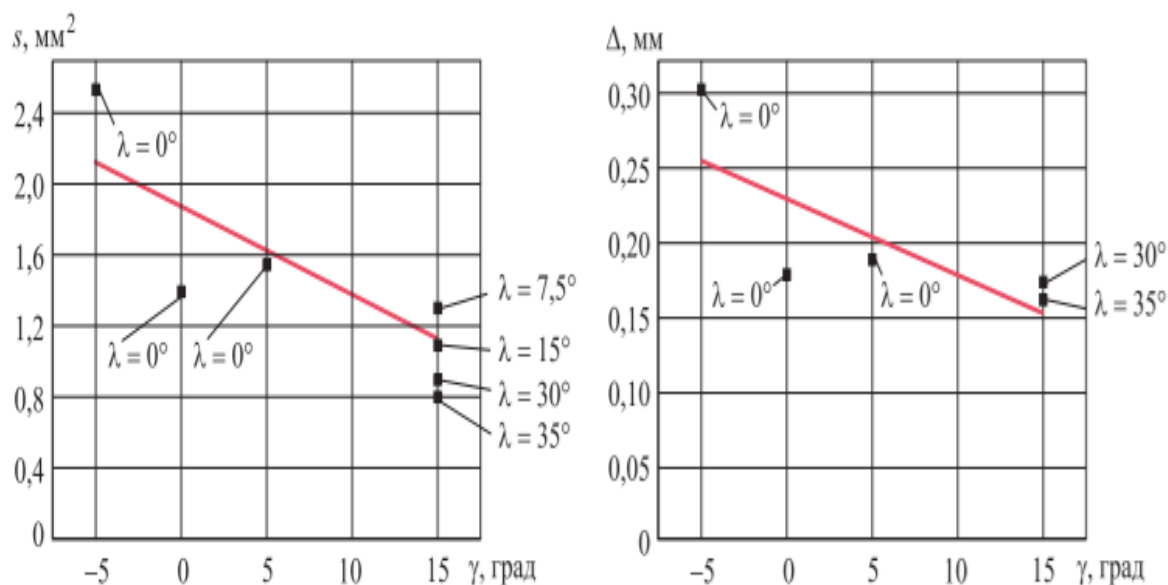


Рисунок 1.14 – Влияние геометрических параметров режущего лезвия λ и γ :

- а) на площадь области пластической деформации; б) на глубину деформированного слоя

На основании экспериментов, приведенных на рисунках 1.11–1.14, авторы делают вывод, что образование стружки проходит в объеме материала в узкой полосе и при достижении некоторого критического уровня значения деформации происходит скалывание от вершины инструмента и распространяется вдоль цепочки областей с большими значениями интенсивности пластической.

Следовательно, динамические силы, возникающие в зонах пластической деформации и схода стружки, имеют нестационарный характер, определяющий частоту и другие параметры возникающих вибраций.

Таким образом, можно выделить этапы поставленной задачи повышения эффективности механообработки за счет повышения качества обработки детали, ресурса работы элементов ТС, снижения уровня импульсно-вибрационных нагрузок, приведённые на рисунке 1.15.

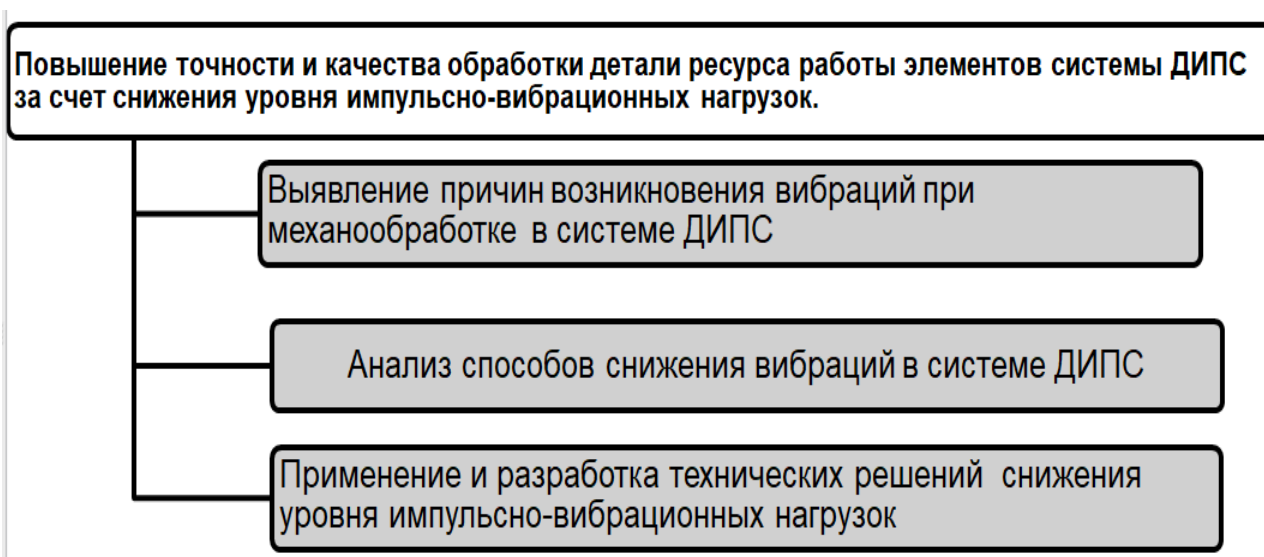


Рисунок 1.15 – Этапы задачи повышения эффективности механообработки

1.2 Анализ существующих приборов и СПМО для вибромониторинга элементов ТС

Особые требования предъявляются к характеристикам виброанализаторов, датчиков и специальному программно-математическому обеспечению (СПМО), которые должны удовлетворять требованиям вибрационного контроля, связанным с необходимостью измерения в широком частотном диапазоне: 2–25000 Гц; числом каналов не менее 3; динамическим диапазоном не ниже 100 Дб; возможностью анализировать вибрационные параметры при помощи программных приложений, для определения спектра огибающей, пик-фактора, эксцесса и т. д.

Указанные требования выполняются некоторыми отечественными производителями виброизмерителей (рисунки 1.16–1.18) с соответствующим СПМО, однако при вибромониторинге зачастую возникают задачи измерения в динамике различных физических величин: силы, момента и соответствующих им деформаций и т. п., а также построения функциональных зависимостей; применения полосовых фильтров высокого порядка, хранения записанных сигналов и т. д.



Рисунок 1.16 – Приборы и устройства для вибродиагностики стандартных узлов и элементов механических систем ООО Диамех-2000 [185]



Рисунок 1.17 – Приборы для вибродиагностики подшипников стандартных узлов и элементов



Рисунок 1.18 – Приборы для динамической балансировки узлов

Для решения указанных задач применяются оригинальные СПМО, рассмотренные в работах: С.Н. Григорьева, М.П. Козочкина, А.В. Баркова, С.А. Болсу-

новского, В.Д. Вермель, Г.Б. Куликова, М.С. Чепчурова, П.А. Лончих, В.А. Синопальникова, А.В. Лукьянова, Д.П. Алейникова, А.И. Сушко, А.С. Комшина [5, 27–31, 49, 51, 53, 160, 162, 163, 168, 170, 171, 179–181] и др.

На рисунке 1.19 приведена система диагностики мотор-шпинделей, используемая также при исследовании вибрационных признаков износа фрез [5, 160].

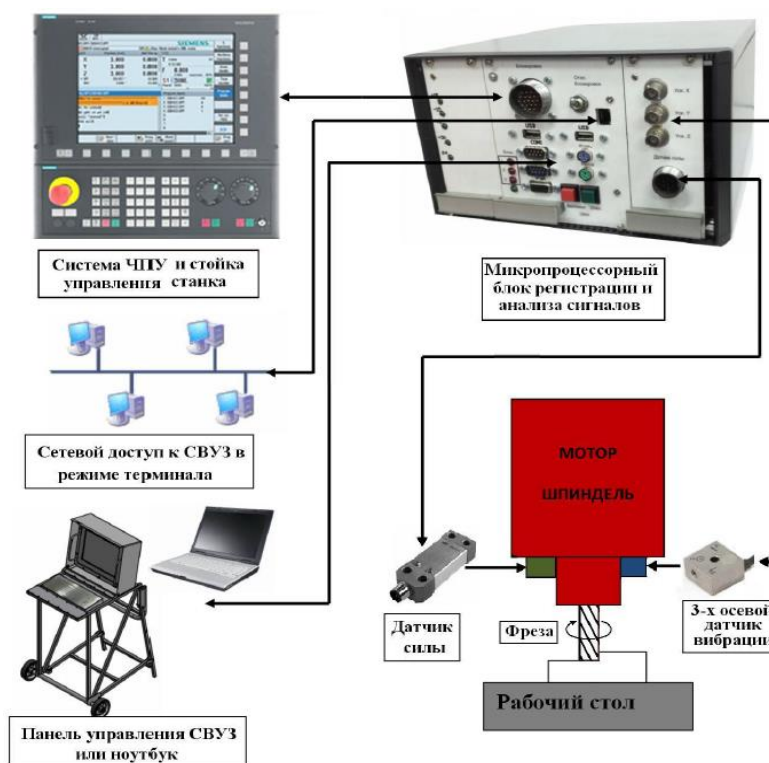


Рисунок 1.19 – Система диагностики мотор-шпинделей

Оригинальная методика диагностики и оценки технического состояния главных приводов токарных станков фазохронометрическим методом рассмотрена в работах: А.С. Комшина, О.М. Сеница, Е.О. Метелкиной, С.С. Хабарова и др. [178–181]. Структурная схема фазохронометрической системы измерительной системы, в которой известные значения интервалов времени воспроизводятся мерой времени tM , приведена на рисунке 1.20. Хронокомпаратор осуществляет сравнение интервала tx неизвестной длительности с интервалом известной длительности. Интервалы времени tx неизвестной длительности выделяются из аналогового сигнала датчика.

Авторы также подчеркивают трудности применения фазохронометрического метода к сложным объектам: необходимость наличия детальной документации (паспорт с чертежами и необходимыми размерами, а как показывает практика, это условие не всегда выполняется).

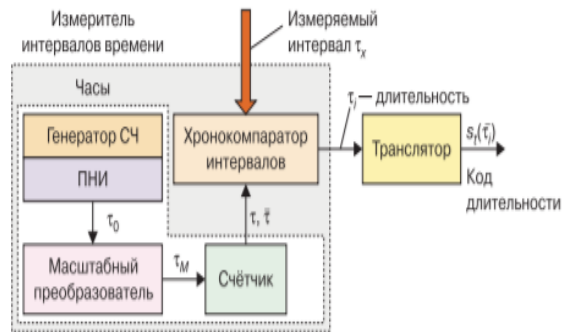


Рисунок 1.20 – Структурная схема фазохронометрической системы

Одним из современных подходов вибромониторинга является использование искусственных нейронных сетей для диагностики механических систем, которое отражено в работах Г.Б. Куликова [168]. Математическая модель нейрона, отражающая сущность подхода для обучения сети распознаванию дефектов, приведена на рисунке 1.21.

К недостаткам такого подхода можно отнести трудоёмкость и длительность процесса обучения нейронной сети, особенно при «нестандартных» ситуациях.

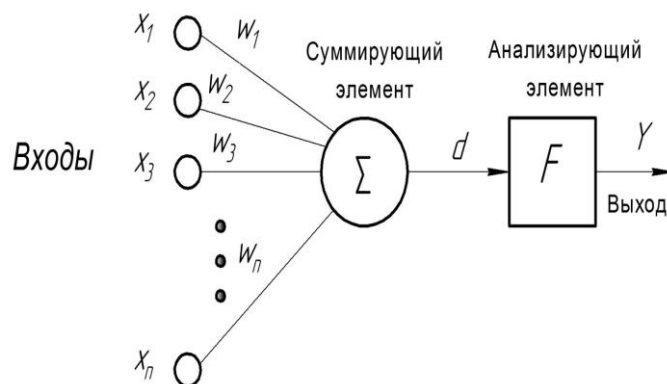


Рисунок 1.21 – Математическая модель нейрона

Таким образом, проведенный анализ существующих подходов для вибромониторинга ТС показывает, что имеется ряд проблем, которые необходимо решать для применения способов виброзащиты с целью повышения эффективности механообработки.

1.3 Анализ существующих методов тестового и функционального мониторинга элементов ТС

Для выявления повышенного уровня вибрации традиционно применяются методы тестового и функционального мониторинга. ГОСТ 20911-89 устанавливаются следующие термины и определения:

Тестовое техническое диагностирование – диагностирование, при котором на объект подаются специально организуемые тестовые воздействия.

Функциональное диагностирование – диагностирование, при котором на объект поступают только рабочие воздействия, предусмотренные его алгоритмом функционирования.

Схема основных операций при функциональной и тестовой диагностике приведена на рисунке 1.22.

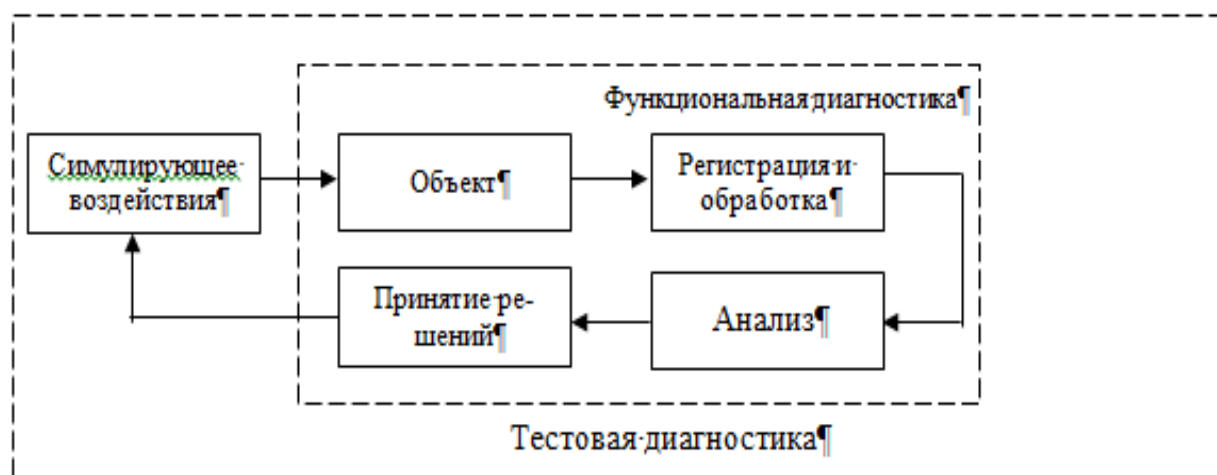


Рисунок 1.22 – Схема основных операций при функциональной и тестовой диагностике

Выбор оборудования для оперативной диагностики процесса резания зависит в основном от следующих факторов: информативность, простота и надежность установки на станке. В настоящее время наиболее распространенными диагностическими методами являются методы определения радиальной статической и динамической жесткости несущих элементов металлорежущих станков.

Основы создания и применения мобильных диагностических систем для мониторинга приведены в работах: В.В. Юркевича, А.В. Пуша, Козочкина М.П., Гусева А.В., С.Н. Григорьева, Г.Ф. Шатурова, Ф.С. Сабилова, В.А. Синопальникова и др. [14, 27–31, 220–222].

Для определения жесткости узлов станка используются методы: а) статический; б) динамический.

1) Сущность статического метода (рисунок 1.23) заключается в измерении перемещения шпиндельного узла в радиальном направлении, в процессе которого усилие увеличивается плавно до максимально возможного отклонения. После максимального нагружения усилие постепенно снижается до нулевого значения с остаточной упругой деформацией суппорта.

В каждом случае нагружения технологической системы станка по его упругим перемещениям определяются пересечения прямой, проведенной параллельно оси абсцисс из точки пересечения кривой разгрузки, с осью ординат, а также, с кривой нагрузки построенных графиков зависимости перемещений суппорта от нагрузки.

Затем определяют жесткость по соотношению силовых параметров и упругих перемещений.

Рассмотренный метод обладает и рядом недостатков: статическое нагружение не дает полной характеристики процессов, происходящих в ТС;

- процесс проведения исследования имеет низкую оперативность;
- процесс проведения исследования имеет низкую точность нагружения узлов;
- необходимо проводить отдельное исследование для каждого узла ТС.

2) Динамический метод вибромониторинга шпиндельного узла.

2.1) Методика диагностики шпиндельного узла.

Сущность рассматриваемого метода заключается в следующем: выбирается режим испытания станка, выполняется обработка центральной части специальной оправки резцом. Датчики перемещения расположены в поперечных сечениях оправки. Сигнал поступает в преобразующую аппаратуру и в адаптированное программное обеспечение на персональном компьютере.

В интерфейсе программы строится траектория оси специальной оправки в двух сечениях. Во время движения режущая кромка резца описывает на поверхности специальной оправки кривую. Полученная кривая формирует «геометрический образ» обработанного сегмента. Программное обеспечение производит построение «геометрического образа» на экране.

По построенному образу определяются параметры точности обработанной оправки.

Существенными недостатками данного устройства являются: нагружение только в радиальном направлении; сложность установки; высокая трудоемкость.

2.2) Устройство для определения радиальной динамической жесткости шпиндельных узлов металлорежущих станков.

В шпиндельном узле станка устанавливается специальная оправка, которая нагружается при помощи пневмоцилиндра. От штока пневмоцилиндра специальной оправке через подушку передается нагрузка. В подушку через канал в штоке пневмоцилиндра подводится сжатый воздух, вследствие чего между подушкой и оправкой возникает аэростатическая сила. За счет аэростатического нагружения оправки постоянно сохраняется зазор.

Нагружение специальной оправки может быть либо постоянным, либо изменяться в соответствии с задаваемым законом.

Точность нагружения контролируется и корректируется при помощи датчика обратной связи. Измерение динамической радиальной жесткости осуществляется при помощи бесконтактных датчиков

Существенными недостатками данного устройства являются: большие габариты устройства; необходимость наличия пневмосистемы; сложность установки;

2.3) Метод диагностирования относительного положения и жесткости инструментальной оснастки в расточных операциях по показателям точности обработанных деталей.

Сущность способа. Перед началом обработки измеряется поперечное сечение и значения биения заготовки, а также размер и профиль обрабатываемой и базовой поверхностей заготовки.

Далее заготовка обрабатывается, измеряется профиль в двух поперечных сечениях. При закрепленной заготовке фиксируется положение точек измерения относительно зажимных элементов технологической системы. После обработки поверхность измеряют строго в изначальных точках.

По результатам измерения определяется положение оси вращения инструмента относительно оси зажимных элементов технологической системы по значению диаметра обработанной поверхности относительно изначального диаметра с учетом радиальной составляющей силы. Таким образом определяется жесткость инструментальной оснастки.

Следует отметить, что для оперативности получения информации о динамических параметрах элементов ТС в производственных условиях применяют импульсное воздействие для определения собственных частот.

При этом неизбежно теряется часть информации о жесткостных параметрах объекта, но определяются спектральные характеристики и диссипативные параметры.

На рисунке 1.23 приведен пример импульсного воздействия на элементы ДИПС для определения его собственных частот.

Следует отметить недостатки метода: а) невозможность создать воздействие, необходимое по энергии; б) неудовлетворительная повторяемость параметров по амплитуде и частоте; в) затруднительность приложения такого воздействия к элементам (узлам) ТС.



Рисунок 1.23 – Импульсное воздействие на элементы ТС для определения собственных частот объекта

1.4 Способы виброзащиты элементов ТС

Снижение уровня импульсно-вибрационных нагрузок может быть реализовано за счет применения технических решений следующими способами: технологическим, конструкционным и комбинированным, приведенными на рисунке 1.24.



Рисунок 1.24 – Способы снижения уровня вибрации в ТС

Под технологическими способами понимаются технические решения виброзащиты ТС, заключающиеся в изменении динамических параметров сил, обусловленных процессом механообработки для существенного снижения их уровня.

Под конструктивными способами понимаются технические решения, заключающиеся в применении виброгасителей, снижающих виброактивность элементов ТС введением дополнительных элементов в ее структуру.

Возможно применение комбинированных способов – технических решений, заключающихся в сочетании технологических и конструктивных способов виброзащиты.

1.4.1 Анализ существующих методов виброзащиты элементов ТС технологическими способами

Для снижения уровня вибраций за счет рационального выбора геометрии и режимов механообработки существуют известные рекомендации производителя режущих инструментов Sandvik Coromant [223]:

- использование инструмента с большим главным углом в плане и положительным передним углом;
- применение режущих пластин с большим радиусом и углом при вершине и с положительной макрогеометрией;
- осуществление контроля износа и округления режущей кромки;
- выполнение обработки с глубиной резания, превышающей величину радиуса при вершине пластины.

Для снижения уровня вибраций можно также выделить следующие способы:

- рациональный выбор СОТС (СОЖ), рассматриваемый в работах: М.П. Козочкина, Н.В. Солис, С.А. Васина, В.Ф. Безъязычного, В.С. Кушнер, В.Н. Латышева, А.Г. Наумова, А.С. Верещака, А.Е. Бушева [9, 10, 74–77] и др.;
- модификации поверхности инструмента, достигаемые напылением или другими способами, которые рассмотрены в работах: С.Н. Григорьева, М.Ш. Мигранова, М.А. Волосовой [78, 79] и др.;
- изготовление элементов ТС, имеющих повешенные демпфирующие свойства;
- исследование возможности снижения уровня вибраций при точении модуляцией скорости резания на токарном станке с ЧПУ, которое приведено в работах К.С. Вагнер, В.М. Свирина, А.В. Савилова, С.А. Тимофеева [49, 50, 80]. В частности, в работе В.М. Свирина предложена модель возникновения регенерационных автоколебаний и способ управления ими с помощью внешнего направленного воздействия в виде модуляции скорости резания.
 - В других работах предложено техническое решение по подавлению автоколебаний нежёсткой технологической системы при торцовом фрезерова-

нии, заключающееся в изменении геометрии режущих кромок пластин, приведенных на рисунке 1.25.

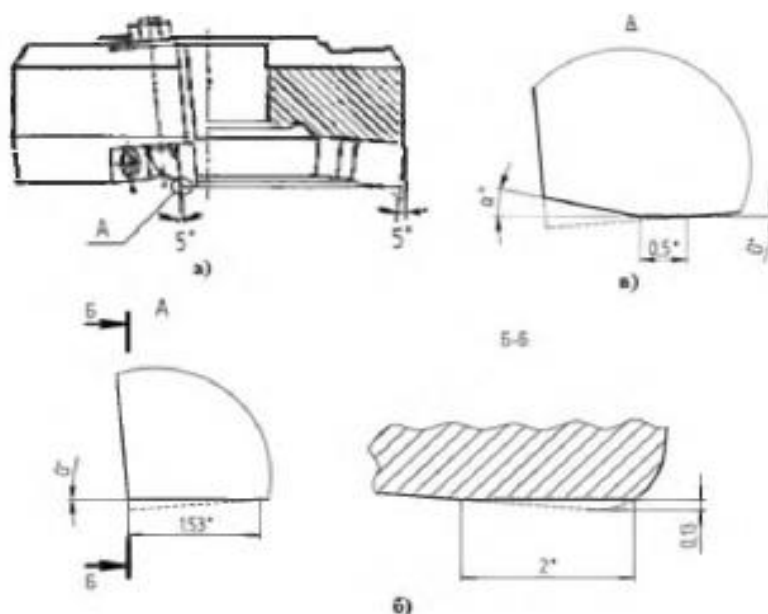


Рисунок 1.25 – Заточка режущих граней пластин: а) используемая фреза; б) заточка нулевого заднего угла; в) заточка отрицательного заднего угла

1.4.2 Анализ существующих методов виброзащиты ТС элементов конструктивными способами

Для защиты от вибрационно-импульсных воздействий от «внешних» источников (пресс, молот, и др. технологическое оборудование, работающее в динамических режимах) необходимо применение технических решений, основанных на использовании устройств виброизоляции:

1. источника вибрационных воздействий при силовом или импульсном возбуждении;
2. объекта виброзащиты, т. е. ТС при кинематическом возбуждении.

Конструкции таких устройств, разработанные в ОмГТУ, ООО VibroLab и др. организациях, используются для виброзащиты технического оборудования различного назначения, которое рассмотрено в работах: С.А. Васина, С.В. Елисева, Н.К. Кузнецова, А.Д. Мижидон, С.А. Болсуновского, В.Д. Вермель, Н.Н. Бе-

лоусовой, Ю.А. Бурьян, П.Д. Балакина, В.Н. Сорокина, К.В. Найгерт, Р.Н. Хамитова, К.В. Сызранцевой [139–159], в работах ученых ТПУ: В.П. Нестеренко, П.Я. Крауиньша, Л.А. Саруева, В.А. Дубовика, А.К. Томилина [189–194 , 273–285].

1.4.2.1 Существующие способы виброзащиты элементов ТС от «внешних» источников вибрационных воздействий

Известная схема виброгасителя источника вибрации приведена на рисунке 1.26 [83].

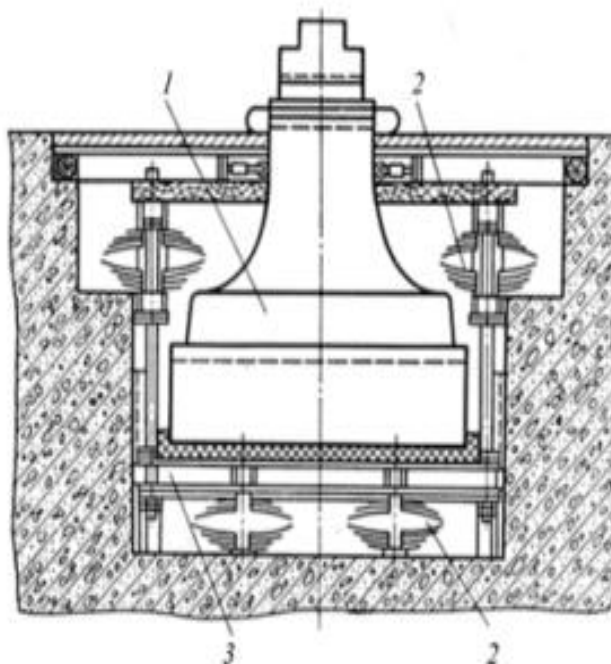


Рисунок 1.26 – Виброгасящий фундамент источника импульсно-вибрационных воздействий: 1 – шабот молота, 2 – рессора, 3 – демпфирующая прокладка

При этом в качестве демпфирующей прокладки (устройства для поглощения вибрации) может быть использован пневмовиброизолятор, конструкция которого приведена на рисунке 1.27. Методика проектирования и динамика работы пневмовиброизоляторов и др. разработки ОмГТУ рассмотрены в работах: Ю.А. Бурьян, П.Д. Балакина, Р.Н. Хамитова [145, 146, 148, 150, 155].

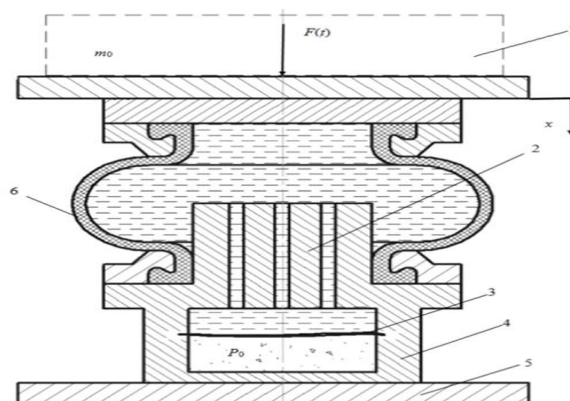


Рисунок 1.27 – Принципиальная схема пневмовиброизолятора: 1 – вывешиваемая масса, m_0 ; 2 – блок инерционных трубок; 3 – диафрагма; 4 – гидропневматический аккумулятор; 5 – основание; 6 – РКО И-09; P_0 – давление в гидропневматическом аккумуляторе; $F(t)$ – сила, действующая со стороны виброактивного агрегата

Для снижения уровня вибраций в ТС применяют стандартные виброгасящие опоры станков с рекомендациями для конкретного типа станков: [81].

В случае если измеренные значения СКЗ превышают требуемые величины ГОСТ 12.1.012 (таблицу 1.1), требуется использование виброгасящих опор оригинальной конструкции (рисунок 1.28).

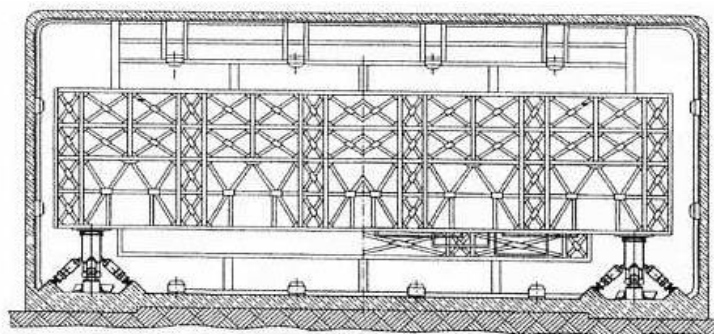


Рисунок 1.28 – Виброгасящая опора объекта

Таблица 1.1 – Допустимый уровень вибрации при работе металлообрабатывающего оборудования (ГОСТ 12.1.012)

Среднегеометрические частоты, Гц	2	4	8	16	31,5	63
Среднеквадратичные значения вибрации, $\text{м/с} \times 10^{-2}$	1,2	0,45	0,22	0,2	0,2	0,2

Следует также отметить некоторые противоречивые данные, приводимые в работах [82, 185], по результатам натуральных замеров и обработки научно-технической документации, в которых указаны ориентировочные допускаемые максимальные амплитуды вибрации основания станка. Они составляют от 0,1 до 0,45 мм в диапазоне частот 1–100 Гц в зависимости от точности станка.

Исходя из анализа информации по допустимым значениям вибрации, можно прийти к выводу, что требуется индивидуальный подход к определению параметров вибрации в зависимости от требуемой точности механообработки, типа станка и других факторов. Именно поэтому приходится для каждого нового станка проводить отдельные исследования, которые в дальнейшем могут быть обобщены и использованы в качестве рекомендательных документов. Таким образом, требуется выработать единую регламентирующую документацию (РД) для проведения вибродиагностики, что позволит избежать противоречий или неадекватного решения о причине вибрации и методах снижения их негативного влияния на точность механообработки и надежность работы элементов ТС.

1.4.2.2 Существующие способы виброзащиты элементов ТС от «внутренних» источников вибрационных воздействий

Для снижения уровня вибраций от «внутренних» источников необходимо применение виброгасителей, снижающих виброактивность конкретного элемента ТС на определенном частотном диапазоне за счет поглощения энергии колебаний. Принципы динамического гашения колебаний рассмотрены в работах [140–160].

Известные способы и устройства виброгасителей определяются в зависимости от частотного диапазона, инерционно-упругих и диссипативных параметров и конструкционных особенностей источника вибрации в ТС (рисунок 1.4, 1.7). Основными причинами и источниками импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС в этом случае могут быть: малая жесткость обрабатываемой детали, инструмента, узла станка; совпадение оборотной частоты или зубцовой частоты с собственными частотами элементов ТС; локальные

дефекты ШВП или люфты подвижных элементов ТС; дисбаланс вращающихся частей привода станка.

Применяемые технические решения виброзащиты должны соответствовать условиям, при которых эффект от их применения не будет снижать эффективность механообработки, т. е. качество, производительность, стойкость инструмента и т. д.

В качестве примеров такого применения для случая малой жесткости детали можно рассмотреть конструкции, приведенные на рисунке 1.29 [84]. В данном случае нежесткая деталь при токарной или шлифовальной операциях вращается вокруг оси и контактирует через ролики с поршнями. Демпфирование вибрации осуществляется перетоком жидкости по дросселирующим каналам.

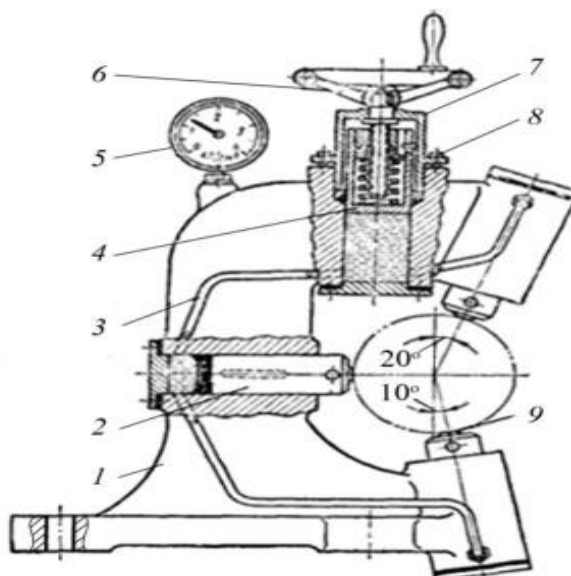


Рисунок 1.29 – Люнет-виброгаситель: 1 – корпус; 2 – поршни; 3 – трубы; 4 – загрузочный поршень; 5 – манометр; 6 – рукоятки; 7 – крышки; 8 – болты; 9 – ролики

Для фрезерной обработки возможен вариант реализации путем установки дополнительных опор, которые повышают жесткость обрабатываемого участка детали по данным, приведенных в работах [163] С.А. Болсуновского, В.Д. Вермель (рисунок 1.30).

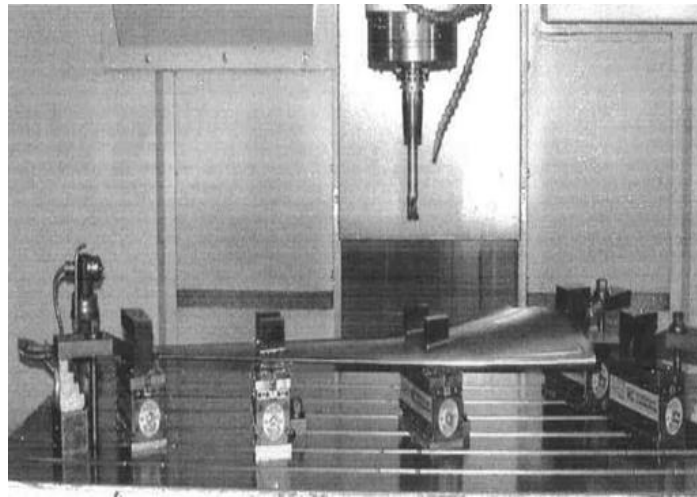


Рисунок 1.30 – Снижение уровня вибрации применением дополнительных опор

В случаях совпадения оборотной или зубцовой частот с собственными частотами элементов детали возможно применение динамических виброгасителей, устанавливаемых соответственно на участок детали (рисунок 1.31). На рисунке 1.32 приведена спектрограмма, отражающая эффект снижения уровня вибрации при настройке частоты виброгасителя на указанную частоту колебаний детали.

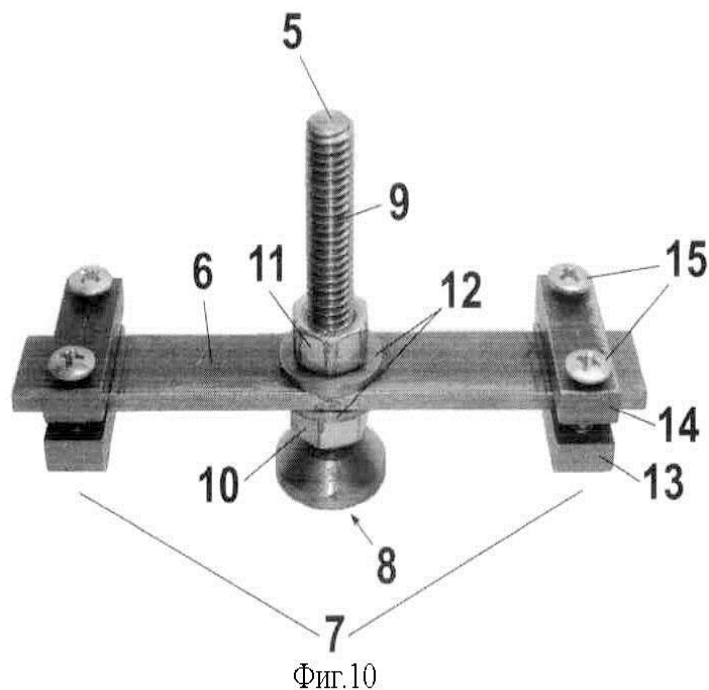


Рисунок 1.31 – Динамический виброгаситель

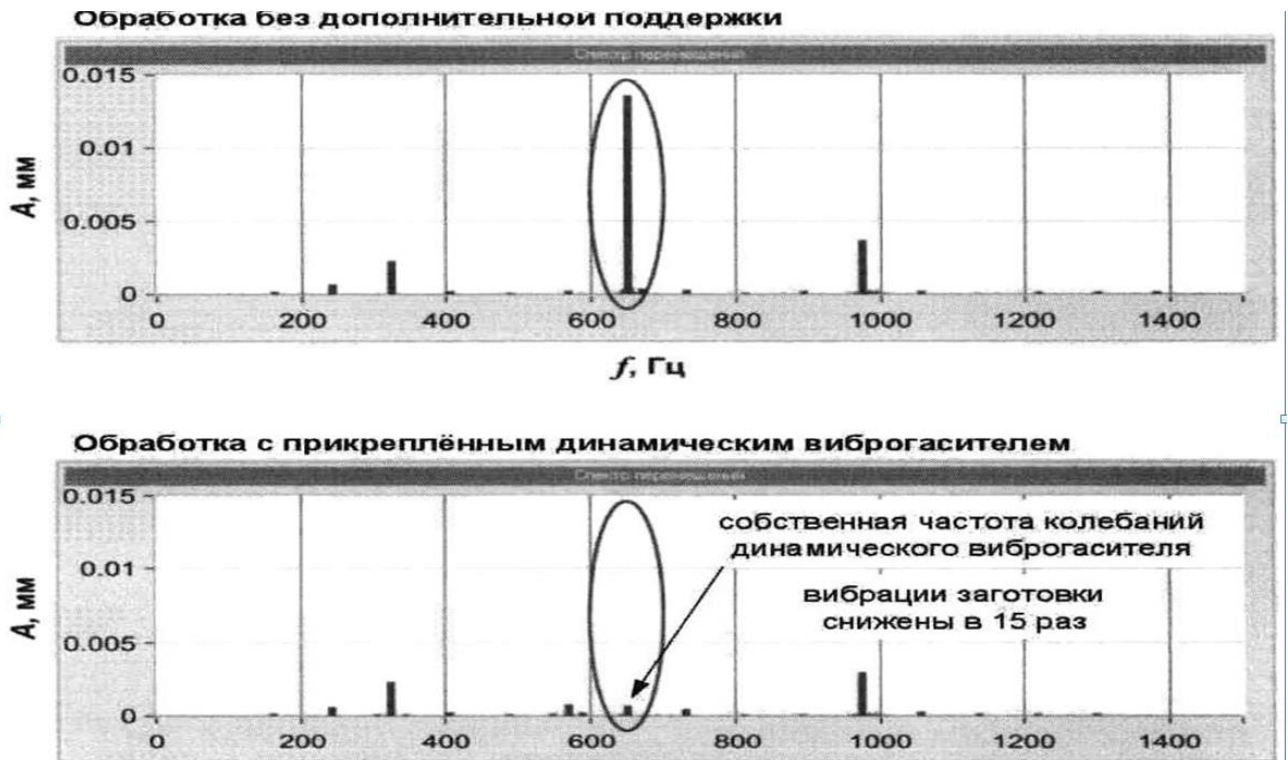


Рисунок 1.32 – Динамический виброгаситель, применяемый для гашения вибраций в деталях малой жесткости

В случаях совпадения оборотной или зубцовой частот с собственными частотами элементов станка также возможно применение динамических виброгасителей, устанавливаемых соответственно на консоль станка, что показано на рисунке 1.33 [84].

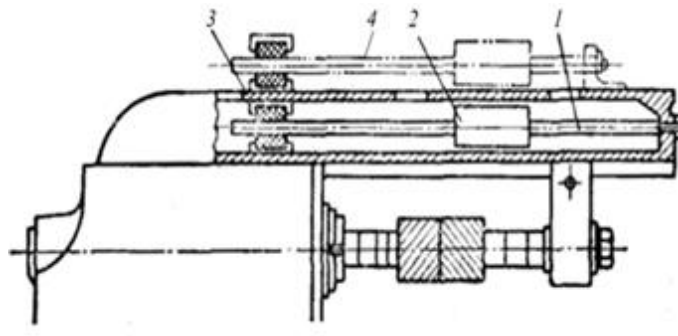


Рисунок 1.33 – Динамический виброгаситель для снижения уровня вибрации нежестких элементов станка

При совпадении высоких частот, в том числе автоколебаний, возможно применение ударного виброгасителя на инструмент (рисунок 1.34) путем

настройки ударов сердечника в противофазе вибрации инструмента на возбуждаемой частоте.

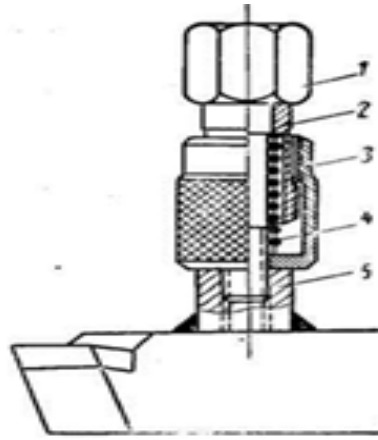


Рисунок 1.34 – Гаситель ударного действия: 1 – сердечник; 2 – втулка; 3 – крышка; 4 – разжимающая пружина; 5 – переходная гайка

В случаях внезапной поломки элемента фрезы или выкрашивания шлифкруга возможно применение автобалансирующего устройства [190, 191], приведенного на рисунке 1.35.

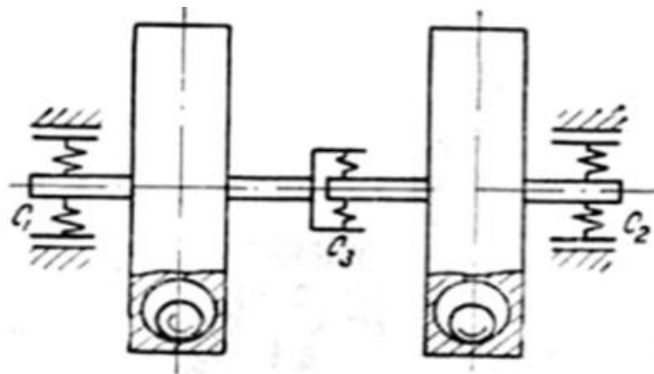


Рисунок 1.35 – Автобалансировка (по разработкам проф. В.П. Нестеренко)

Следует отметить, что для применения рассмотренных устройств виброгашения в элементах ТС имеется ряд специфических требований, заключающихся в следующем:

а) устройства должны быть управляемыми для получения требуемого эффекта на определенном диапазоне частот;

б) устройства должны иметь возможность крепления к этим элементам или узлам станка, что требует дополнительных расчетов и проработки конструкции.

Следует также отметить, что при обработке труднообрабатываемых материалов также может использоваться вибрационное резание. Сущность вибрационного резания состоит в том, что в процессе обработки создаются искусственные колебания инструмента с регулируемой частотой и заданной амплитудой в определенном направлении. Источники колебаний – механические вибраторы или высокочастотные генераторы. Частоту колебаний задают от 200 до 20000 Гц, амплитуду колебаний – от 0,02 до 0,002 мм. Колебания задают по направлению подачи или по направлению скорости резания. Вибрационное резание по сравнению с обычным имеет следующие преимущества:

- обеспечивает устойчивое дробление стружки на отдельные элементы;
- снижает сопротивление металла деформированию;
- при вибрационном резании не образуется нарост на режущем инструменте.

Исследования по данной тематике проводятся в МГТУ, Станкине и в рассмотрены в работах: М.П. Козочкина, Н.В. Солис, И.Е. Парфеньевой, В.Н. Подураева, Ю.В. Подураева [25, 45, 48, 77] и др.

Однако данное техническое решение затруднительно при реализации фрезерных, сверлильных операций, что существенно снижает область его применения при механообработке резанием.

1.5 Выводы

На основе проведенного анализа информации сформулированы цель и задачи исследования в диссертационной работе:

1. Необходима разработка концепции виброзащиты элементов ТС по вибрационным и технологическим критериям при динамических воздействиях на ос-

нове системного использования методов вибромониторинга и способов виброзащиты.

2. Совершенствование методов экспериментального исследования динамических процессов в технологической системе.
3. Исследование методов повышения эффективности механообработки за счет обоснованных принимаемых технических решений виброзащиты технологическими способами.
4. Исследование методов повышения эффективности механообработки за счет обоснованных принимаемых технических решений виброзащиты конструкционными способами.
5. Разработка устройств тестового вибрационного мониторинга для выявления элементов ТС, имеющих повышенный уровень вибрации.

ГЛАВА 2. КОНЦЕПЦИЯ ВИБРОЗАЩИТЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ВИБРОМОНИТОРИНГА

Особенность рассматриваемой концепции состоит в выявлении кинематических и силовых связей в технологической системе, позволяющих оценить влияние импульсно-вибрационных воздействий на точность и качество обрабатываемой детали и применяемых способов виброзащиты по результатам вибромониторинга.

2.1 Технологические критерии эффективности механообработки

Обобщенный технологический критерий, необходимый для высокоэффективной механообработки, выполняется при условии:

$$\mathcal{E}f = \{K_{\delta}; Pr_{ct}; 1/3ПТР_{mo}; t_{c.н}; 1/3_{mo}\} \rightarrow \max, \quad (2.1)$$

$$K_{\delta} = \{ \delta_{волн}; \delta_{ш}; HV_{дет}; \Delta_{накл}; \dots \} \rightarrow \max, \quad (2.2)$$

где K_{δ} – комплексный критерий качества механообработки, включающий показатели геометрической точности:

$\delta_{лр}$ – допуск на линейные размеры,

$\delta_{оурп}$ – допуск на относительное расположение поверхностей (неперпендикулярность, непараллельность и пр.),

$\delta_{форм}$ – допуск на погрешность формы (неплоскостность, некруглость и пр.),

$\delta_{волн}$ – допуск на волнистость (при финишных операциях механообработки: шлифование, хонингование, полирование),

$\delta_{ш} = R_z(R_a)$ – шероховатость;

физико-механические характеристики качества:

$HV_{дет}$ – микротвёрдость,

$\Delta_{накл}$ – глубина наклепа (мкм) обработанной детали и др.;

$$Pr_{ct} = s_z \cdot z \cdot B \cdot t \cdot n_{ун} \rightarrow \max \quad (2.3)$$

производительность механообработки, т. е. объем материала, снимаемый за единицу времени (оборот размерного инструмента или на зуб),

$n_{инст}; s_z; t; B$ – режимы механообработки, обороты шпинделя (об/мин), подача (мм/зуб), глубина (мм), ширина фрезерования (мм).

Z_{mo} – энергозатраты при механообработке, обусловленные составляющими силы резания $F_{рез.z}, F_{рез.y}, F_{рез.x}$, моментом резания $M_{рез.z}$;

$ZПТР_{mo} = \{(t_{с.и.}; Pr_{ст.}; \Gamma_{инстр.}; HRC_{дет.}; \sigma_{дет.}; HRC_{инстр.}; C_{дет.}; C_{инстр.}; \Omega^*_i; COЖ; МОД)\} \rightarrow \min$ – временные (час) и финансовые (руб.) затраты на применяемые технические решения конструкторско-технологических способов снижения вибраций;

$$t_{с.и.} = \{t_{стойк} (I_i; n_{инст}; d_{инст}; z_{инст}; \alpha_{инст}; \gamma_{инст}; \omega_{инст}; t_{инст})\} \rightarrow \max \quad (2.4)$$

где $t_{с.и.}$ – стойкость инструмента, характеризуемая временем (или длины пути при изготовлении одной детали), за которое происходит механообработка с требуемым качеством: $\Gamma_{инстр}$ – геометрия режущего инструмента; $HRC_{дет}$ – твердость детали, $\sigma_{дет}$ – предел прочности материала детали (МПа); $HRC_{инстр}$ – твердость режущих кромок инструмента; $C_{дет}$ – жесткость детали; $C_{инстр}$ – жесткость инструмента; Ω^*_i – резонансные частоты элементов ТС (Гц); $COЖ$ – эффективность применения смазочно-охлаждающей жидкости; $МОД$ – эффективность применения модификации поверхности инструмента и др.; I_i – измеренные параметры вибраций.

При этом стратегия выбора решений зависит от типа обработки: черновая, чистовая, отделочная и т. п.

В случае черновой обработки определяющими критериями являются: производительность механообработки Pr (2.3) и стойкость инструмента t_{cu} (2.5).

В случае чистовой обработки определяющими критериями являются: стойкость инструмента t_{cu} (2.5), комплексный критерий качества механообработки (2.2), например: $\Delta_{накл}$ – глубина наклепа (мкм), Rz – шероховатость.

2.2 Критерии вибромониторинга

Под параметрами вибромониторинга I_i подразумевается совокупность данных, выбранных из временного сигнала при установившемся процессе, с использованием спектральных масок (например, в областях частот: оборотной, зубцовых, резонансных элементов ТС), измеренных в i -той точке в соответствии с комплексной технологической картой вибрационного контроля, приведенной на рисунке 2.1, на примере фрезерного станка.

Критерий эффективности механообработки определяется измеренными параметрами вибромониторинга, характеризующими динамические процессы в ТС, которые заносятся в базу данных СПМО с соответствующим данному измерению идентификатором и сопоставляются с допускаемыми значениями или рациональными по критерию путем сравнения (т. к. ГОСТ ИСО 10816-3-2002 может быть использован не для всех случаев).

В качестве измеренных параметров вибромониторинга принимаем используемые в большинстве стандартных СПМО параметры, а в качестве критериев их значения, при которых $Эф \rightarrow \max$, – сохраненные в БД СПМО.

Такой анализ позволяет сделать выводы: требуется или не требуется ремонт, замена элемента ТС или обоснованное техническое решение для виброзащиты, поэтому запись в БД производится для каждого из способов виброзащиты.

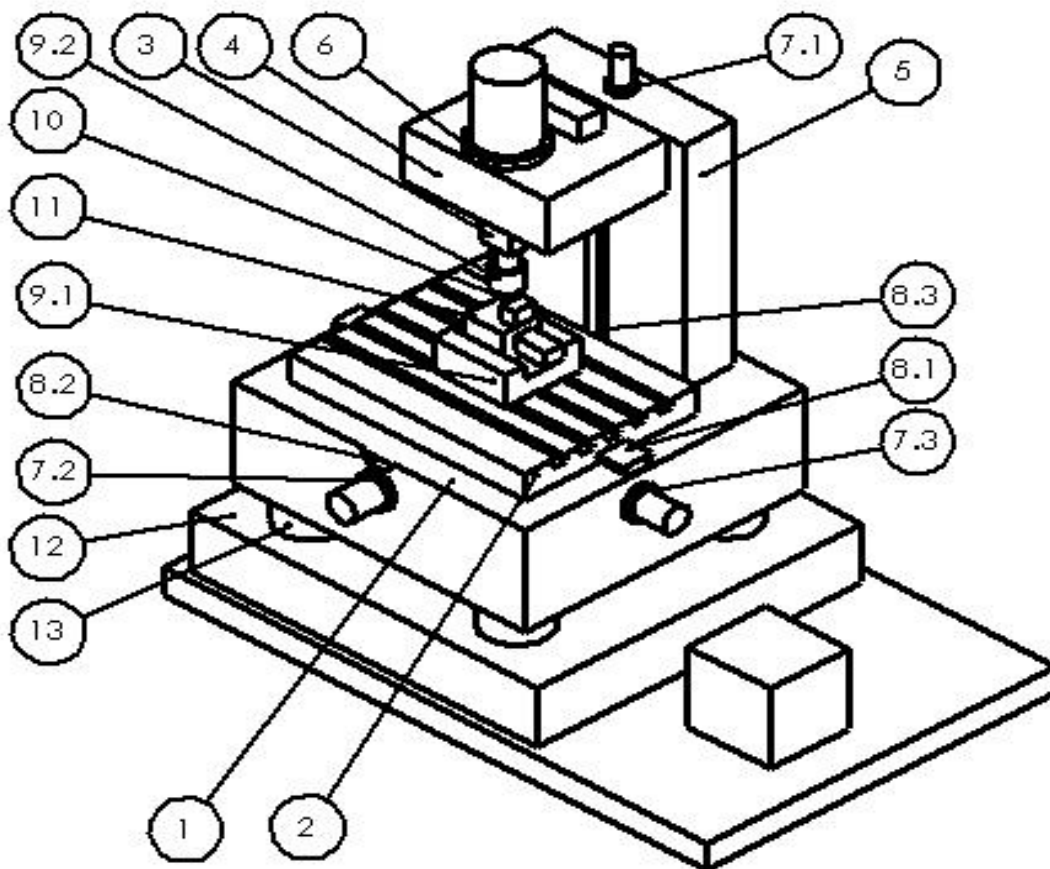


Рисунок 2.1 – Технологическая карта вибрационного контроля ТС и контрольные точки замеров вибрации по технологическим осям X , Y , Z на элементах.

Станок: 1 – станина и основание; 2 – рабочий стол; 3 – шпиндель; 4 – суппорт; 5 – колонна; 6 – привод главного движения; приводы с ШВП по технологическим осям X , Y , Z : 7.1, 7.2, 7.3; направляющие по технологическим осям X , Y , Z : 8.1, 8.2, 8.3; приспособления: 9.1 – станочное, 9.2 – инструментальное; 10 – инструмент; 11 – деталь; 12 – фундамент; 13 – виброопоры станка

Таким образом, обобщенный вибрационный критерий I_i определяется совокупностью измеренных параметров:

1. Среднеквадратичные значения СКЗ:

$$A_{iRMS} = (A_{iRMSx}^2 + A_{iRMSy}^2 + A_{iRMSz}^2)^{0.5}; \dot{A}_{iRMS} = (\dot{A}_{iRMSx}^2 + \dot{A}_{iRMSy}^2 + \dot{A}_{iRMSz}^2)^{0.5}; \ddot{A}_{iRMS} = (\ddot{A}_{iRMSx}^2 + \ddot{A}_{iRMSy}^2 + \ddot{A}_{iRMSz}^2)^{0.5} \rightarrow \min \quad (2.5)$$

где $A_{iRMSx}, A_{iRMSy}, A_{iRMSz}; \dot{A}_{iRMSx}, \dot{A}_{iRMSy}, \dot{A}_{iRMSz}; \ddot{A}_{iRMSx}, \ddot{A}_{iRMSy}, \ddot{A}_{iRMSz}$ – соответственно измеренные величины СКЗ виброперемещений, виброскорости и виброускорений по координатам X, Y, Z . (Здесь также следует отметить, что измерения виброперемещения, виброскорости или виброускорения производятся в зависимости от частотного диапазона.)

2. Пик-фактор, т. е. соответствующее отношение пикового значения измеренного i -го вибрационного параметра PIC_i к его среднеквадратичному значению RMS_i :

$$P_i \leq P_{PIC} / P_{RMS} = [P_i] \text{ или } \dots P_i \rightarrow \min. \quad (2.6)$$

3. Значения эксцесса. В рассматриваемом случае матрица эксцесса – статистическая величина, характеризующая не только величину Ex_i , но и изменение ΔEx_i плотности вероятности значений вибросигнала от нормального распределения при «исправном» Ex_{iucnp} состоянии элемента ТС, особенно при износе инструмента. Эксцесс определяется по зависимости:

$$Ex_i = \mu_4 / \sigma^4 - 3 \leq [Ex_i] \text{ или } \dots Ex_i \rightarrow \min, \quad (2.7)$$

где μ_4 – четвертый центральный момент; σ^4 – дисперсия случайной величины. По изменению величин распределения ΔEx_i вибрационных параметров также можно определять степень развития дефекта элемента ТС:

$$Ex_{iucnp} = Ex_{iucx} \pm \Delta Ex_i \rightarrow [Ex]. \quad (2.8)$$

4. Собственные частоты элементов ТС:

$$\Omega_{Xi.Yi.Zi}^{*m} = \sqrt{\frac{[c_i]}{[m_i]}}, \quad (2.9)$$

где $\Omega_{Xi.Yi.Zi}^{*m}$ – собственные частоты i -го элемента ТС относительно технологических осей X, Y, Z ; $[c_{iXYZ}]$, $[m_{iXYZ}]$ – матрицы коэффициентов приведенных жесткостей и масс i -го элемента.

При этом одним из условий, необходимых для выполнения минимизации вибрационно-импульсных воздействий на элементы ТС, является:

$$\Omega_i^* \neq \omega_i, \quad (2.10)$$

где ω_i – частоты возбуждения, обусловленные «внешними» или «внутренними» источниками (рад/с).

5. Постоянные составляющие сил и моментов, возникающих при механообработке соответственно по технологическим осям X, Y, Z :

$$F_{i.ПЕЗ.} = \{ (PO(n;s;t); \Gamma_{инстр}(d_{инст}; z_{инст}; \alpha_{инст}; \gamma_{инст}; \omega_{инст}; t_{инст}); СОЖ; МОД \} \text{ определяет } F_{xyz} = (F_x; F_y; F_z); \quad (2.11)$$

$$M_z = \{ M_z(PO(n;s;t); \Gamma_{инстр}(d_{инст}; z_{инст}; \alpha_{инст}; \gamma_{инст}; \omega_{инст}; t_{инст}); СОЖ; МОД \} \text{ определяет } M_z. \quad (2.12)$$

Указанные параметры в зависимостях (2.11) и (2.12) в данном случае определяют $Z_{мо}$ – энергозатраты на операцию в критерии эффективности механообработки в формуле (2.1).

6. Соответствующие динамические составляющие сил резания или момента:

$$\Delta F_{i.ПЕЗ.} = \{ (PO(n;s;t); \Gamma_{инстр}(d_{инст}; z_{инст}; \alpha_{инст}; \gamma_{инст}; \omega_{инст}; t_{инст}); СОЖ; МОД \} \rightarrow \min, \quad (2.13)$$

$$\Delta M_{i.ПЕЗ.} = \{ (PO(n;s;t); \Gamma_{инстр}(d_{инст}; z_{инст}; \alpha_{инст}; \gamma_{инст}; \omega_{инст}; t_{инст}); СОЖ; МОД \}. \quad (2.14)$$

Все вышеуказанные параметры I_i заносятся в базу данных $[B_i]$ с соответствующими идентификаторами:

$$[B_i] \equiv [A_i; \Omega^*_i; P_i; Ex_i; P_i; F_{xyz}; \Delta M_{z\omega_i^*}]. \quad (2.15)$$

Для реализации технологических способов виброзащиты необходимо экспериментально выявить корреляцию между функциональными многофакторными зависимостями $\Phi(j)$ и параметрами вибромониторинга I_i . К таким функциональным многофакторным зависимостям $\Phi(j)$ при выбранных технических решениях виброзащиты относятся:

7. Режимы механообработки:

$$\Phi_{мо} \text{ определяет } PO(n_{инт}; s_z; t; B), \quad (2.16)$$

где $n_{инт}$ – число оборотов шпинделя (об/мин); s_z – подача (мм/зуб, или $s_{об}$, мм/об); B – ширина фрезерования; t – глубина резания (мм) и др.

8. Параметры СОЖ (СОТС):

$$\Phi_{сож} \text{ определяет } \{ СОЖ; Q; t_{сож}; q; \dots \} \quad (2.17)$$

$\Phi_{\text{созж}}$ – способ подачи жидкости в зону резания; Q – расхода ($\text{м}^3/\text{с}$) ее физических параметров: температуры – $t_{\text{созж}}$, теплопроводности – q , и др.

9. Геометрические параметры инструмента:

$$\Phi_{\text{геоминст}} \text{определяет.} \Gamma_{\text{инстр}} (d_{\text{инст}}; z_{\text{инст}}; \alpha_{\text{инст}}; \gamma_{\text{инст}}; \omega_{\text{инст}}; t_{\text{инст}}), \quad (2.18)$$

где $d_{\text{инст}}$ – диаметр фрезы (или заготовки мм); z – число зубьев; $\gamma_{\text{инст}}$ – передний угол; $\alpha_{\text{инст}}$ – задний угол; $\omega_{\text{инст}}$ – угол подъема спирали фрезы (или др. инструмента).

10. Параметры модифицированной поверхности инструмента, достигаемые напылением (наплавкой на другие элементы ТС для повышения их демпфирующих свойств):

$$\Phi_{\text{нод}} \text{определяет.} \{ \text{Модиф.пов.}; t_{\text{нан}}; \sigma_{\text{нан}}; \dots \}, \quad (2.19)$$

где $t_{\text{нан}}$ – толщина модифицированного слоя (мкм); $\sigma_{\text{нан}}$ – физико-механические свойства модифицирующих материалов и т. п.

11. Безразмерный коэффициент демпфирования i -го элемента ТС:

$$\xi_i = b_i / \sqrt{2 \cdot m_i \cdot c_i}. \quad (2.20)$$

Таким образом, рациональное применение указанных факторов обеспечивает максимальную эффективность механообработки (2.1), $\mathcal{E}\phi_{\text{чист}} \rightarrow \max$ при минимальном значении вибрации $I_i \rightarrow \min$.

Для рационального использования и выбора методов конструкционно-технологических способов виброзащиты элементов ТС по результатам функционального и тестового вибромониторинга необходимо разработать алгоритм, позволяющий значительно сократить затраты на реализацию указанных технических решений при разработке технологического процесса и/или его реализации.

Блок-схема алгоритма выбора и рационального использования конструкционно-технологических способов виброзащиты элементов ТС приведена на рисунке 2.2 и имеет два раздела:

а) раздел вибромониторинга, в котором рассмотрена последовательность действий для обнаружения причин и мест возникновения повышенных импульсно-

вибрационных воздействий на элементы ТС функциональным и тестовым методом;

б) раздел виброзащиты, в котором рассмотрена последовательность действий для обоснованного применения конструкционно-технологических способов.

В разделе вибромониторинга отображен алгоритм обнаружения причин и мест возникновения повышенных импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС:

Блок 1 определяет основные режимы работы технологического оборудования (станка):

- 1-1. при отключенных приводах и других механизмах для обнаружения причин и источников «внешних» импульсно-вибрационных воздействий;
- 1-2. на холостом ходу без механообработки для выявления дефектов подшипников, ШВП, направляющих или др. несущих элементов станка, геометрической и кинематической точности и др.;
- 1-3. работа на заданных режимах механообработки согласно плану эксперимента для определения рациональных режимов, при которых уровень вибраций минимален и (или) не превышает допустимый, что соответствует требованиям высокоэффективной механообработки для обнаружения причин и иных источников «внутренних» импульсно-вибрационных воздействий.

Блок 2 необходим для реализации вибромониторинга в соответствии с технологической картой вибрационного контроля (рисунок 2.1), т. е. определения точек замеров вибрации по технологическим осям X , Y , Z . Это места установки датчиков на элементах ТС, которые назначаются в зависимости от оперативных задач вибромониторинга.

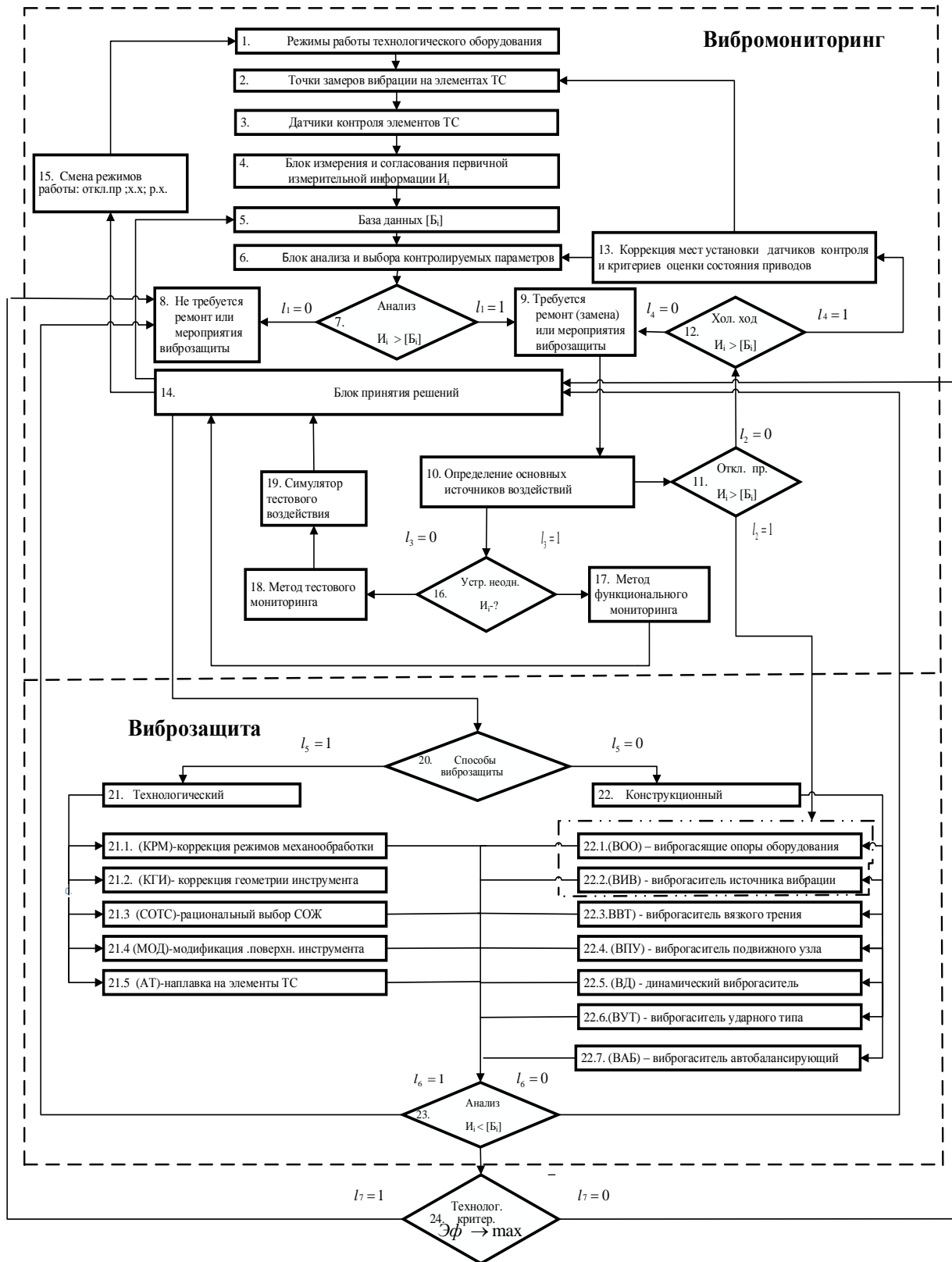


Рисунок 2.2 – Блок-схема алгоритма выбора и рационального использования конструкционно-технологических способов виброзащиты элементов ТС с целью повышения эффективности механообработки по результатам функционального и тестового вибромониторинга (I_j -биты информации)

Элементы технологической системы, параметры которой подлежат контролю в статических и динамических режимах при помощи датчиков контроля (**блок 3**), – это параметры вибрации: виброускорение, виброскорость, виброперемещение или статическая и динамическая составляющие сил, моментов и др., которые измеряются соответствующими датчиками.

Блок 4 измерения и согласования первичной измерительной информации, используемой для сбора данных от датчиков [228–30].

Блок 5 – база данных необходима для хранения полученных данных. Может содержать информацию о допускаемых уровнях вибрации, а также допускаемые значения, нормируемые ГОСТом или принимаемые по результатам экспериментальных исследований.

В **блоке 6** анализа и выбора контролируемых критериев заданы необходимые алгоритмы обработки сигналов от датчиков, параметры или их сочетания, которые необходимо проанализировать для выявления дефектов в элементах ТС. Выделяются контролируемые диапазоны частот и уровни сигналов от датчиков, необходимые для измерения разных физических величин и характеристик, а также присутствует возможность расширения таких критериев.

В **блоке 7** из анализа полученной информации и выбора контролируемых критериев, на основании которых $I \geq [B_i]$, принимаются решения: $l_1 = 1$ – требуется ремонт (замена) элемента ТС и применение способов виброзащиты (в том числе электропривода или гидропривода и отладка системы управления) (**блок 9**); $l_1 = 0$ – не требуется ремонт (замена) элемента ТС или применение способов виброзащиты (**блок 8**).

Блок 10 требуется для определения основных источников импульсно-вибрационных воздействий, снижающих эффективность механообработки, которые могут возникнуть как следствие «внутренних» или «внешних» воздействий.

В **блоке 11** происходит селекция «внутренних» или «внешних» воздействий, которая осуществляется при отключенных приводах и других механизмах ТС для обнаружения причин и источников «внешних» импульсно-вибрационных воздействий, не входящих в ТС, техногенного или природного происхождения

(пресс, молот, и др. технологическое оборудование, работающее в динамических режимах или изменение свойств грунта).

При отключенных приводах (**режим 1-1**) $I \geq [B_i]$, на основании чего принимаются решения: $l_2 = 1$ – необходим контроль вибраций, обусловленных источниками «внешних» импульсно-вибрационных воздействий (рисунок 1.4), и требуется обязательный (безусловный) переход к конструкционным методам виброзащиты, заключающимся в: а) применении виброгасящих опор технологического оборудования (станка) или проверке их дефектов или их фундамента (**ВОО блок 22.1**); б) устранении вибрации в источнике установкой виброгасителя (**ВИВ блок 22.21**) [237, 301, 308]; $l_2 = 0$ – необходим контроль «внутренних» воздействий, для чего требуется переход к **блоку 12**.

Блок 12 требуется для определения уровня вибраций на холостом ходу, т. е. обусловленных электромеханическими дефектами передач станка (ШВП), элементов приспособления, инструмента и др. (**режим 1-2**).

Блок 13 необходим для коррекции места установки датчиков контроля, критериев определения состояния приводов и снижения вероятности принятия неадекватных мер по применению способов виброзащиты в зависимости от факторов: **13.1**) данных, требуемых для анализа сигнала и технических характеристик датчика (измерение виброускорения, виброскорости, виброперемещения и т. д.); **13.2**) места установки датчика по маршруту измерения; **13.3**) алгоритмов обработки сигнала (применения его фильтрации; выделения СКЗ или ПИК и т. п.); **13.4**) величины – полезный сигнал/шум. Производится сравнение $I \geq [B_i]$, на основании чего принимаются решения: $l_4 = 1$ – необходима коррекция мест установки датчиков контроля и переход к **блоку 2**. Если $l_4 = 1$, переход к **блоку 6**, анализ контролируемых параметров и критериев для определения дефектов приводов, подшипников, ШВП, и других элементов.

Блок 14 требуется для принятия решений: смены режимов работы (**блок 15**).

Блок 15 определяет режимы работы: 1-1) отключенные привода и другие механизмы ТС; 1-2) холостой ход; 1-3) работа на заданных режимах механообработки согласно плану эксперимента; внесение информации в базу данных (**блок 5**); принятие решений о способе виброзащиты (**блок 20**) [231–235, 237, 238, 301, 304].

Блок 16 используется для устранения неоднозначной или противоречивой информации $I = ?$, на основании чего принимается решение: $l_2 = 1$ – «достаточно» информации для применения метода функционального вибромониторинга и переход к блоку принятия решений **14**. Если $l_2 = 0$, требуется метод тестового вибромониторинга (**блок 18**).

Блок 17 используется как функциональный вибромониторинг уровней вибрации при механообработке (**режим 1-3**).

Блок 18 – тестовый вибромониторинг необходим для выявления скрытых дефектов, которые невозможно обнаружить функциональным методом.

Блок 19 используется для выбора требуемого устройства – **симулятора тестового воздействия** – для воздействия на элементы ТС тестового силового или кинематического импульсно-вибрационного возбуждения с заданными параметрами [237, 241, 245, 251, 258, 260, 281–289].

В разделе **виброзащита** отображен алгоритм действий для снижения уровня импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС.

Блок 20 используется для определения способов виброзащиты для принятия решений: $l_5 = 1$ – применение технологического способа, т. к. в этом случае по критерию $Z_{ПТР_{то}}$ затраты принимаемых технических решений конструкторско-технологическими способами снижения вибраций минимальны.

Исключением является необходимость виброизоляции от «внешних» источников вибрации.

Под технологическими способами понимаются технические решения виброзащиты ТС, заключающиеся в изменении динамических параметров сил, обусловленных процессом резания, для существенного снижения их уровня (т. е. без из-

менения структуры силовых и кинематических связей в ТС, которые заключаются в применении следующих мероприятий:

- коррекция режимов механообработки (**КРМ блок 21.1**) [231,233, 234];
- рациональный выбор СОТС (СОЖ) (**СОТС блок 21.2**);
- коррекция геометрии инструмента (**КГИ блок 21.3**) [235, 237-238];
- модификации поверхности инструмента напылением или другими способами (**МОД блок 21.4**) изготовления элементов ТС, путем наплавки (приспособления, корпуса инструмента и др.) слоев материалов с повышенными демпфирующими свойствами (**АТ блок 21.5**) [272–274, 300].

Особо следует отметить, что коррекция режимов механообработки (**КРМ блок 21.1**) и смена СОТС (СОЖ) (**СОТС блок 21.2**) могут использоваться не только при разработке техпроцесса, но и непосредственно для адаптивного управления СЧПУ.

При $l_5 = 0$ целесообразно применение конструкционных способов.

Под **конструкционными** способами понимаются технические решения, заключающиеся в применении виброгасителей, снижающих виброактивность элементов ТС введением дополнительных элементов в ее структуру (т. е. дополнительных силовых и кинематических связей) для виброзащиты от «внешних» и «внутренних» воздействий.

Устройства виброзащиты от «внешних» воздействий: (**ВОО блок 22.1**) виброгасящие опоры оборудования [237, 304]; виброгаситель источника вибрации (**ВИВ блок 22.2**), применение которых рассмотрено в работе [237, 301].

Устройства виброзащиты от «внутренних» воздействий: виброгаситель вязкого трения (люнетов) (**ВВТ блок 22.3**) [232, 234,235, 239]; виброгаситель для подвижного узла станка (**ВПУ блок 22.4**) [269, 270, 296]; динамические виброгасители (**ВД блок 22.5**) [266, 267, 293]; виброгасители ударного типа (**ВУТ блок 22.6**) [268, 295]; виброгасители автобалансирующих (**ВАБ блок 22.7**) [237, 239, 305] (или дополнительная балансировка узла).

Блок 23 используется для анализа уровней вибрации после применения выбранного технического решения по результатам вибромониторинга $I \leq [B_i]$:

Если $l_6 = 1$, применение выбранного технического решения оказалось "эффективным (достаточным), и не требуются мероприятия виброзащиты, переход к **блоку 8**.

Если $l_6 = 0$, применение выбранного технического решения оказалось «неэффективным» (недостаточным) и требуется переход к **блоку 15** (блок принятия решений о смене способа виброзащиты или технического решения, а также останов при износе (поломке) инструмента и его замена).

Блок 24 используется для анализа технологических критериев эффективности механообработки $\Delta\phi = \{K_o; Pr_{cm}; 1/3ПТР_{mo}; t_{c.н}; 1/3_{mo}\} \rightarrow \max$.

При $l_7 = 1$ применение выбранного технического решения оказалось эффективным и не требуются мероприятия по виброзащите, переход к **блоку 8**.

Если $l_7 = 0$, применение выбранного технического решения оказалось неэффективным и требуется переход к **блоку 15**.

Возможно применение комбинированных способов – технических решений, заключающихся в сочетании технологических и конструкционных способов виброзащиты.

На рисунке 2.3 приведена упрощенная блок-схема алгоритма применения вибрационных и технологических критериев при выборе рационального технического решения конструкционно-технологических способа виброзащиты элементов ТС.

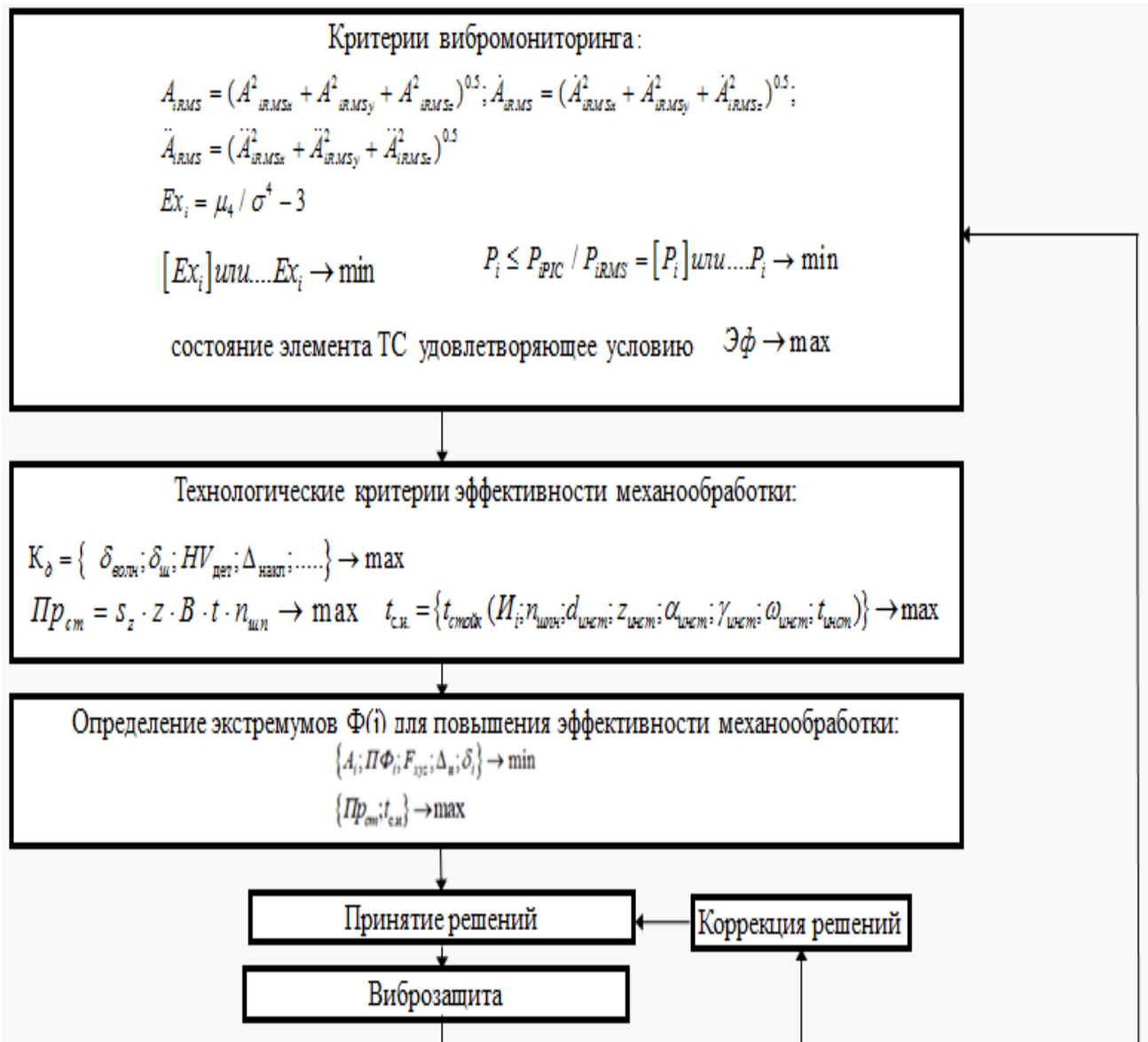


Рисунок 2.3 – Упрощенная блок-схема алгоритма применения вибрационных и технологических критериев при выборе рационального технического решения конструктивно-технологического способа виброзащиты элементов ТС

Таким образом, при проектировании технологического процесса и эксплуатации применяемого оборудования необходимо ввести дополнительные критерии вибромониторинга $I \leq [B_i]$, в совокупности с обобщенными технологическими критериями эффективности механообработки $\exists \phi \rightarrow \max$. Принимаемые решения по способам виброзащиты по результатам тестового или функционального вибромониторинга необходимо выбирать по обоснованным алгоритмам или логическим условиям, которые приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Условия применения способов виброзащиты, проверяемые критерии и рекомендуемые технические решения ее реализации

№ п/п	Причина необходимости виброзащиты	Условия применения	Проверяемые критерии, методы мониторинга и анализа			Рекомендуемое техническое решение и способы виброзащиты	Достижимый результат		
			1. Вибрационные критерии $I \leq [B_i]$ виброзащиты по результатам мониторинга по зависимостям	1. Технологические критерии эффективности механообработки $\Delta\phi \rightarrow \max$ по зависимостям					
			2. Методы вибромониторинга	2. Приборы и устройства					
			3. Приборы и применяемые СПМО для анализа	3. СПМО					
1	2	3	4	5	6	7	8		
1	«Внешние» воздействия	$l_1 \cap l_2 \cap l_6$ где: $l_1 = 1$; $l_2 = 1$; $l_6 = 1$	1.1	(2.6, 2.7)	(2.4, 2.5) $Z_{ПТР}_{то} \rightarrow \min$ если $Z_{ПТР}_{м(22.1.ВОО)} < Z_{ПТР}_{м(22.2.ВИБ)}$ (2.2)	<u>Конструкционные:</u> блок 22.1 ВОО блок 22.2 ВИБ	Повышение качества обработки и стойкости инструмента		
			1,2	Функциональный и тестовый методы	Определение геометрических показателей качества механообработки: LEXT OLS 4100				

Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8
			1.3	Приборы «Диамант», «ВАСТ», программа «Подшипник» и т. п. К-5101; СПМО: «Виброрегистратор»; «LOGGER»	OLS4100		
2	«Внутренние» воздействия, обусловленные дефектами элементов станка	$l_1 \cap l_3 \cap l_5 \cap l_6$ где: $l_1=1; l_3=1;$ $l_5=1; l_6=1$	2.1	(2.6–2.10)	(2.1–2.5)	<u>Замена или ремонт элемента ТС</u> (в т. ч. смена инструмента при износе или поломке) Блок 13 → Блок 9	Повышение качества обработки, производительности и стойкости инструмента
			2.2	Функциональный метод	Определение геометрических показателей качества механообработки LEXT OLS 4100		
			2.3	СПМО: «Диамант», «ВАСТ», программа «Подшипник» и т. п., «Виброрегистратор»	OLS4100		
3	Методы тестового мониторинга элементов ТС с использованием симулятора тестового воздействия	$l_1 \cap \bar{l}_3$ где: $l_1=1; \bar{l}_3=1$	3.1	(2.6–2.10, 2.15, 2.16, 2.20)		<u>Замена или ремонт элемента</u>	Выявление скрытых дефектов, которые невозможно обнаружить функциональным методом
			3.2	Тестовый мониторинг			
			3.3	«Диамант», «ВАСТ», программа «Подшипник» и т. п., К5101+СПМО: «Виброрегистратор, LOGGER			

Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4	5	6	7	1
4	«Внутренние» воздействия, обусловленные механической обработкой	$l_1 \cap l_3 \cap l_5 \cap l_6$ где: $l_1 = 1; l_3 = 1;$ $l_5 = 1; l_6 = 1$	4.11	(2.6–2.10, 2.15, 2.16)	(2.1–2.5)	<u>Технологические способы:</u> 1.41) блок 21.1 КРМ 1.42) блок 21.2 СОТС 1.43) блок 21.3 КГИ 1.44) блок 21.4 МОД 1.45) блок 21.5 АТ	Повышение качества обработки, производительности и стойкости инструмента при минимальных затратах на реализацию решений <i>ЗПТР_{то}</i>
			4.12	(2.6–2.10, 2.15–2.17)			
			4.13	(2.6–2.10, 2.15–2.18)			
			4.14	(2.6–2.10, 2.15, 2.16, 2.19)			
			4.15	(2.6–2.10, 2.20)			
			4.2	Функциональный метод			
4.3	Динамометр Kistler; K5101+СПМ О: «Виброрегистратор LOGGER	(S a)-OLS4100 (HV) «M-Test»					
5	«Внутренние» воздействия, обусловленные	$l_1 \cap l_3 \cap \bar{l}_5 \cap l_6$ где: $l_1 = 1; l_3 = 1;$ $\bar{l}_5 = 1; l_6 = 1$	5.11	(2.6)	(2.1–2.5)	<u>Конструкционные способы:</u> 1.51) блок 22.3.ВВТ	Повышение качества обработки, производительности и стойкости
			5.12	(2.6)			

Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8
5	механо-обработкой, дефектами передач станка, дисбалансом и др.		5.13	(2.6–2.10) при $\omega_{шпн} \cdot z = \Omega_i^*$		1.52) блок 22.4. ВПУ применение требует анализа энергетических затрат	инструмента при минимальных затратах на реализацию решений $ZПТР_{то}$
			5.14	(2.6)		1.53) блок 22.5. ВД	
			5.15	(2.6–2.10) при $\omega_{шпн} = \Omega_i^*$		1.54) блок 22.6. ВУТ	
						1.55) блок 22.7. ВАБ	
			5.2	Функциональный и тестовый мониторинг	Определение геометрических показателей: LEXT OLS 4100 ; физико-механических характеристик качества: микротвердомер Duramin-5 или (ИТВ-10-М, ИТВ-10-ММ)		
5.3	Динамометр Kistler; K5101+СПМ О: «Виброрегистратор LOGGER	(S a)-OLS4100 (HV) «M-Test»					

2.3 Приборы и специальное программно-математическое обеспечение для определения технологических параметров эффективности механообработки

Основные характеристики и возможности приборов и устройств указаны в таблице 2.1. Для измерения технологических параметров использовались нижеперечисленные приборы.

Для измерения шероховатости S_z и S_a обработанной поверхности в форме

3D-параметров, соответствующих ISO 25178, использовался лазерный микроскоп модели LEXT OLS4100 (рисунок 2.4).



Рисунок 2.4 – Сканирующий микроскоп модели LEXT OLS4100

Для измерения микротвердости использовался автоматический микротвердомер Duramin-5 (рисунок 2.5).



Рисунок 2.5 – Автоматический микротвердомер Duramin-5

Прибор представляет собой стационарное средство измерений и состоит из устройства приложения нагрузки и измерительного блока. Модификация Duramin-5 комплектуется персональным компьютером и комплексом специализи-

рованных программ, которые позволяют производить измерения в автоматическом режиме, с минимальным участием оператора.

Для получения более достоверной статистической информации микротвердость целесообразнее измерять на трех участках. Дорожка измерений каждого участка должна проходить по обработанному механообработкой месту и по месту, подготовленному для измерения наклепанного слоя. Отпечаток измерения ставился через каждые 50 мкм на всех трех дорожках (рисунок 2.6, 2.7).

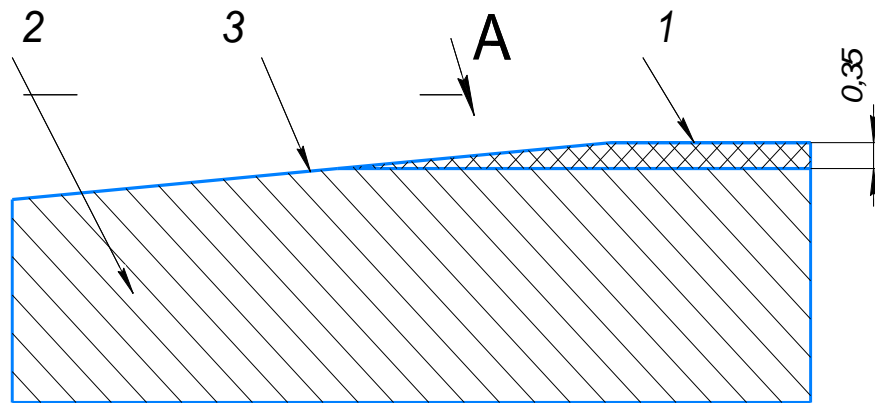


Рисунок 2.6 – Схема измерения микротвердости по толщине среза: 1 – обработанная фрезерованием поверхность, 2 – основа, 3 – подготовленная поверхность для измерений

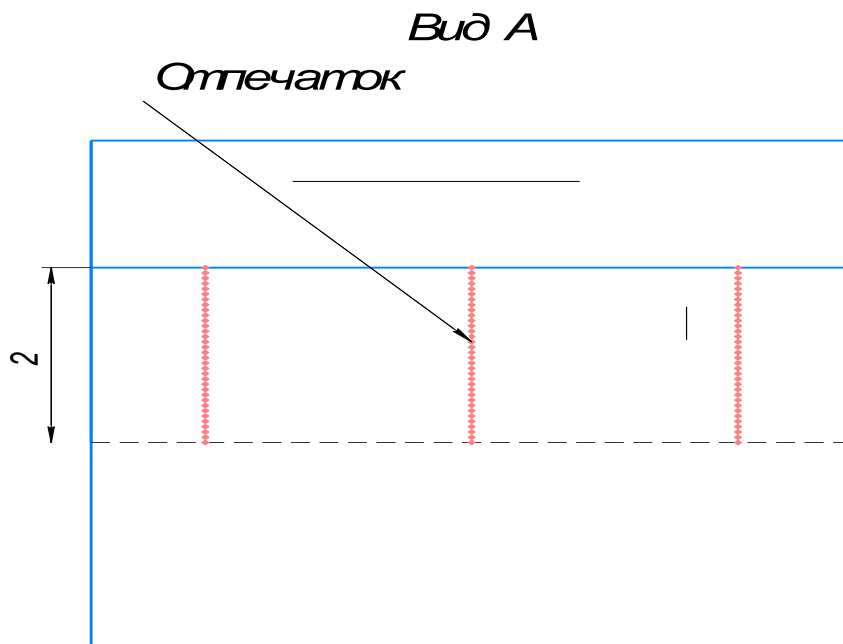


Рисунок 2.7 – Схема измерения микротвердости

2.4 Приборы и специальное программно-математическое обеспечение вибромониторинга

Для измерения динамических параметров, определяющих вибрационные критерии, использовались нижеперечисленные приборы с соответствующим специальным программно-математическим обеспечением.

Измерение уровней вибрации проводилось с использованием вибродиагностического комплекса К-5101 (рисунок 2.8), комплект которого и разработанные СПМО описаны в следующем разделе. СПМО были созданы в рамках выполнения х/д 4-170/11 «Разработка вибродиагностического комплекса и методики критериев для определения работоспособности фрезерного инструмента» для ООО «Производственно-технический комплекс», г. Томск, 2012.



Рисунок 2.8. – Вибродиагностический комплекс К-5101

Измерение сил резания проводилось с использованием динамометра Kistler (рисунок 2.9).



Рисунок 2.9 – Крепление динамометра Kistler на столе фрезерного станка DMO-50

2.5 Приборы для тестового вибромониторинга

Для тестового вибромониторинга использовались оригинальные устройства, на которые получены патенты РФ.

2.5.1 Устройство определения динамической жесткости несущих элементов металлорежущих станков

Для определения динамической жесткости несущих элементов металлорежущих станков использовалось устройство, приведенное на рисунке 2.10, и вибродиагностический комплекс К-5101 с разработанным СПМО. Применение данного устройства позволяет выявить дефектные узлы станка, которые невозможно или затруднительно определить методом функционального вибромониторинга [298] (глава 6).

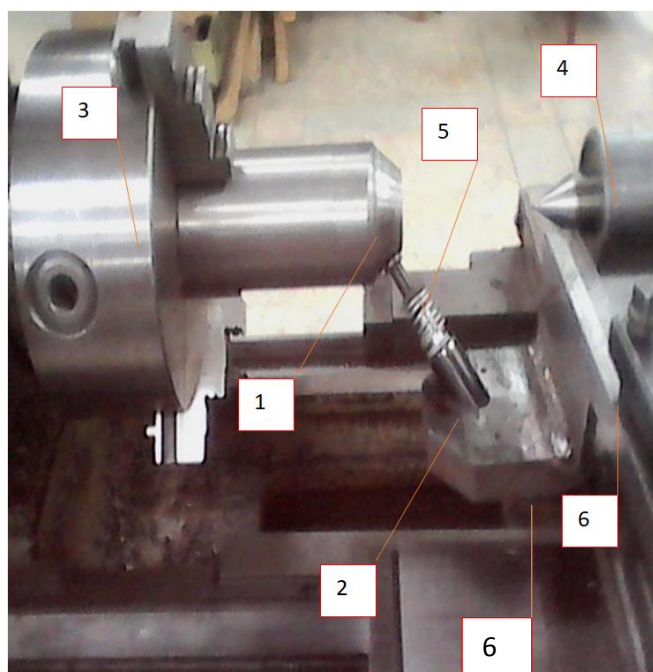


Рисунок 2.10 – Прибор для измерения динамической жесткости элементов ТС:

1 – эксцентриковый вал (или многозаходный кулачок) ; 2 – державка с упругим элементом; 3 – патрон; 4 – задний центр; 5 – упругий элемент; 6 – резцедержатель.

2.5.2 Устройство для измерения демпфирующих свойств материалов

Для определения пластичности и вязкости упруговязких материалов использовалось устройство, приведенное на рисунке 2.11. Устройство [281] было модифицировано для проведения демпфирующих свойств материалов, полученных многокомпонентных покрытий из цветных металлов, использования применяемого вибродиагностического комплекса К-5101 и разработанным СПМО [228–230] (глава 6).

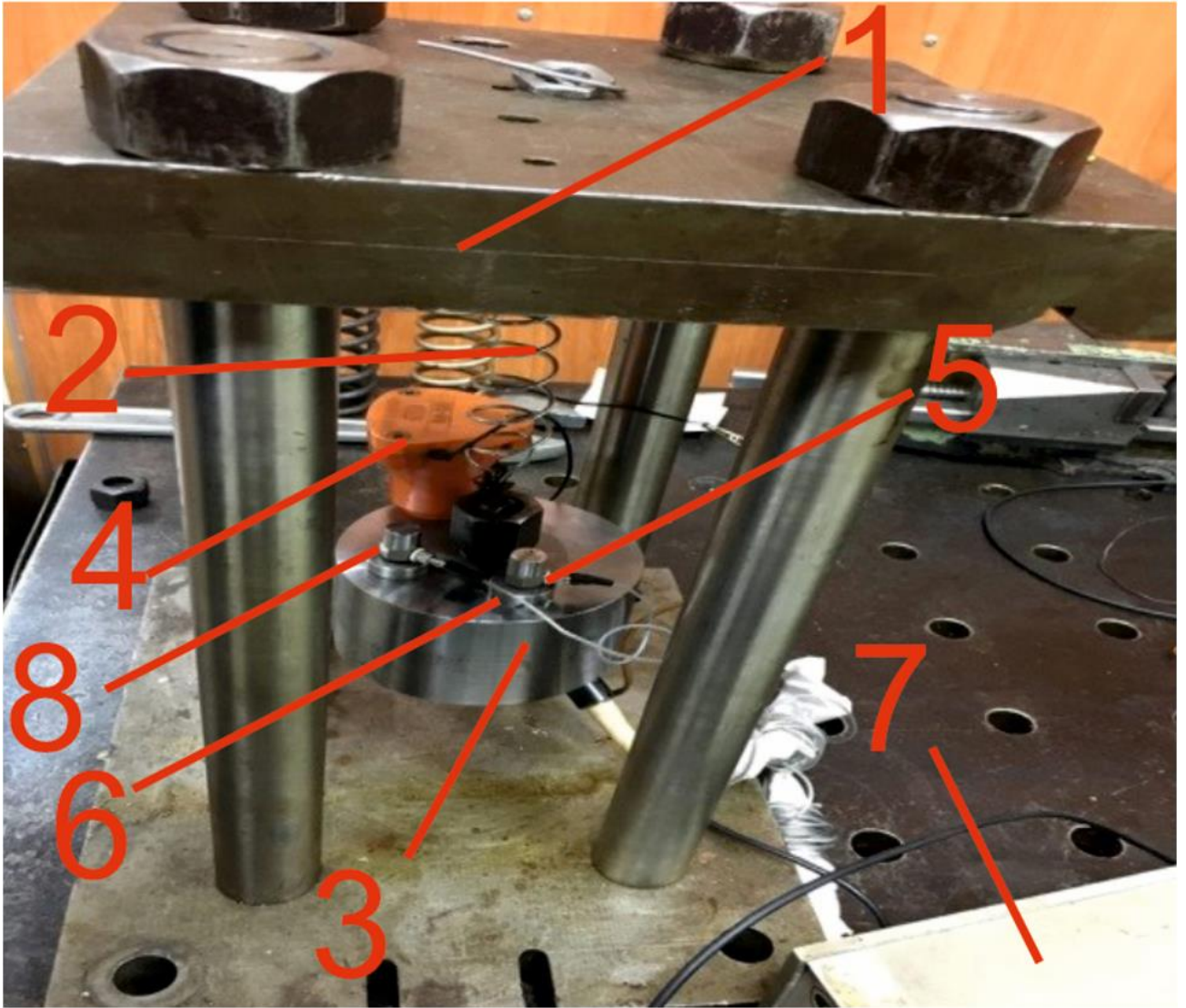


Рисунок 2.11 – Устройство для измерения демпфирующих свойств материалов:
 1 – корпус, 2 – пружина, 3 – масса, 4 – генератор электромеханический, 5 – испы-
 туемый образец, 6, 8 – акселерометры, 7 – генератор сигналов специальной фор-
 мы

2.5.3 Устройство для подсоединения диагностического оборудования и перераспределения потоков при диагностировании гидросистем

Для определения скрытых дефектов в гидроприводе технологического обо-
 рудования также возможно использование устройства для подсоединения диагно-
 стического оборудования и перераспределения потоков при диагностировании
 гидросистем [292, 306] (рисунок 2.12). Устройство позволяет локализовать иссле-
 дуемый элемент гидроаппаратуры для последующего вибромониторинга с приме-

нением вибродиагностического комплекса К-5101 и СПМО [228–230] (глава 6).



Рисунок 2.12 – Устройство для подсоединения диагностического оборудования и перераспределения потоков при диагностировании гидросистем

2.5.4 Вибратор возбуждения вибрации для воздействия на виброопоры ТС

При тестовом вибрационно-импульсном воздействии на виброопоры технологического оборудования для выявления дефектов виброгасящих опор станка или его фундамента применялся вибратор для исследования динамических процессов кинематического и силового возбуждения вибрации.

На рисунках 2.13, 2.14 приведены принципиальная схема вибратора для исследования динамических процессов кинематического и силового возбуждения вибрации и стенд для их реализации применением рукавов высокого давления (РВД) с радиальным поджатием. Физическое моделирование динамических процессов позволяет уточнять инерционно-упругие и диссипативные параметры виброопор станка и другого технологического оборудования (глава 6).

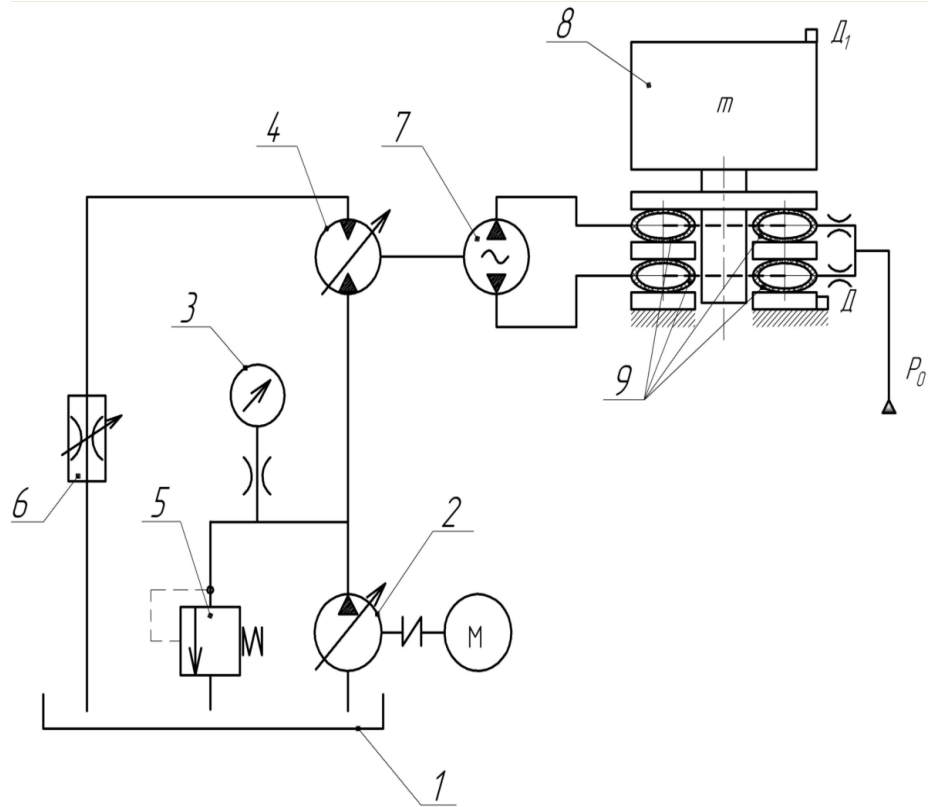


Рисунок 2.13 – Принципиальная схема вибратора для тестового вибрационно-импульсного воздействия на виброопоры станка: 1 – бак, 2 – насос с регулируемым рабочим объемом, 3 – манометр, 4 – гидромотор, 5 – предохранительный клапан, 6 – дроссель, 7 – объемный генератор колебаний, 8 – масса, 9 – исполнительные элементы вибратора на базе рукавов высокого давления (РВД) с радиальным поджатием, Д – вибродатчики (акселерометры), P_0 – источник среднего давления в РВД

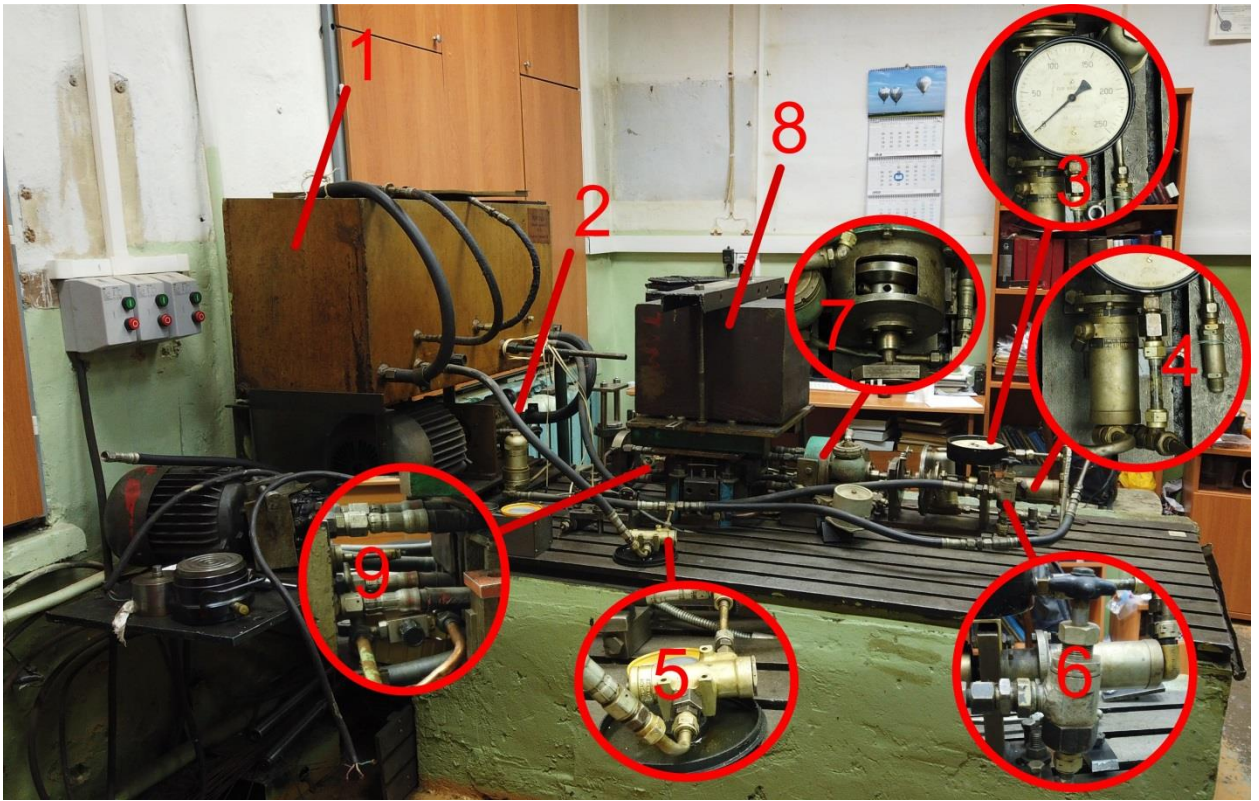


Рисунок 2.14 – Стенд для исследования динамических процессов кинематического и силового возбуждения вибрации

Модификации приведенной конструкции вибратора путем создания сейсмических вибраций защищены патентами РФ [282–286], которые рассмотрены в работах П.Я. Крауиньша, В.А. Кузьмина и др.

На рисунках 2.15, 2.16 приведены принципиальная схема установки для физического моделирования динамических процессов и стенд для их реализации. Установка позволяет экспериментально исследовать динамические процессы в системах «защищаемый объект – виброгаситель» (динамического и ударного типа). Устройство также позволяет проводить экспериментальные исследования для уточнения инерционно-упругих и диссипативных параметров динамического и ударного виброгасителей (глава 5).

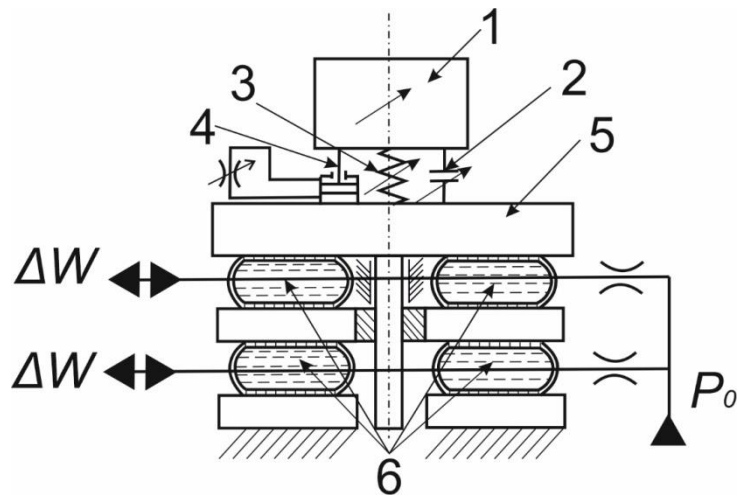


Рисунок 2.15 – Принципиальная схема установки для физического моделирования динамических процессов виброгашения: ΔW – пульсирующий объем, подаваемый объемным генератором колебаний в РВД с радиальным поджатием; $m_{ген}$ – «вибрирующая» масса; $m_{зас}$ – масса виброгасителя; $b_{зас}$ – коэффициент вязкого трения виброгасителя регулируемый; $c_{зас}$ – жесткость виброгасителя регулируемая; $\Delta_{зас}$ – регулируемый зазор (для ударного виброгасителя)

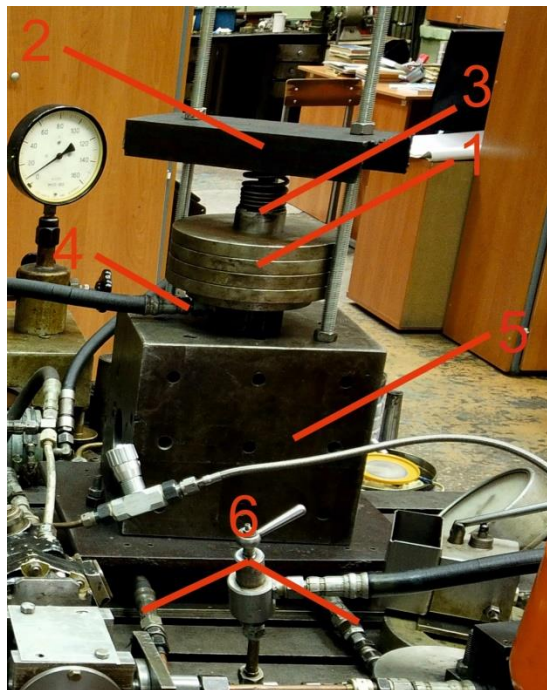


Рисунок 2.16 – Стенд для физического моделирования динамических процессов виброгашения

2.6 Стенды для физического моделирования динамических процессов в технологической системе

Для физического моделирования динамических процессов в ТС и уточнения математических моделей был разработан стенд, позволяющий проводить исследования влияния динамической нагрузки на шпиндельный узел станка.

На рисунках 2.17, 2.18 приведены принципиальная схема стенда для физического моделирования динамических нагрузок на шпиндельный узел станка и стенд для их реализации.

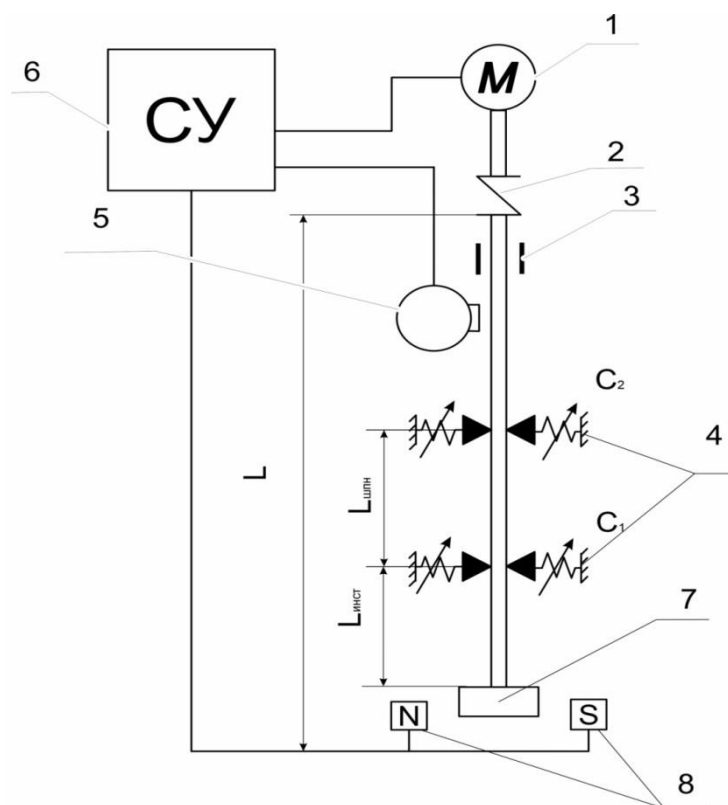


Рисунок 2.17 – Принципиальная схема стенда: 1 – электрический двигатель; 2 – муфта; 3 – радиальный подшипник; 4 – опоры с регулируемой жесткостью; 5 – измеритель частоты вращения; 6 – система управления; 7 – модель инструмента; 8 – элементы для создания нагрузки в радиальном направлении (постоянные магниты)

Проведенные экспериментальные исследования на стенде позволяют полу-

чать спектрограммы вибрации на опорах шпиндельного узла станка в разных плоскостях (XOZ , YOZ) для проверки адекватности математических моделей, описывающих динамические процессы при механообработке, а также выбора рациональных технических решений для виброзащиты ТС.

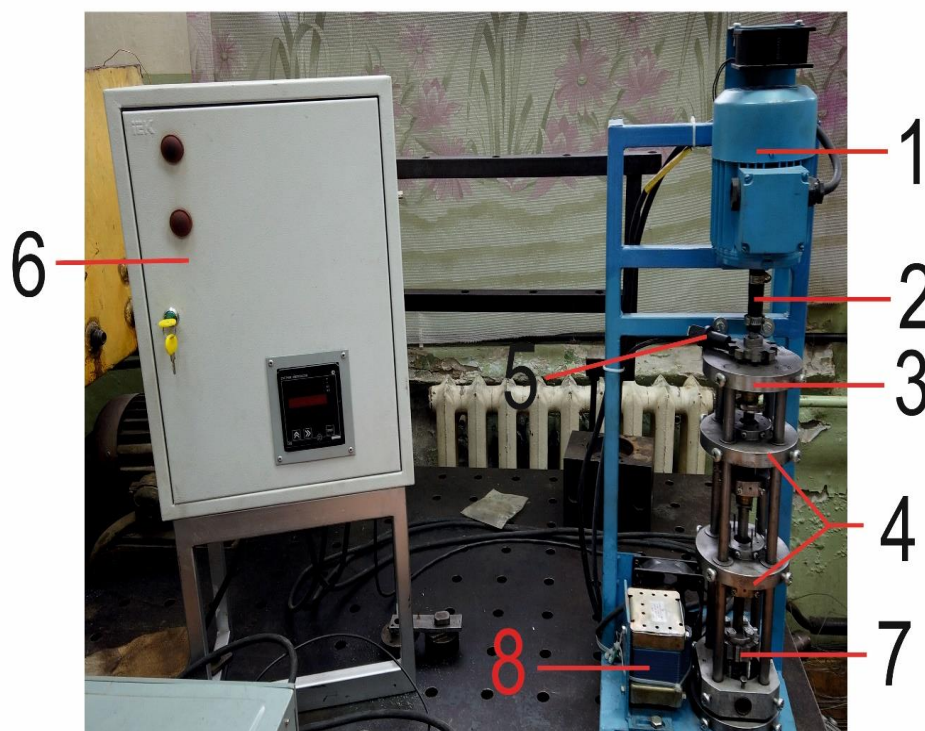


Рисунок 2.18 – Стенд для физического моделирования динамических нагрузок на шпиндельный узел станка

Стенд позволяет за счет изменения жесткости опор узлов путем изменения расстояния между опорами, а также формы сигнала от нагрузки проводить физическое моделирование с возможностью изменения инерционно-упругих и диссипативных параметров изучаемого объекта в широком частотном диапазоне от 2 до 50 Гц при использовании применяемого вибродиагностического комплекса К-5101 с разработанным СПМО [228–230].

На рисунке 2.19 приведены формы сигналов от двух датчиков, установленных на верхней и нижней опорах в направлении технологической оси X на резонансной частоте.

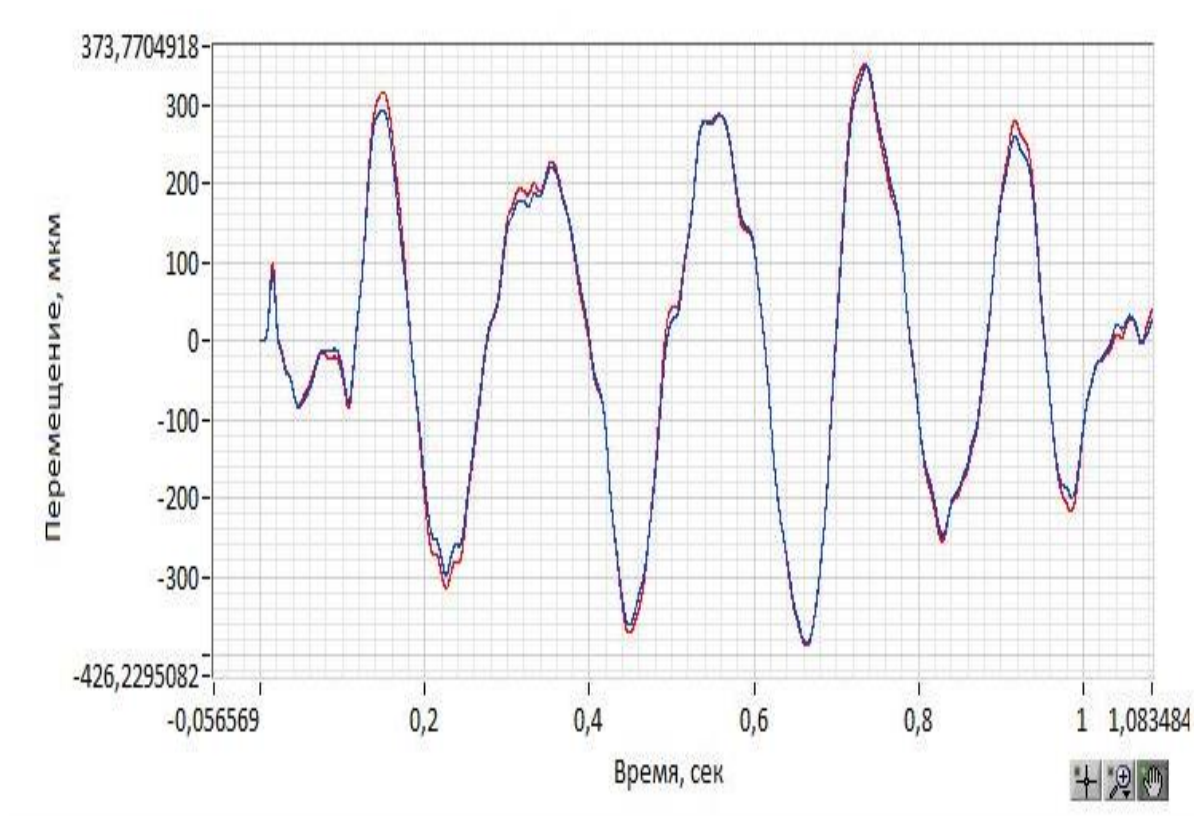


Рисунок 2.19 – Формы сигналов виброперемещений опор на резонансной частоте

Присутствуют две моды колебаний шпиндельного узла, при прохождении первой моды колебаний виброперемещения происходят в одной фазе, при прохождении второй моды – в противофазе.

На стенде также проведена серия экспериментов по автобалансировке (рисунок 2.20), что позволяет уточнить инерционные и упругие параметры шпиндельного узла и шарикового балансирующего устройства в широком частотном диапазоне. Сравнительные спектрограммы до и после применения шарикового автобалансирующего устройства приведены в главе 5.

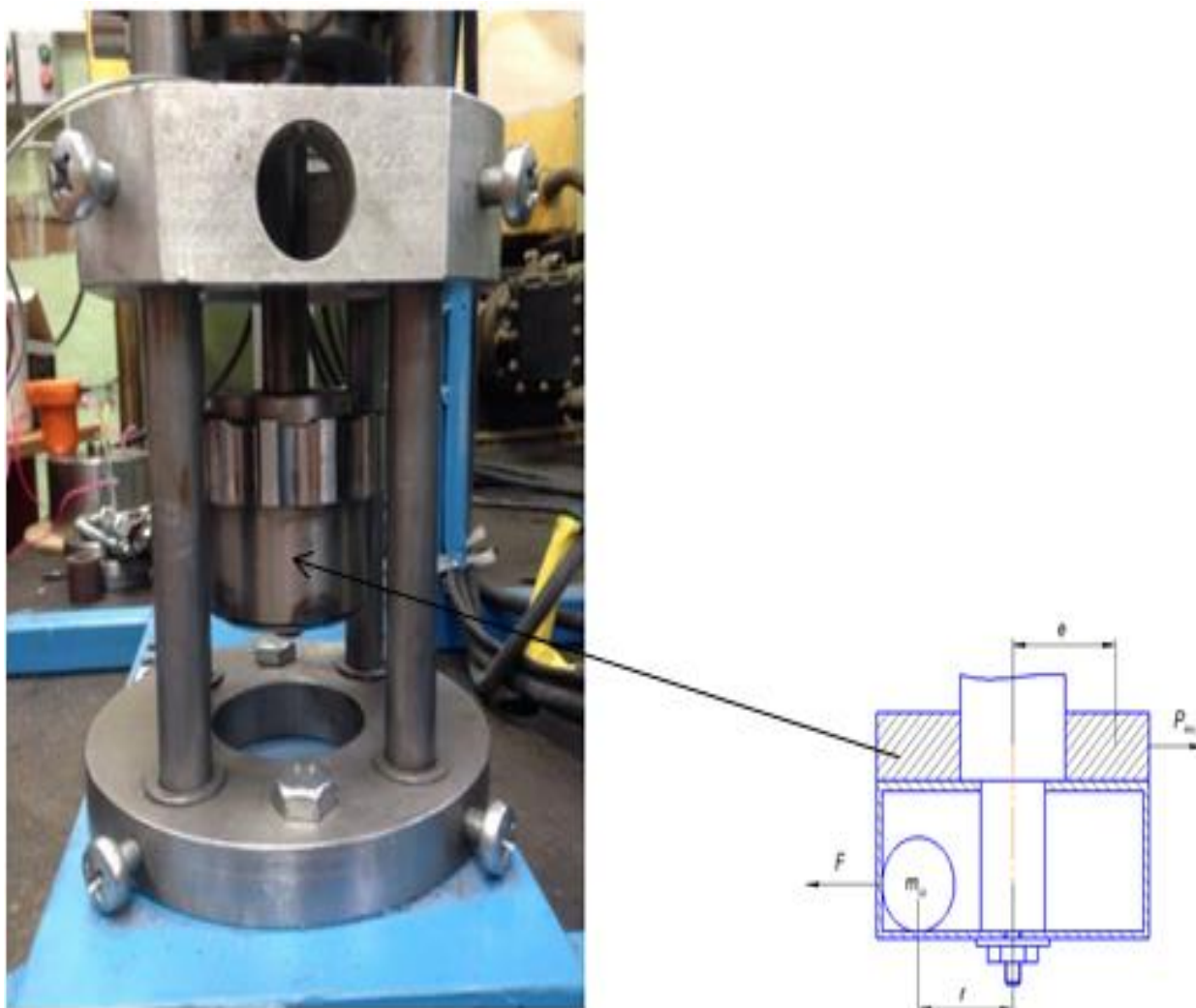


Рисунок 2.20 – Схема стенда для автобалансировки шпиндельного узла

2.7 Математические модели «внешних» и «внутренних» источников импульсно-вибрационных воздействий в ТС и конструкторско-технологические способы виброзащиты

Для пояснения предложенной концепции рассмотрены математические модели (ММ), позволяющие систематизировать причины возникновения вибрации в ТС, а также методы вибромониторинга и виброзащиты от источников импульсно-вибрационных воздействий. Проведен анализ вибрационных параметров источников импульсно-вибрационных воздействий и способов, устройств их снижения; вибрационные параметры «внешних» источников импульсно-вибрационных воздействий; вибрационные параметры «внутренних»

источников импульсно-вибрационных воздействий; математические модели технических решений по снижению уровня импульсно-вибрационных воздействий.

ММ динамических процессов в технологической системе автором рассмотрены в работах [236, 240, 242, 244, 246, 251, 253, 257, 265, 267, 268]. ММ позволяют определить параметры вибрации при действии «внешних» и «внутренних» источников при расчете частотного диапазона при заданных упруго-инерционных и диссипативных параметрах ТС для выбранных технических решений при технологических и конструкционных способах виброзащиты по результатам вибромониторинга.

Принятые допущения в ММ:

- 1) линеаризация упругодиссипативных параметров в моделях элементов ТС, описывающих их динамику;
- 2) неполное представление всех шести степеней свободы элементов ТС;
- 3) неполный учет всех факторов, действующих на ТС;
- 4) ограничение частотных и спектральных составляющих внешних и внутренних источников возбуждения;
- 5) изотропность физико-механических свойств материалов элементов ТС во всех направлениях;
- 6) приведенная жесткость узла определяется суммой их составляющих и жесткостями стыков;
- 7) не учитывается «микрорельеф» линий контакта режущего инструмента и заготовки.;
- 8) не рассматриваются волновые процессы колебаний.

В большинстве случаев рассматривается только одна мода колебаний с максимальной амплитудой на частотах возбуждения близких к ней.

На рисунке 2.21 приведена расчетная схема динамических процессов в ТС при воздействии «внешних» и «внутренних» импульсно-вибрационных источников. Такая механическая система имеет большое количество геометрических и кинематических связей. Ее динамика описывается сложной

системой дифференциальных уравнений, которую трудно анализировать.

Поэтому предлагается использовать две упрощенные модели: в первой учитываются только внешние источники вибраций, а весь рабочий механизм представляется единым твердым телом, во второй внешнее воздействие исключается и рассматривается ТС только с внутренними источниками вибраций.

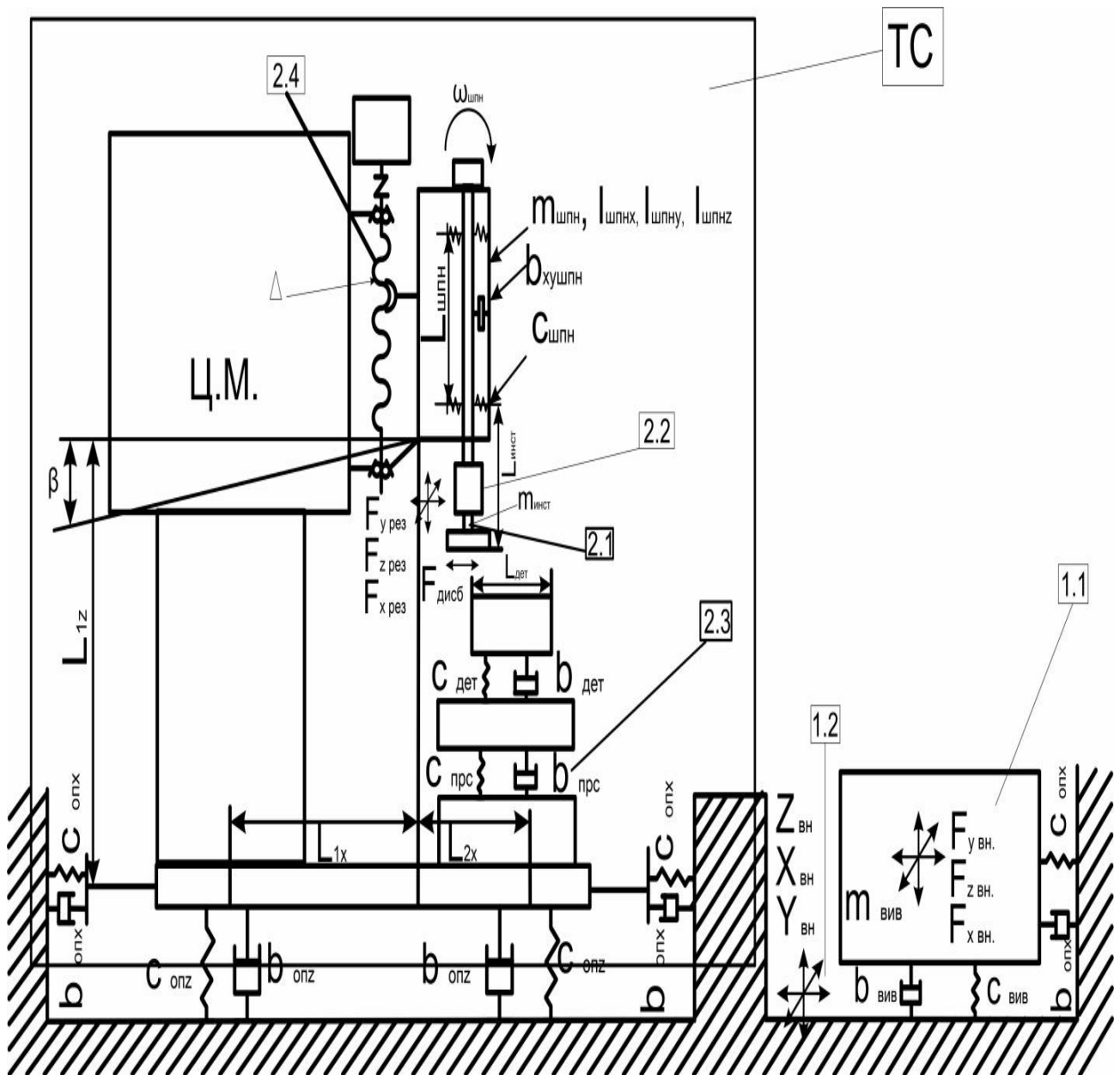


Рисунок 2.21 – Расчетная схема динамических процессов в ТС при воздействии «внешних» и «внутренних» импульсно-вибрационных источников

2.7.1 Возбуждение вибрации в технологической системе от «внешнего» источника вибрации

2.7.1.1 «Силовое» возбуждение вибрации в ТС

Силы от источника внешнего воздействия, передающиеся на грунт (или основание), возбуждают соответствующие виброперемещения $X_{вн}$, $Y_{вн}$, $Z_{вн}$, которые должны быть снижены путем установки виброгасителей ВИБ. Для случая «силового» возбуждения от ВИБ рассмотрим расчетную схему, которая приведена на рисунке 2.22, включающую в себя массу $m_{ВИБ}$, на которую действуют внешние силы $F_{ВНх.}$, при этом сама масса установлена на виброгасители, имеющие жесткости $C_{xВИБ}$ и коэффициенты вязкого трения $b_{xВИБ}$.

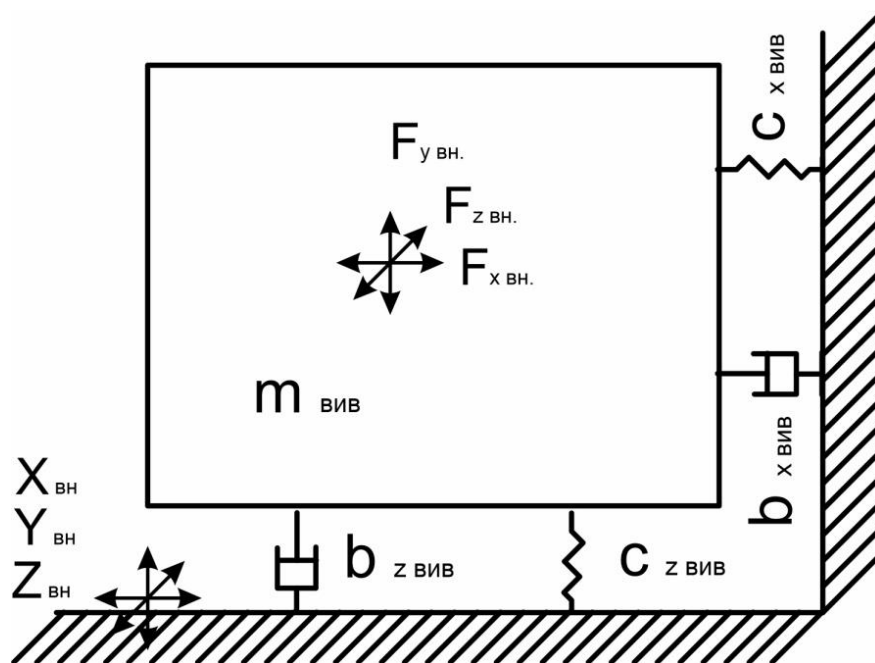


Рисунок 2.22 – Расчетная схема динамики внешнего источника вибрации «силового» возбуждения

Динамика силового возбуждения, представляющего собой источник импульсно-вибрационного воздействия, при поступательном движении описывается системой дифуравнений (2.21):

$$\begin{cases} m_{ВИВ} \cdot \ddot{x} + b_{xВИВ} \cdot \dot{x} + c_{xВИВ} \cdot x = \sum F_{i.BHx} \cdot \sin \omega_{i.BHEШ} \cdot t; \\ m_{ВИВ} \cdot \ddot{y} + b_{yВИВ} \cdot \dot{y} + c_{yВИВ} \cdot y = \sum F_{i.BHy} \cdot \sin \omega_{i.BHEШ} \cdot t; \\ m_{ВИВ} \cdot \ddot{z} + b_{zВИВ} \cdot \dot{z} + c_{zВИВ} \cdot z = \sum F_{i.BHz} \cdot \sin \omega_{i.BHEШ} \cdot t, \end{cases} \quad (2.21)$$

где $m_{ВИВ}$ – масса подвижных элементов ВИВ (кг); $b_{xВИВ}$ – коэффициенты вязкого трения, виброгасителей ВИВ в направлениях осей X, Y, Z (Н*с/м); $c_{xВИВ}$ – жесткость ВИВ в направлениях осей X, Y, Z (Н/м); $F_{BHx} = \sum F_{BH.Z} \cdot \sin \omega_{i.BHEШ} \cdot t$ – СКЗ силы «внешнего» источника сила в направлениях осей X, Y, Z (Н); $\omega_{i.BHEШ}$ – частота возбуждения (рад/с).

В данном случае необходимо применение виброгасителя источника вибрации (**22.2 ВИВ**) [237, 304]. В главе 5 приведены сравнительные спектрограммы до и после применения данного технического решения.

2.7.1.2 «Кинематическое» возбуждение вибрации в ТС

Вследствие виброперемещений $X_{внеш}, Y_{внеш}, Z_{внеш}$, которые не всегда возможно снизить до требуемого уровня, на элементах ТС возникает повышенная вибрация, обусловленная «кинематическим» возбуждением от грунта – фундамента, на который установлен станок или иное технологическое оборудование. Это может быть обусловлено тем, что ВИВ находится в малодоступной зоне или вышеуказанное техническое решение экономически нецелесообразно, например, возникновение сезонных изменений грунта – его оттаивание, замерзание и т.п. Для случая «кинематического» возбуждения в ТС рассмотрим расчетную схему, которая приведена на рисунке 2.23.

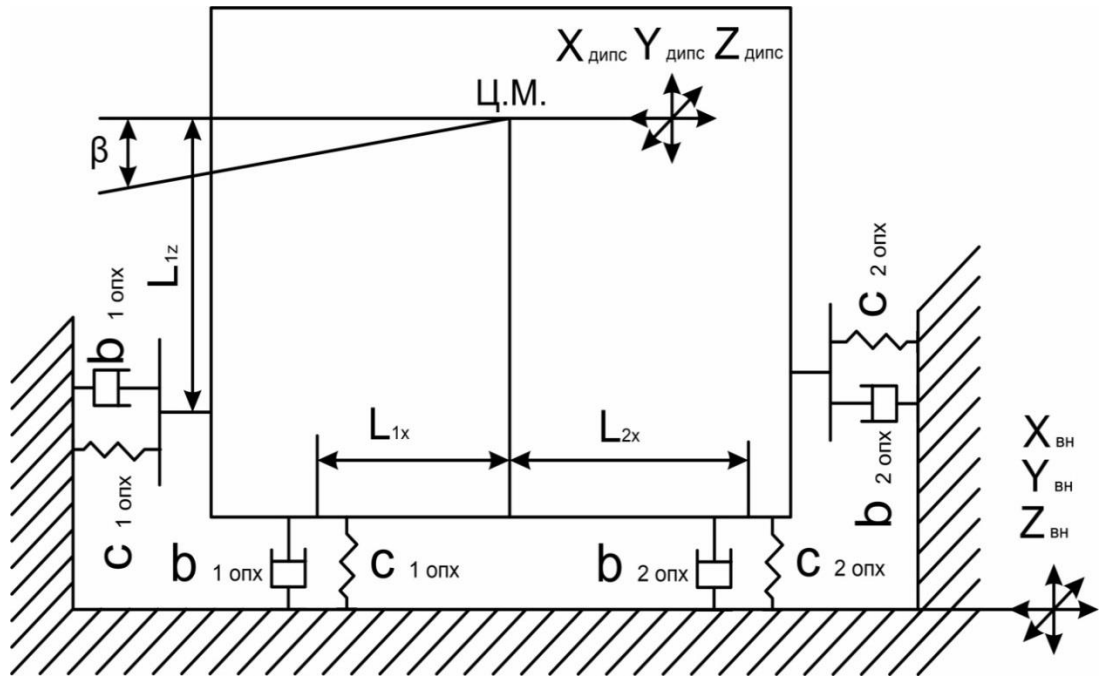


Рисунок 2.23 – Расчетная схема «кинематического» возбуждения вибрации в ТС

Динамика такой системы может быть описана системой дифуравнений (2.22):

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{TC} \cdot \ddot{z}_{TC} + b_z \cdot [2 \cdot \dot{z}_{TC} + \dot{\beta} \cdot (l_2 - l_1)] + c_z \cdot [2 \cdot z_{TC} + \beta \cdot (l_2 - l_1)] = \\ = 2 \cdot c_{опз} \cdot z_{вн} + 2 \cdot b_{опз} \cdot \dot{z}_{вн}; \\ I_{TC} \cdot \ddot{\beta}_z + b_z \cdot [(l_1 \cdot \dot{z}_{TC} + \dot{\beta} \cdot l_1) - l_2 \cdot (\dot{z}_{TC} - \dot{\beta} \cdot l_2)] + \\ + c_{опз} \cdot [l_1 (z_{TC} + \beta l_1) - l_2 (z_{TC} - \beta \cdot l_2)] = \\ = b_z \cdot \dot{z}_{вн} \cdot (l_2 - l_1) + c_z \cdot z_{вн} \cdot (l_2 - l_1); \\ m_{TC} \cdot \ddot{x}_{TC} + b_{опх} \cdot \dot{x}_{TC} + c_{опх} \cdot x_{TC} = b_{опх} \cdot x_{вн} + 2 \cdot c_{опх} \cdot x_{вн}; \\ I_{TC} \cdot \ddot{\beta}_x + b_{опх} \cdot l_z \cdot \dot{x}_{дипс} + c_{опх} \cdot l_z \cdot x_{TC} = b_{опх} \cdot l_z \cdot \dot{x}_{вн} + c_{опх} \cdot l_z \cdot x_{вн}, \end{array} \right. \quad (2.22)$$

где $\sum z_{вн} \cdot \sin \omega_{вн i} \cdot t$ или $\sum \dot{z}_{вн} \cdot \sin \omega_{вн i} \cdot t$ – параметры «внешнего» кинематического воздействия; $z_{вн}$ – СКЗ измеренные величины вибрации основания под опорой (мкм); m_{TC} – суммарная масса всех элементов ТС (кг); $I_{TC} = \frac{1}{12} m_{TC} \cdot L_{z,TC}^2$ – момент инерции ТС (кг*м²); $b_{оп}$ – коэффициент вязкого трения ВОО (Н с/м $\omega_{возб}$ – частота возбуждения (рад/с).

При условиях $\omega_{внз} \neq \omega_{внх}$ необходима дополнительная настройка демпферов ВОО по указанным осям, а также необходимо применять симулятор тестового воздействия от «внешнего» источника вибрационно-импульсного воздействия для возбуждения сейсмического гармонического или свип-сигналов и устройства их реализации для уточнения упруго-диссипативных параметров ВОО. Однако обычно $|\dot{z}_{вн}| \gg |\dot{x}_{вн}|$, что упрощает задачу виброзащиты, для реализации которой может быть использована ВОО с квазинулевой жесткостью при условии $f_{ТС} \geq f_{вн} = 5 - 6 Гц$.

Для виброзащиты от «внешних кинематических» воздействий используются виброгасящие опоры оборудования (**ВОО 22.1**) [301]. В главе 5 приведены сравнительные спектрограммы до и после применения данного технического решения.

2.7.2 ММ при возбуждении вибрации в ТС от «внутренних» источников вибрации и ее снижение технологическими способами

2.7.2.1 Вибрации в системе «инструмент–деталь»

При механообработке резанием деталей из конструкционных сталей в большинстве случаев процесс стружкообразования не является доминирующим, т. е. не оказывает существенного влияния на вибрации в ТС, которые могут рассматриваться как вынужденные или как автоколебания вследствие фазового запаздывания силы резания от толщины срезаемого слоя, что отмечено в работах: Н.А. Дроздова, В.А. Кудинова, Ю.И. Городецкого, М.Е. Эльясберга, В.Н. Андреева [1–20, 22–26, 31–36, 38–62] и др.

Рассмотрим динамические процессы в системе «инструмент–деталь», расчетная схема которой приведена на рисунке 2.24:

- а) при вынужденных колебаниях;
- б) при возникновении автоколебаний.

а) При вынужденных колебаниях динамические процессы в системе «инструмент–деталь» запишем в виде системы дифуравнений (2.23) для случая конце-

вого фрезерования ММ, описывающих виброперемещения детали, а также изгибные (крутильные колебания при торцевом фрезеровании) инструмента:

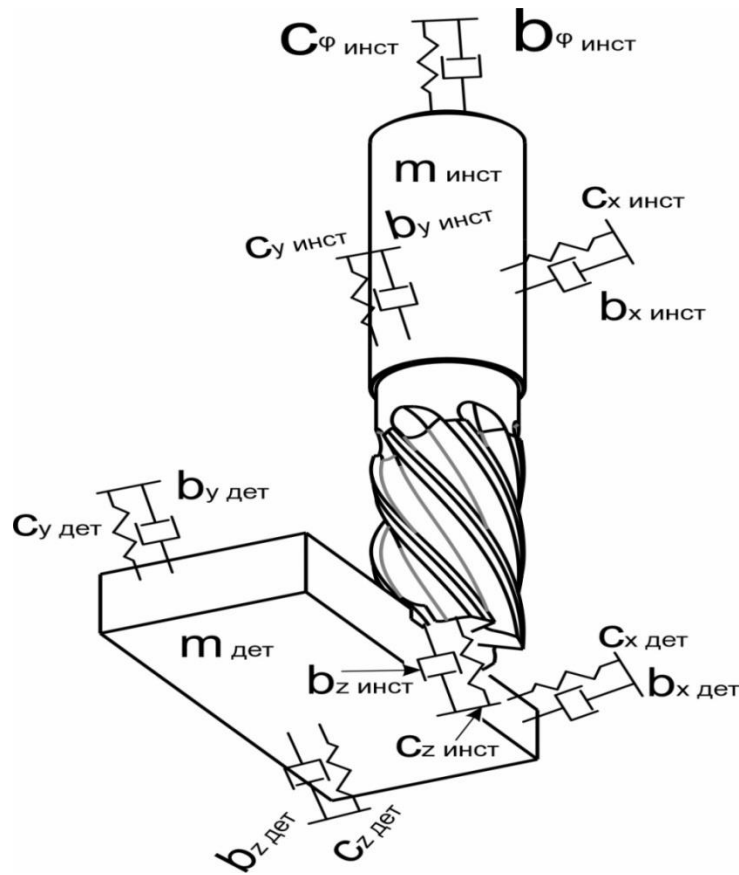


Рисунок 2.24 – Расчетная схема в системе «инструмент–деталь»

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{инст} \cdot \ddot{x}_{инст} + b_{x.инст} \cdot \dot{x}_{инст} + c_{x.инст} \cdot x_{инст} = \Delta F_{x.рез.}; \\ m_{инст} \cdot \ddot{y}_{инст} + b_{y.инст} \cdot \dot{y}_{инст} + c_{y.инст} \cdot y_{инст} = \Delta F_{y.рез.}; \\ m_{инст} \cdot \ddot{z}_{инст} + b_{z.инст} \cdot \dot{z}_{инст} + c_{z.инст} \cdot z_{инст} = \Delta F_{z.рез.}; \\ I_{z.инст} \cdot \ddot{\phi}_{z.инст} + b_{\phi.инст} \cdot \dot{\phi}_{z.инст} + c_{\phi.инст} \cdot \phi_{z.инст} = M_{z.рез.}; \\ m_{дет} \cdot \ddot{x}_{дет} + b_{дет} \cdot \dot{x}_{дет} + c_{дет} \cdot x_{дет} = \Delta F_{x.рез.}; \\ m_{дет} \cdot \ddot{y}_{дет} + b_{дет} \cdot \dot{y}_{дет} + c_{дет} \cdot y_{дет} = \Delta F_{y.рез.}; \\ m_{дет} \cdot \ddot{z}_{дет} + b_{дет} \cdot \dot{z}_{дет} + c_{дет} \cdot z_{дет} = \Delta F_{z.рез.}, \end{array} \right. \quad (2.23)$$

где $m_{инст} = I_{x.инст} / L_{инст}^2 = I_{y.инст} / L_{инст}^2$ – приведенная масса инструмента (кг); $L_{инст}$ –

вылет инструмента; $c_{x.инст} = c_{y.инст}$; $c_{\phi.инст}$ – приведенные коэффициенты из-

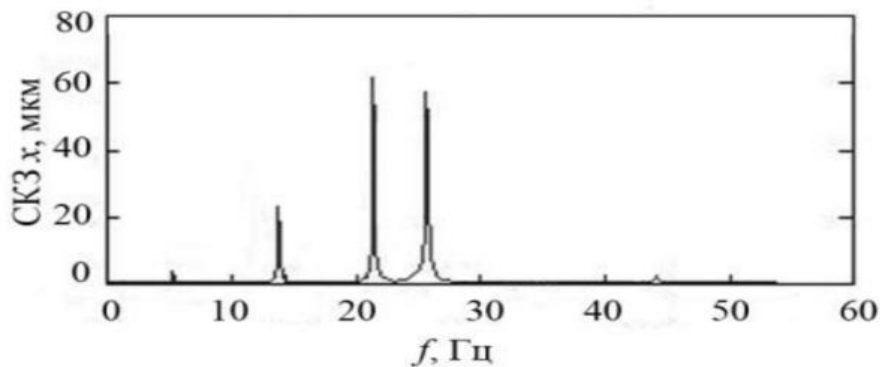
гибной и крутильной жёсткости инструмента; $m_{дет}$ – приведенная масса детали (кг);

$b_{x.y.z.инст}; b_{x.y.z.дет}$ – приведенные коэффициенты демпфирования инструмента и детали; $\dot{x}_{инстр.}; \dot{y}_{инстр.}; \dot{z}_{инстр.}; \dot{x}_{дет.}; \dot{y}_{дет.}; \dot{z}_{дет.}$ – величины виброперемещений (виброскоростей и виброусорений) инструмента и детали; $\Delta F_{рез.XYZ}$ – динамические составляющие силы резания по осям X, Y, Z , которые могут быть записаны в виде системы уравнений (2.24):

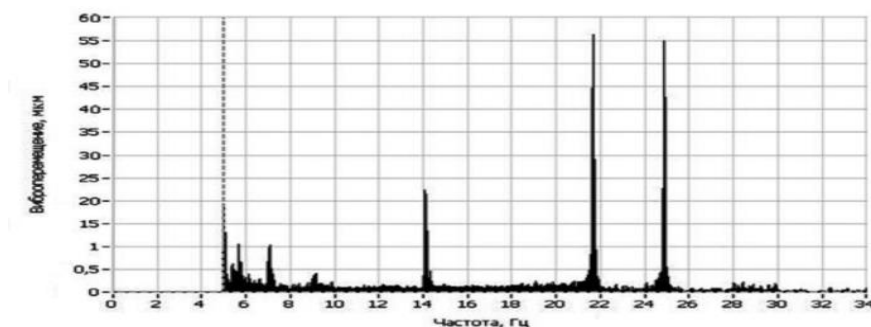
$$\begin{cases} \Delta F_{x,рез.} = -\Delta F_{t,рез.} \cdot \cos(z \cdot \omega_{инст.}) - \Delta F_{r,рез.} \cdot \sin(z \cdot \omega_{инст.}); \\ \Delta F_{y,рез.} = \Delta F_{t,рез.} \cdot \sin(z \cdot \omega_{инст.}) - \Delta F_{r,рез.} \cdot \cos(z \cdot \omega_{инст.}); \\ \Delta F_{z,рез.} = \Delta F_{z,рез.j.} \cdot \sin(z \cdot \omega_{инст.}); \\ \Delta M_{z,рез} = (\Delta F_{t,рез.} \cdot \cos(z \cdot \omega_{инст.}) - \Delta F_{r,рез.} \cdot \sin(z \cdot \omega_{инст.})) \cdot d_{инст}, \end{cases} \quad (2.24)$$

Моделирование динамических процессов в системе «инструмент–деталь» показывает, что наблюдается возрастание амплитуд вибрации на частотах, определяемых собственными частотами детали, а также изгибными колебаниями для концевых фрез и крутильными колебаниями для торцевых фрез инструмента.

На рисунке 2.25 приведены спектрограммы виброперемещений на обрабатываемой детали: а) расчетные при моделировании по дифуравнению (2.23); б) экспериментальные при фрезеровании на станке MCV-400 (деталь из стали 40 X). Анализ показывает хорошую сходимость рассмотренной ММ.



а



б

Рисунок 2.25 – Спектрограммы виброперемещений на обрабатываемой детали: а) расчетные при моделировании по дифуравнению (2.23); б) экспериментальные при фрезеровании на станке MCV-400 (деталь из Стали 40 X)

б) Возникновение автоколебаний, причиной которых является запаздывание изменения силы резания при изменении толщины срезаемого слоя, рассмотрены в работах В.А. Кудинова, М.Е. Эльясберга, И.Г. Жаркова, В.М. Свинина [31–36, 38–62] и др. В данном случае динамические процессы в системе «инструмент–деталь» (значения переменных составляющих тангенциальной и радиальной сил резания) необходимо записать в виде уравнений:

$$\Delta F_{t.рез.}(\tau + T_z) = K_z \cdot B \cdot \Delta a(\tau);$$

$$\Delta F_{r.рез.}(\tau + T_r) = k_{тр.} \cdot \Delta F_{t.рез.},$$

где K_z – коэффициент резания, определяемый физико-механическими свойствами обрабатываемого материала и геометрией инструмента $\Gamma_{инстр}(n_{инст}; d_{инст}; z_{инст}; \alpha_{инст}; \gamma_{инст}; \omega_{инст}; t_{инст})$; T_z, T_r – постоянные времени запаздывания, определяемые экспериментально; $\Delta a(\tau)$ – толщина срезаемого слоя; $k_{тр.}$ – коэффициент трения о переднюю поверхность инструмента. Такой подход также встречается в работах П. Ли, К. Л, С. Ган и др.

Однако при обработке высокопрочных титановых сплавов и жаропрочных сталей указанный процесс стружкообразования является доминирующим, что отмечено в работах: К. Ahmadi, Y. Altintas, Р. Командури, Р. Браун, Ван Туркович [111–115, 119, 120] и др. Как следствие в процессе обработки таких материалов возникают вибрации в зоне резания, т. е. автоколебания, которые оказывают зна-

чительное воздействие на динамику ТС, что также необходимо учитывать при составлении ММ. Как правило, указанный эффект проявляется в значительном увеличении изгибных и крутильных колебаний в системах «инструмент–деталь», «инструмент–шпиндель», «деталь приспособление»:

$$f_{\text{дет.}} = f_{\text{шпн}} \cdot z, \quad f_{\text{инст.}} = f_{\text{шпн}} \cdot z,$$

«биение» на частотах: $f_{\text{дет.}} + f_{\text{инст.}} / 2 = f_i$, если $f_{\text{дет.}} \approx f_{\text{инст.}}$; $f_{\text{дет.}} \approx f_{\text{шпн}} \cdot z$.

В данном случае также возможно применение способов снижения уровня вибрации коррекцией режимов механообработки $\Phi_{\text{мо}} \rightarrow PO(n_{\text{шпн}}; s_z; t; B)$ и коррекции геометрии инструмента. $\Phi_{\text{геоминст}} \rightarrow \Gamma_{\text{инстр}}(n_{\text{шпн}}; d_{\text{инст}}; z_{\text{инст}}; \alpha_{\text{инст}}; \gamma_{\text{инст}}; \omega_{\text{инст}}; t_{\text{инст}})$ (21.1 КРМ; 21.3 КГИ), коррекции режимов механообработки [231, 233, 234, 235, 237, 240].

Данный процесс недостаточно изучен, необходимо провести серию экспериментов для выявления таких режимов и геометрии инструмента, при которых уровень вибрации был минимален, а эффективность механообработки максимальна. Особенности применения указанных способов при обработке высокопрочных титановых сплавов рассмотрены в главе 4.

2.7.2.2 Вибрации в системе «инструмент–шпиндель»

При работе шпиндельного узла под действием динамических составляющих сил и моментов от сил резания возникают значительные вибрации. Для выявления резонансных частот шпиндельного узла рассмотрим расчетную схему, которая приведена на рисунке 2.26.

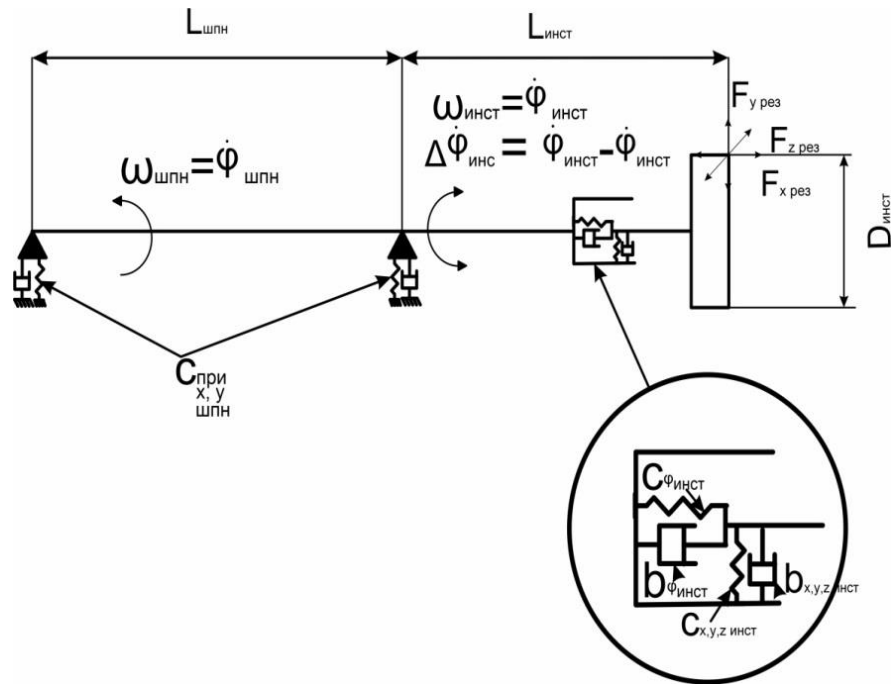


Рисунок 2.26 – Расчетная схема в системе «инструмент–шпиндель»

Динамические процессы в системе «инструмент–шпиндель» запишем в виде системы дифференциальных уравнений (2.25) для неподвижной системы координат:

$$\begin{cases}
 m_{шпн.} \cdot \ddot{x}_{шпн} + b_{x.шпн.} \cdot \dot{x}_{шпн} + c_{x.пр.шпн.} \cdot x_{шпн.} = \\
 = b_{x.инст.} \cdot (\dot{x}_{шпн} - \dot{x}_{инст.}) + c_{x.инст.} \cdot (x_{шпн} - x_{инст.}); \\
 m_{шпн.} \cdot \ddot{y}_{шпн.} + b_{y.шпн.} \cdot \dot{y}_{шпн.} + c_{y.пр.шпн.} \cdot y_{шпн.} = \\
 = b_{y.инст.} \cdot (\dot{y}_{шпн} - \dot{y}_{инст.}) + c_{y.инст.} \cdot (y_{шпн} - y_{инст.}); \\
 m_{шпн.} \cdot \ddot{z}_{шпн.} + b_{z.шпн.} \cdot \dot{z}_{шпн.} + c_{z.пр.шпн.} \cdot z_{шпн.} = \\
 = b_{z.инст.} \cdot (\dot{z}_{шпн} - \dot{z}_{инст.}) + c_{z.инст.} \cdot (z_{шпн} - z_{инст.}); \\
 I_{z.шпн.} \cdot \ddot{\phi}_{z.инст.} + b_{z.шпн.} \cdot \dot{\phi}_{z.шпн.} + c_{z.шпн.} \cdot \phi_{z.шпн.} = \\
 = b_{\phi.инст.} \cdot (\dot{\phi}_{z.шпн.} - \dot{\phi}_{z.инст.}) + c_{\phi.инст.} \cdot (\phi_{z.шпн.} - \phi_{z.инст.}); \\
 m_{инст.} \cdot \ddot{x}_{инст.} + b_{x.инст.} \cdot \dot{x}_{инст.} + c_{x.инст.} \cdot x_{инст.} = \Delta F_{x.рез.}; \\
 m_{инст.} \cdot \ddot{y}_{инст.} + b_{y.инст.} \cdot \dot{y}_{инст.} + c_{y.инст.} \cdot y_{инст.} = \Delta F_{y.рез.}; \\
 m_{инст.} \cdot \ddot{z}_{инст.} + b_{z.инст.} \cdot \dot{z}_{инст.} + c_{z.инст.} \cdot z_{инст.} = \Delta F_{z.рез.}; \\
 I_{z.инст.} \cdot \ddot{\phi}_{z.инст.} + b_{\phi.инст.} \cdot \dot{\phi}_{z.инст.} + c_{\phi.инст.} \cdot \phi_{z.инст.} = M_{z.рез.},
 \end{cases} \quad (2.25)$$

где $m_{пр.шпн.} = m_{пр.инст.} + K_m \cdot m_{шпн.}$ – приведенная масса шпиндельного узла

(кг) $K_m = 0,3 \cdot \frac{L_{инст.}}{L_{инст.} + L_{шпн.}}$; $c_{x.пр.шпн.} = c_{y.пр.шпн.} = c_{шпн.} \cdot K_c$ – приведенная жест-

кость шпиндельного узла (Н/м) ; $K_c = \frac{L_{шпн}}{(L_{инст} + L_{шпн})}$; $L_{шпн}$ – расстояние между опорами шпинделя (м), в рассматриваемом случае учитываем только жесткость опор.

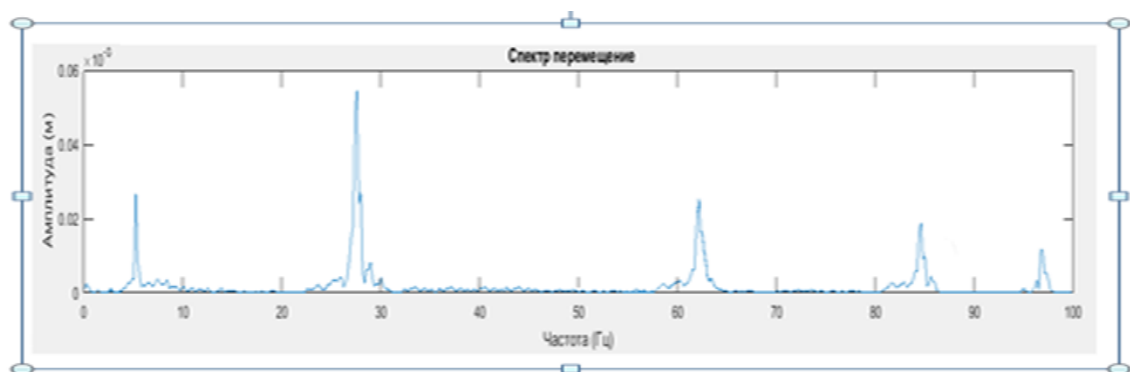
Моделирование динамических процессов в указанной системе показывает, что наблюдается возрастание амплитуд вибрации на частотах, определяемых изгибными и крутильными колебаниями шпинделя:

$$f_{зубц} = f_{шпн} \cdot z \neq f_{изгб.} = \sqrt{\frac{C_{шп.х.у}}{I_{х.у.шпн}}} ; \quad (2.26)$$

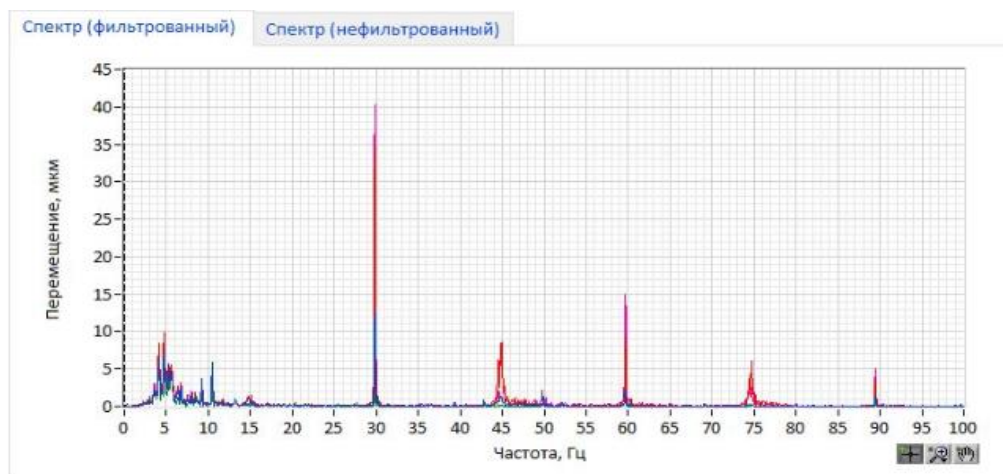
$$f_{зубц} = f_{шпн} \cdot z \neq f_{з.крут.} = \sqrt{\frac{C_{з.шпн.}}{I_{з.шпн}}} , \quad (2.27)$$

$I_{экр.инст.шпн.} = I_{х.инст.шпн.} = I_{у.инст.шпн.}$ – экваториальный приведенный момент инерции инструмента и инструментальной оснастки ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$) для торцевых фрез, имеющих сопоставимый инерционный параметр; $I_{з.инст}$ – осевой момент инерции инструмента и инструментальной оснастки ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$) (для концевых фрез при $L_{инст}/d_{инст} < 3-5$ ($I_{экр.инст} \ll I_{з.инст}$)).

На рисунке 2.27 приведены спектрограммы виброперемещений на шпиндельном узле станка: а) расчетные при моделировании по дифуравнению (2.25); б) экспериментальные на шпиндельном узле станка MCV-400 при фрезеровании детали из Стали 40 X.



а



б

Рисунок 2.27 – Спектрограммы виброперемещений на шпиндельном узле станка: а) расчетные при моделировании по дифуравнению (2.25); б) экспериментальные на шпиндельном узле станка MCV-400 при фрезеровании детали из Стали 40 X

Анализ показывает хорошую сходимость рассмотренной ММ. Вынужденные колебания в системах «инструмент–шпиндель» и «деталь–приспособление» для нежесткой детали, при которых следует избегать совпадения собственных изгибных и крутильных колебаний с частотами возбуждения на оборотной и «зубцовой» частотах (2.26, 2.27):

$$f_{зубц} \leq (0,7 - 0,75) \cdot f_{изгиб} \cdot f_{зубц} \leq (0,7 - 0,75) \cdot f_{з.крут}; z = 1, 2, 3 \dots$$

Рассмотренная ММ не дает полного описания динамических процессов в ТС, что позволяет определить резонансные частоты шпиндельного узла с целью применения технических решений для снижения уровня вибраций. В данном случае также возможно использование способов снижения уровня вибрации применением коррекции режимов механообработки (21.1 КР) или (21.3 КГИ) коррекции геометрии инструмента [231, 233, 234, 235, 237, 240]. Особенности применения указанных способов при механообработке рассмотрены в главе 4.

Возможно также применение виброгасителей колебаний вязкого трения динамического или ударного типа (22.3 ВД) [232, 234, 235, 239], (22.5 ВВТ) [265, 266, 292].

В главе 5 приведены сравнительные спектрограммы до и после применения данного технического решения.

2.7.2.3 Вибрации в системе «деталь–приспособление»

Рассмотрим динамические процессы в системе «деталь–приспособление», расчетная схема которой приведена на рисунке 2.28.

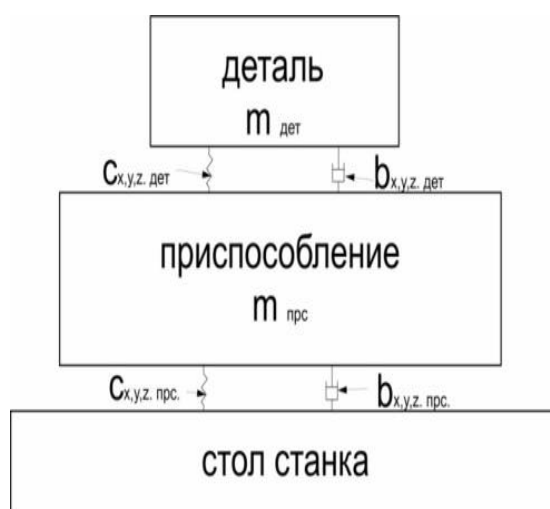


Рисунок 2.28 – Расчетная схема в системе «деталь–приспособление»

Динамические процессы в системе «инструмент–шпиндель» можно записать в виде системы дифуравнений (2.28):

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{дет} \cdot \ddot{x}_{дет} + b_{x.дет} \cdot (\dot{x}_{прс} - \dot{x}_{дет}) + c_{x.дет} \cdot (x_{прс} - x_{дет}) = \Delta F_{x.pez}; \\ m_{дет} \cdot \ddot{y}_{дет} + b_{y.дет} \cdot (\dot{y}_{прс} - \dot{y}_{дет}) + c_{дет} \cdot (y_{прс} - y_{дет}) = \Delta F_{y.pez}; \\ m_{дет} \cdot \ddot{z}_{дет} + b_{дет} \cdot (\dot{z}_{прс} - \dot{z}_{дет}) + c_{дет} \cdot (z_{прс} - z_{дет}) = \Delta F_{z.pez}; \\ m_{прс} \cdot \ddot{x}_{прс} + b_{x.прс} \cdot \dot{x}_{прс} + c_{x.прс} \cdot x_{прс} = b_{x.дет} \cdot (\dot{x}_{дет} - \dot{x}_{прс}) + \\ + c_{x.дет} \cdot (x_{дет} - x_{прс}); \\ m_{прс} \cdot \ddot{y}_{прс} + b_{y.прс} \cdot \dot{y}_{прс} + c_{y.прс} \cdot y_{прс} = b_{y.дет} \cdot (\dot{y}_{дет} - \dot{y}_{прс}) + \\ + c_{y.дет} \cdot (y_{дет} - y_{прс}); \\ m_{прс} \cdot \ddot{z}_{прс} + b_{z.прс} \cdot \dot{z}_{прс} + c_{z.прс} \cdot z_{прс} = b_{z.дет} \cdot (\dot{z}_{дет} - \dot{z}_{прс}) + \\ + c_{z.дет} \cdot (z_{дет} - z_{прс}), \end{array} \right. \quad (2.28)$$

где $m_{дет}, m_{прс}$ – приведенные массы детали и приспособления (кг);
 $b_{x.y.z.дет}, b_{x.y.z.прс}$ – приведенные коэффициенты демпфирования (Н с/м);
 $C_{x.y.z.дет}, C_{x.y.z.прс}$ – соответственно приведенные жесткости (Н/м) в направлении технологических осей X, Y, Z ; $\dot{x}_{прс}; \dot{y}_{прс}; \dot{z}_{прс}; \dot{x}_{дет}; \dot{y}_{дет}; \dot{z}_{дет}$ – величины виброперемещений (виброскоростей и виброусорений) приспособления и детали.

Так как жесткость приспособления, как правило, больше или сопоставима с жесткостью детали, т. е. $C_{x.y.z.прс} \gg C_{x.y.z.дет}$. $C_{x.y.z.прс} \approx C_{x.y.z.дет}$, моделирование динамических процессов в указанной системе показывает, что наблюдается возрастание амплитуд вибрации на частотах, определяемых собственными частотами детали (2.29) при совпадении с зубцовой частотой или частотой автоколебаний, возникающей при механообработке.

$$\omega_{зубц} = \omega_{шпн.} \cdot z = \Omega^*_{дет.Xi.Yi.Zi} = \sqrt{\frac{[c_{дет}]}{[m_{дет}]}} \quad (2.29)$$

где $[c_i]$, $[m_i]$ – матрицы коэффициентов приведенных жесткостей и масс детали.

В данном случае необходимо применять следующие технические решения:

- а) изменение схемы закрепления детали и использование вспомогательных опор;
- б) применение виброгасителей колебаний вязкого трения (**22.3 ВД**) [265, 266, 292] или (**22.5 ВВТ**) [232, 234, 235, 239] для снижения уровня вибрации (глава 5);
- в) изготовление элементов ТС с повышенными демпфирующими свойствами, под которыми подразумевается наплавка на элементы ТС (приспособления, корпуса инструмента и др.) слоев материалов, обладающих указанными свойствами (**АТ 21.5**) [271–274, 281] (глава 4).

Сравнительные спектрограммы до и после применения указанных технических решений приведены в главах 5, 6.

2.7.2.4 Математические модели при возбуждении вибрации в ТС от «внутренних» источников вибрации и ее снижение конструкционными способами

2.7.2.4.1 Вибрации в системе «деталь – динамический виброгаситель»

При обработке резанием возможно возникновение вибраций на элементах ТС, что снижает эффективность механообработки. В рассматриваемом случае для снижения уровня вибрации, например, детали, возможно применение динамического виброгасителя. Динамические процессы в системе «деталь – динамический виброгаситель» могут быть представлены в виде расчетной схемы, приведенной на рисунке 2.29.

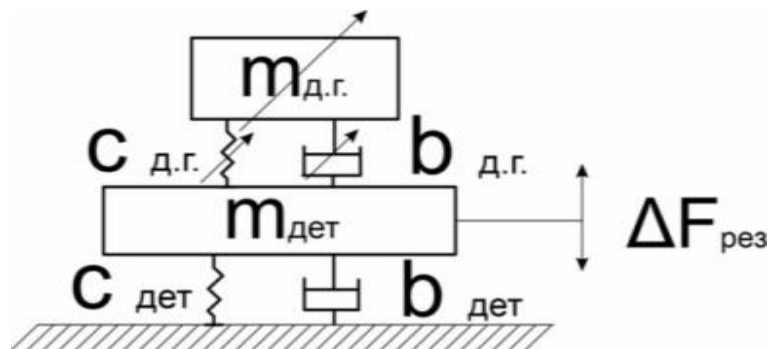


Рисунок 2.29 – Расчетная схема в системе «деталь – динамический виброгаситель»

Соответствующая ММ приведена в виде системы дифуравнений (2.30) для случая одномерных вибраций:

$$\begin{cases} m_{дет} \cdot \ddot{x}_д + b_{дет} \cdot \dot{x}_дет + b_{дет} \cdot (\dot{x}_дет - \dot{x}_{вгд}) + c_{дет} \cdot x_д + c_{дет} \cdot (x_дет - x_{вгд}) = \\ = \sum F_{x_i} \cdot \sin \omega_i \cdot z \cdot t; \\ m_{вгд} \cdot \ddot{x}_{вгд} + b_{вгд} \cdot (\dot{x}_{вгд} - \dot{x}_дет) + c_{вгд} \cdot (x_{вгд} - x_дет) = 0. \end{cases} \quad (2.30)$$

Здесь $c_{вгд}$ – жесткость динамического виброгасителя (Н/м); $m_{вгд}$ – масса динамического виброгасителя (кг); $b_{вгд}$ – коэффициент демпфирования динамического виброгасителя (Н с/м).

Путем настройки инерционных, упругих и диссипативных параметров динамического виброгасителя, при выполнении условия (2.31), получаем «зону антирезонанса», на которой уровень вибрации детали снижается:

$$\sqrt{c_{дет}/m_{дет}} = \sqrt{c_{вгд}/m_{вгд}}. \quad (2.31)$$

В главе 5 приведены сравнительные спектрограммы до и после применения данного технического решения динамического виброгасителя (22.5. ВД) [265, 266, 292].

2.7.2.4.2 Вибрации в системе «деталь – ударный односторонний виброгаситель»

Динамические процессы в системе «деталь – ударный односторонний виброгаситель» могут быть представлены в виде расчетной схемы, приведенной на рисунке 2.30

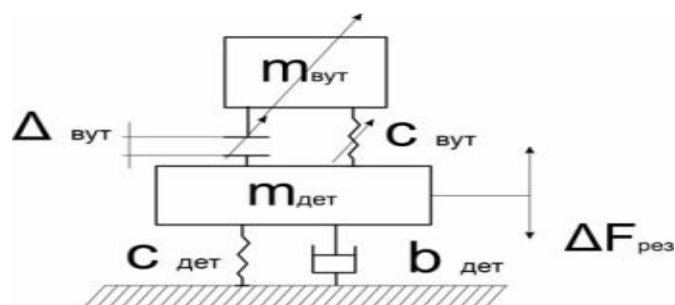


Рисунок 2.30 – Расчетная схема в системе «деталь – ударный односторонний виброгаситель»

Соответствующая ММ приведена в виде системы дифуравнений (2.32) для случая одномерных вибраций:

$$\begin{cases} m_{дет} \cdot \ddot{x}_{дет} + b_{дет} \cdot \dot{x}_{дет} + b_{дет} \cdot (\dot{x}_{дет} - \dot{x}_{вуг}) + c_{дет} \cdot x_{дет} + \\ + c_{дет} \cdot (x_{дет} - x_{вуг}) = \sum \Delta F_{рез} \cdot \sin \omega_i \cdot z \cdot t; \\ m_{вуг} \cdot \ddot{x}_{вуг} + b_{вуг} \cdot (\dot{x}_{вуг} - \dot{x}_{дет}) + c_{вуг} \cdot (x_{вуг} - x_{дет}) = 0. \end{cases} \quad (2.32)$$

Здесь $C_{\text{вум}}$ – жесткость ударного виброгасителя (Н/м); $m_{\text{вум}}$ – масса ударного виброгасителя (кг); $b_{\text{вум}} \approx \frac{1}{2\pi} \cdot m_{\text{вум}} \cdot \omega_i \cdot (1 - r_{\text{вост}}^2)$ – коэффициент демпфирования ударного виброгасителя (Н с/м) ($r_{\text{вост}} \approx 0,8$ – коэффициент восстановления скорости при ударе).

Максимальный эффект виброгашения достигается при выполнении условия (2.33) для минимального уровня вибрации на обрабатываемой детали:

$$\sqrt{C_{\text{дем}}/m_{\text{дем}}} = 2 \cdot \sqrt{C_{\text{вум}}/m_{\text{вум}}} \quad (2.33)$$

Выполнение данного условия достигается за счет настройки инерционных, упругих, а также диссипативных параметров ударного виброгасителя путем изменения величины зазора $\Delta \leq 0$, обеспечивающего его «подключение» при определенном уровне вибрации $x_{\text{дем}}$ и частоте ω_i .

В главе 5 приведены сравнительные спектрограммы до и после применения ударного виброгасителя (**22.6 ВУТ**) [267, 294].

2.7.2.4.3 Вибрации в системе «деталь – виброгаситель вязкого трения»

Обработка резанием нежесткой детали приводит к возникновению повышенного уровня вибрации, что также снижает эффективность механообработки. В рассматриваемом случае для снижения уровня вибрации, например, детали, возможно применение виброгасителя вязкого трения.

Динамические процессы в системе «деталь – виброгаситель вязкого трения» может быть представлены в виде расчетной схемы, приведенной на рисунке 2.31.

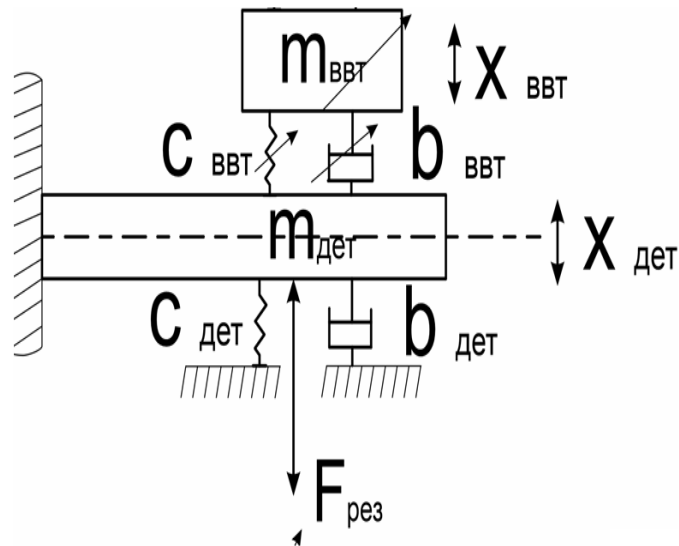


Рисунок 2.31 – Расчетная схема системы «деталь – виброгаситель вязкого трения»: 1 – деталь; 2 – корпус виброгасителя вязкого трения

Соответствующая ММ приведена в виде системы дифуравнений (2.34) для случая одномерных вибраций:

$$\begin{cases} m_{дет} \cdot \ddot{x}_{дет} + b_{дет} \cdot \dot{x}_{дет} + b_{дет} \cdot (\dot{x}_{дет} - \dot{x}_{ввт}) + c_{дет} \cdot x_{дет} + \\ + c_{дет} \cdot (x_{дет} - x_{ввт}) = \sum \Delta F_{ХРЕЗ} \cdot \sin \omega_i \cdot z \cdot t; \\ m_{ввт} \cdot \ddot{x}_{ввт} + b_{ввт} \cdot (\dot{x}_{ввт} - \dot{x}_{дет}) + c_{ввт} \cdot (x_{ввт} - x_{дет}) = 0, \end{cases} \quad (2.34)$$

где $m_{дет}$, $m_{ввт}$ – массы детали и виброгасителя вязкого трения (кг); $c_{дет}$, $c_{ввт}$ – жесткости детали и виброгасителя вязкого трения Н/м; $b_{дет}$, $b_{ВВТ}$ – коэффициенты демпфирования детали и виброгасителя Н·с/м.

Максимальный эффект виброгашения достигается при выполнении условия (2.35), в результате чего уровень вибрации детали будет минимален:

$$\frac{b_{ВВТ}}{m_{ВВТ}} \approx \sqrt{\frac{c_{дет}}{m_{ВВТ} + m_{дет}}}. \quad (2.35)$$

В главе 5 приведены сравнительные спектрограммы до и после применения виброгасителя вязкого трения (22.3 ВВТ) [44].

2.7.2.4.4 Вибрации в ТС при наличии люфтов в ШВП и в других подвижных элементах

Наличие люфтов в ШВП и в других подвижных элементах ТС способствует повышению уровня вибрации в ТС, что также снижает эффективность механообработки.

Динамические процессы, происходящие в ТС при наличии люфтов в ШВП и в других подвижных элементах, могут быть представлены в виде расчетной схемы, приведенной на рисунке 2.32.

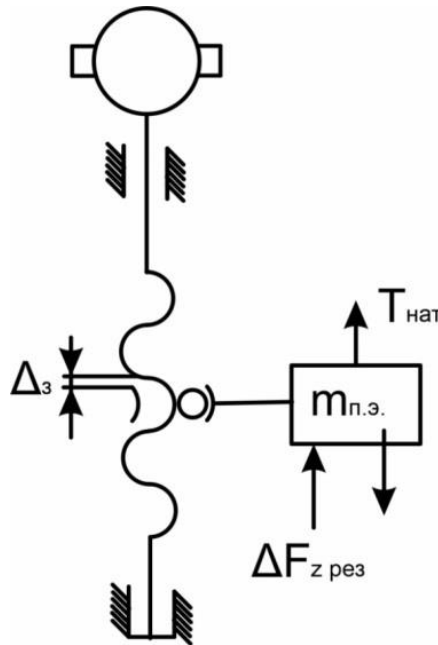


Рисунок 2.32 – Расчетная схема причин повышенной вибрации в ТС при наличии люфтов в ШВП и в других подвижных элементах

Соответствующая ММ приведена в виде дифуравнений (2.36 и 2.37) для случая одномерных вибраций:

$$m_{nэ} \cdot \ddot{z}_{nэ} + b_{nэ} \cdot \dot{z}_{nэ} + F(z_{nэ}) = F_{z.рез}, \quad (2.36)$$

где

$$F(z_{nэ}) = \begin{cases} c_{nэ} \cdot (z_{nэ} + \Delta) \text{ при } z_{nэ} \leq -\Delta_{nэ} \\ 0 \text{ при } -\Delta_{nэ} \leq z_{nэ} \leq \Delta_{nэ} \\ c_{nэ} \cdot (z_{nэ} - \Delta_{nэ}) \text{ при } z_{nэ} \geq \Delta_{nэ} \end{cases} ; \quad (2.37)$$

$m_{nэ}; b_{nэ}; c_{nэ}$ – инерционные (кг), диссипативные (Н с/м), упругие параметры подвижного узла; $\ddot{z}_{nэ}$ – виброускорение подвижного узла; Δ – величина зазора в подвижном узле.

Применение виброгасителя подвижного узла станка [268, 269] (**22.4 ВПУ**) снижает общий уровень вибрации на доминирующих частотах, кратных «зубцовой» или автоколебаний, возникающих в системе «инструмент–деталь» ($f_{пэ}=(1/\kappa) f_{зубц}$ $\kappa=1, 2, 3..$) за счет создания силы предварительного натяга $T_{НАТ}$ в направлении, совпадающем с направлением постоянной составляющей силы резания $F_{iPEЗ}$, что будет препятствовать возникновению люфтов в стыковых соединениях подвижных узлов и повышать их жёсткость.

В главе 5 приведены сравнительные спектрограммы до и после применения рассмотренного технического решения.

2.7.2.4.5 Вибрации в ТС при наличии дисбаланса

При разбалансировке вращающихся элементов ТС, возникающих при механообработке, вследствие нагрузок или неравномерного износа инструмента, поломке зуба фрезы и т. п. возникает повышенный уровень вибрации на оборотной частоте.

В главе 5 приведены сравнительные спектрограммы до и после применения виброгасителя автобалансирующего (**22.7 ВАБ**) [237, 238, 304].

Снижение эффективности механообработки может быть следствием дефектов в элементах гидроприводов. Такие приводы применяются в шлифовальных, полировальных, хонинговальных и других станках, а также в качестве приводов приспособлений. Определение дефектов элементов гидропривода

технологического оборудования осуществляется «локализацией» конкретного элемента гидропривода [291] и его вибромониторинга [228, 230].

Методика вибромониторинга гидропривода станка и сравнительные спектрограммы насосов при наличии и отсутствии дефекта приведены в главе 6.

На основании приведенных исследований можно сделать заключение, что необходимо производить вибромониторинг для определения повышенного уровня вибрации на соответствующих характерных («реперных») частотах. Для снижения уровня вибрации необходимо применять соответствующие технические решения, приведенные в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Технические решения для виброзащиты элементов ТС по результатам вибромониторинга на «реперных» частотах

№ пп	Вероятные причины повышенной вибрации	Тип используемого сигнала	Характерные частоты по зависимостям	Применяемые технические решения для виброзащиты элементов ТС на основании ММ в разделах
1	Отсутствует система виброзащиты ТС (дефекты фундамента или виброопор) или внешний источник вибрации	Спектр + форма сигнала	$f_{\text{внеш}}=2-5 \text{ Гц}$	(блок 22.1 ВОО) – виброгасящие опоры оборудования (блок 22.2 ВИБ) – виброгаситель источника вибрации Разделы: 2.7.1.1, 2.7.1.2
2	Наличие люфтов в ШВП или других подвижных элементах ТС	Спектр + форма сигнала	$f_{\text{пэ}}=(1/\kappa)f_{\text{обор}}$ $\kappa=1,2,3..$	(блок 22.4 ВПУ) – виброгаситель для подвижного узла станка Раздел 2.7.2.4.5
3	Совпадение собственных частот элементов ТС и оборотной частоты	Спектр	$f_{об}$	балансировка или (блок 22.7 ВАБ) – виброгаситель автобалансирующий Раздел 2.7.2.4.6

4	Вибрации системе «деталь–инструмент», автоколебания при механообработке сталей и сплавов, склонных к упрочнению при	Спектр, форма сигнала, пик-фактор, эксцесс	$f_{дет..} = f_{шпн} \cdot z$ $f_{инст.} = f_{шпн} \cdot z,$ $f_{z.крут.} =$ $\frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{c_{z.ин.} / I_{z.инст.шпн}}$ $f_{инст.} = 2 \cdot f_{шпн} \cdot z$ $f_{x.y.изг.} =$ $\frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{c_{x.y.ин.} / I_{x.y.инст.шпн}}$ $z = 1, 2, 3...$	коррекция режимов механообработки (блок 21.1 КРМ); динамический виброгаситель (блок 22.5 ВД); изготовление элементов ТС с повышенными демпфирующими свойствами (АТ блок 21.5). Разделы: 2.7.2.1, 2.7.2.2, 2.7.2.3
5	Вибрации в системе «инструмент–шпиндель»	Спектр	$f_{дет.} = f_{шпн} \cdot z$	коррекция режимов механообработки (блок 21.1 КРМ); изготовление элементов ТС с повышенными демпфирующими свойствами (АТ блок 21.5). Разделы: 2.7.2.1, 2.7.2.2, 2.7.2.3
6	Вибрации в системе «деталь–приспособление» (для нежесткой детали)	Спектр	$f_{инст} = f_{шпн} \cdot z$	коррекция режимов механообработки (блок 21.1 КРМ); (блок 22.3 ВВТ) виброгаситель вязкого трения); (блок 22.5 ВД) динамический виброгаситель; (блок 22.6 ВУТ) виброгаситель ударного типа. Разделы: 2.7.2.4.1, 2.7.2.4.2, 2.7.2.4.3

Рассмотренные ММ позволяют описать динамические процессы при действии «внешних» и «внутренних» источников ударно-вибрационных воздействий на ТС, а также для пояснения предлагаемой концепции, на основании которой предложены конструкторско-технологические способы виброгашения, что позволяет: 1) для технологических способов предложить технические решения по рациональному выбору режимов механообработки и геометрии инструмента; 2) для конструктивных способов предложить обоснованные технические решения по

определению инерционно-упругих и диссипативных параметров виброгасителей для случаев «внешнего» и «внутреннего» воздействий на ТС.

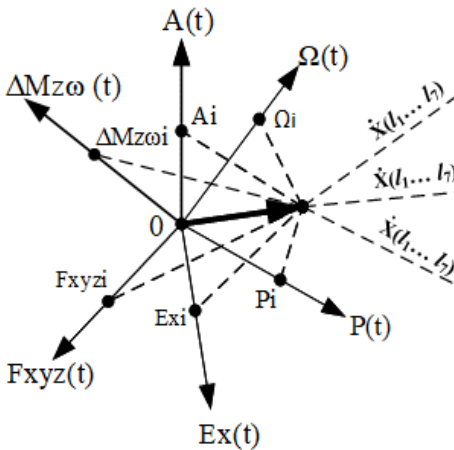
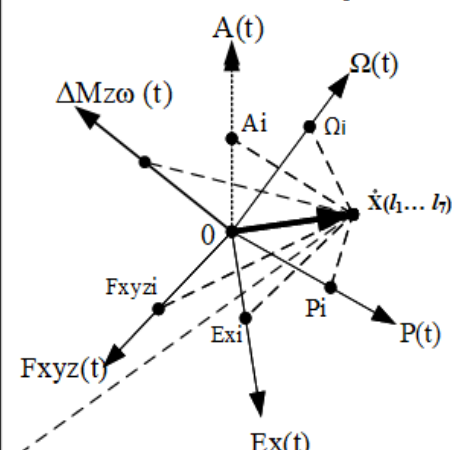
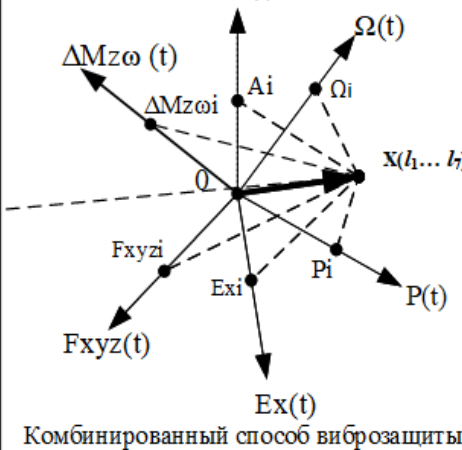
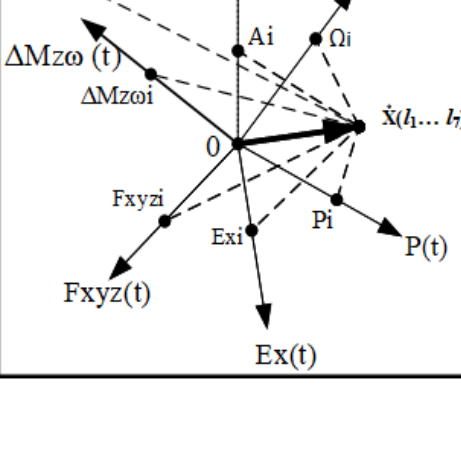
2.8 Основные положения концепции виброзащиты

Разработана концепция виброзащиты ТС с параметрами $X=X(I, T)$ от «внешних» и «внутренних» источников импульсно-вибрационных воздействий, где I, T – соответственно измеренные вибрационные и технологические критерии эффективности механообработки $\mathcal{E}f$:

- 1) предварительный мониторинг ТС и формирование битов состояния ТС $l_1 \dots l_7$;
- 2) адаптация функций ТС по результатам вибромониторинга на основе битов состояния $l_1 \dots l_7$ с рациональным использованием конструкторско-технологических способов для выполнения условия: $\mathcal{E}f(0) > \mathcal{E}f(+)$.
- 3) определение и контроль параметров ТС на основе оперативного вибромониторинга;
- 4) формирование пространства работоспособного состояния ТС в виде векторов рабочих параметров: $X(0)=X(I, T)$ и $X(+)=X(I, T)$ – соответственно состояния ТС до и после применения способов виброзащиты.

Алгоритмы виброзащиты по результатам вибромониторинга могут быть использованы для всех типов производств. Состояние ТС с повышенным уровнем вибрации до применения конструкторско-технологических способов виброзащиты и после можно охарактеризовать пространством состояний, приведенным в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Пространство состояний ТС с повышенным уровнем вибрации до и после применения конструкторско-технологических способов виброзащиты

Пространство состояний ТС в процессе виброзащиты		
Неработоспособное состояние ТС на этапе предварительного мониторинга	Биты состояния ТС $l_1 \dots l_7$	Работоспособное состояние ТС после адаптации функций
<p>Неработоспособное состояние ТС при воздействии «внешних» и «внутренних» источников импульсно - вибрационных воздействий</p> 	<p>$l_1 \dots l_7$</p>	<p>Технологический способ виброзащиты</p>  <p>Конструкционный способ виброзащиты</p>  <p>Комбинированный способ виброзащиты</p> 

2.9 Выводы

1. Разработана концепция виброзащиты элементов ТС по вибрационным и технологическим критериям при динамических воздействиях и может быть представлена как графическое изображение алгоритма виброзащиты.
2. Алгоритм позволяет реализовать конструкторско-технологические способы виброзащиты по результатам функционального и тестового методов вибромониторинга.
3. Применение разработанной концепции значительно снижает временные затраты на вибромониторинг для использования рациональных способов виброзащиты с целью повышения эффективности механообработки.
4. Разработанная концепция виброзащиты технологического оборудования по результатам вибромониторинга может быть интегрирована в нейросеть, что позволяет значительно сократить удельные затраты на решение указанной проблемы.

ГЛАВА 3. МЕТОДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ

С целью совершенствования методов экспериментального исследования динамических процессов в ТС необходима разработка нормативной базы проектирования, испытания инструмента и режимов механообработки с применением СПМО вибрационного мониторинга, обеспечивающей измерение вибрационных параметров, воздействий при механообработке в производственных условиях, запись их в базу данных, обработку и анализ.

3.1 Характеристики применяемых виброанализаторов, датчиков, СПМО для вибромониторинга ТС

Портативный комплекс представляет собой многофункциональный четырехканальный виброизмерительный прибор, предназначенный для контроля текущего вибрационного состояния элементов ТС и других исследований динамики (рисунок 3.1).

Состав:

1. измерительный комплекс К-5101: (Ni cDAQ-9174 National Instruments) со средствами измерений, вибропреобразователи типа акселерометр (AP2037-100 «ООО Глобал Тест», г. Саров, РФ) – 4 шт., таходатчик фотоэлектрический ТДФ – 1 шт.;
2. персональный компьютер типа Notebook с установленными СПМО:
 - 2.1 «Виброрегистратор-Ф» [228],
 - 2.2 «Виброрегистратор-М2» [229],
 - 2.3 «Logger»-регистратор, «Подшипник» и др. (ООО «Ви Тэк Сибирь», г. Томск и ООО «ВИТЭК - АВТОМАТИКА», Санкт-Петербург, РФ);
 - 2.4 «ДИАМАНТ» при использовании виброанализаторов Оникс, Агат-М (ООО «НТЦ «Завод Бал Маш» и ООО «ДИАМЕХ 2000», г. Москва, РФ).

Измерительный комплекс К-5101, элементы которого приведены на рис. 3.1, применен исходя из возможности создания виртуальных приборов в среде

LabView-11 для разработки прикладных программ, в которых используется язык графического программирования, в котором все основные измерительные функции реализуются программно.

Особенности использования СПМО:

1. «Подшипник», «Diamant» применялись при вибромониторинге на холостом ходу в узлах станка: подшипников, муфт, динамического дисбаланса шпинделя и инструмента, электропривода и т. п. дефектов.
2. «Виброрегистратор-Ф» [228], «Виброрегистратор-M2» [229, 230], «Logger»-регистратор применялись для функционального и тестового виброконтроля динамических процессов при механообработке на элементах ТС, т. е. был реализован алгоритм выбора методов вибрационного вибромониторинга для принятия решения: требуется или не требуется ремонт или мероприятия виброзащиты и рационального использования конструкционно-технологических способов виброзащиты.

Применение технологических способов виброзащиты, т. е. выбор решения, происходит в последовательности, рассмотренной в предыдущем разделе. Для реализации рационального выбора в СПМО «Виброрегистратор-Ф» [230] была проведена экспериментальная корреляция между режимами механообработки, измеренными параметрами вибрации и производительностью механообработки (Wобр объемом материала, снимаемого за оборот фрезы) в соответствии с планом эксперимента для фрез с разной геометрией. Это позволяет выбрать такие режимы механообработки и (или) геометрические параметры фрезы, при соблюдении которых будет иметь место минимальный уровень вибрации и максимальная производительность, а также повышение времени стойкости инструмента и ресурса работы элементов ТС.



Рисунок 3.1 – Элементы измерительного комплекса К-5101

Листинг СПМО «Виброрегистратор-Ф» приведен в приложении № 1 и состоит из трех модулей: записи данных, обработки сигналов, отчетов. В следующих разделах рассмотрены особенности настройки используемого СПМО.

3.2 Методика выбора режимов информационной обработки параметров вибрации

1. Алгоритмы многоканального опроса исследуемого элемента обеспечивают большую информативность о «формах колебаний» при проведении исследований для анализа динамических процессов в контролируемом элементе ТС;
2. Реализация настройки частоты опроса датчиков по каждому каналу определяется критерием Найквиста: $f_{\text{опр}} = f_{\text{опр}} * 2.56 * f_{\text{max}}$, где $f_{\text{опр}}$ – частота опроса датчиков (на канал), f_{max} – максимальная частота исследуемого процесса. Разрядность АЦП: не менее 20, число линий в спектре – 400–5000 – настраивается в зависимости от исследуемого частотного диапазона и задач виброконтроля;
3. Частотный диапазон 2–10000 Гц обусловлен необходимостью виброконтроля в широком частотном диапазоне, при котором необходимо знать параметры вибрации виброускорения, виброскорости, виброперемещения;

4. Динамический диапазон не менее 110 Дб обусловлен необходимостью измерения минимальных и максимальных параметров вибрации: ускорений $0,5\text{--}500 \text{ м/с}^2$, $1\text{--}150 \text{ мм/с}$, $10\text{--}1000 \text{ мкм}$;
5. Использование окон фильтрации: прямоугольного и Хамминга, обосновано опытом применения, связанным с необходимостью определять измеренные параметры вибрации погрешностью в рабочем диапазоне частот (не более 7 %) и относительной погрешностью в рабочем диапазоне амплитуд (не более 5 %);
6. Усреднение: линейное – для стационарных сигналов; экспоненциальный – для нестационарных сигналов (переходных процессов: разгон, выбег);
7. Применено настраиваемое число выборок N для усреднения при частотах опроса, которое определяется по зависимости: $N = T * f_{\text{min}} \text{ изм}$, где N – число выборок, T – период, $f_{\text{min}} \text{ изм}$ – минимальная измеряемая частота;
8. Применены фильтры Баттерворда и Чебышева 2 рода, имеющие наиболее плоскую характеристику в полосе пропускания, что позволяет обеспечить минимальное «искажение» анализируемых вибрационных параметров по сравнению с другими типами фильтров. Для фильтра Чебышева 2 рода пульсации амплитуды приходятся на полосу подавления, а не на полосу пропускания, амплитудная характеристика такого фильтра имеет более крутой спад, чем у фильтров Баттерворта, и может быть использована для узкополосного анализа сигнала (третьоктавный фильтр и т. п.);
9. Порядок фильтра не менее 5 (обосновано опытом применения), т. к. при меньшем порядке возрастает вероятность попадания в зону анализа динамических процессов, не связанных с исследуемым процессом;
10. Возможность применения вибропреобразователей различного типа, в зависимости от частного диапазона (велометров, проксиметров и т. п.);
11. Возможность применения датчиков для измерения физических величин, имеющих иную размерность (сила, момент, сила тока, напряжение и т. п.);
12. Реализовано комплексное применение фильтров: нескольких ПФ и ЗФ в исследуемом частотном диапазоне, и их настройка (п. 8);

13. Автоматическое масштабирование сигналов и спектров для исключения необходимости дополнительной настройки на реально измеренные величины вибрации.

3.3 Последовательность настройки программы мониторинга

На рисунке 3.2 приведены основные элементы системы вибромониторинга ТС.

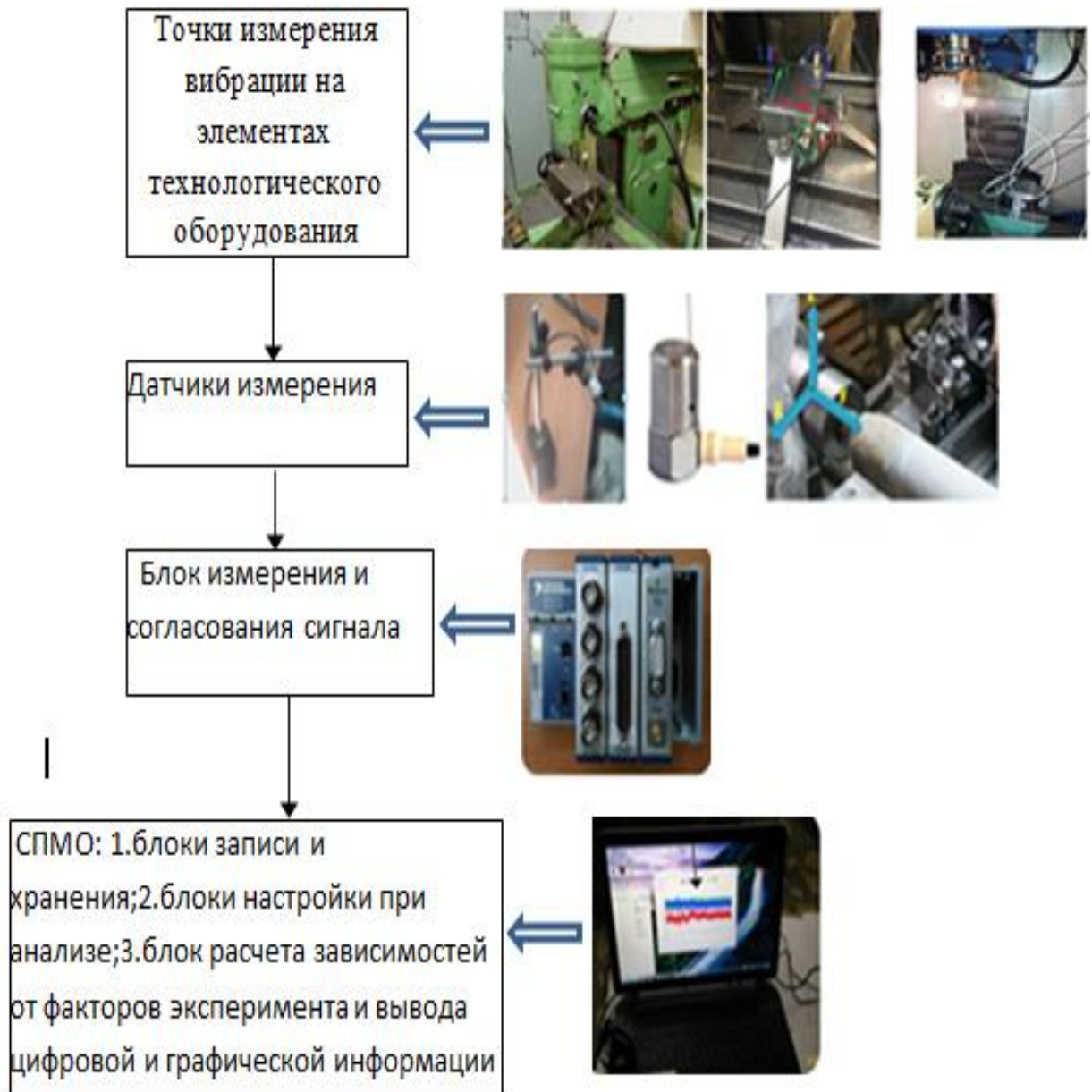


Рисунок 3.2 – Основные элементы системы вибромониторинга элементов ТС

Алгоритм обработки и анализа параметров вибрации, позволяющих производить вибромониторинг динамических процессов при механообработке в ТС в соответствии с требованиями ГОСТ Р ИСО 13373-1-2009 приведен на рисунке 3.3.

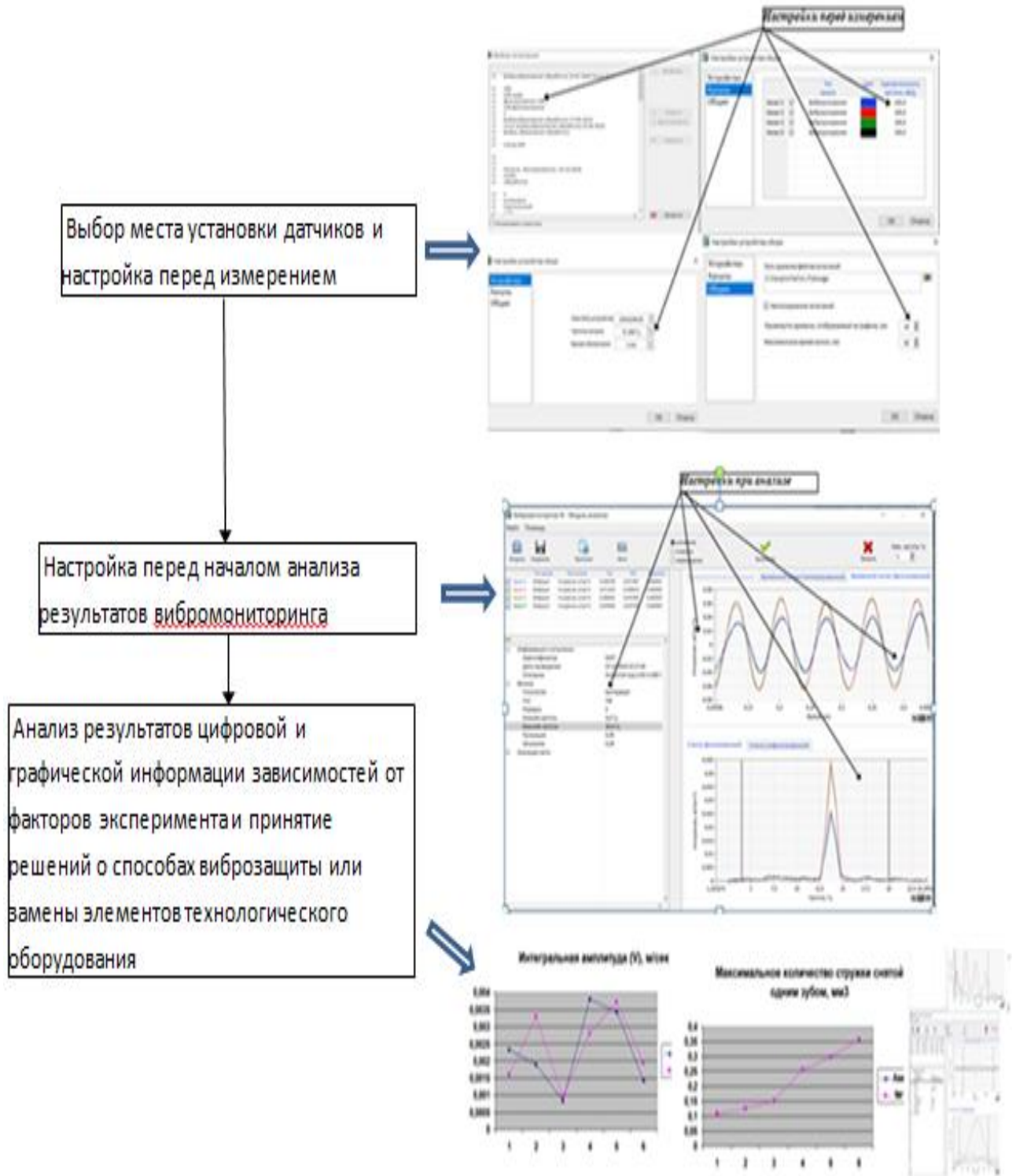


Рисунок 3.3 – Алгоритм обработки информации вибромониторинга

Последовательность настройки указанных требований в СПМО «Виброре-гистратор-М2» [230]:

1. Создание базы данных (БД) и ее дополнение приведены на рисунке 3.4:
 - 1.1 внесение в реестр измеряемого оборудования;
 - 1.2 краткая техническая характеристика оборудования, применяемые типы датчиков, места их установки, фото;
 - 1.3 план эксперимента и последовательность его проведения.
2. Настройки комплекса перед началом измерения приведены на рисунке 3.5:
 - 2.1 выбор названия устройства сбора вибрационных параметров: cDAQ1Mod1;
 - 2.2 частота сигнала опроса датчиков Гц: 2048, 5120, 10240, 25600, 51200;
 - 2.3 время обновления сигнала: 0,2; 0,5; 1 с;
 - 2.4 путь сохранения файлов испытаний: C\Temp\VIТес\....;
 - 2.5 промежуток времени сохраняемой информации на графике: 1...100 с;
 - 2.6 требуемое время записи: 1...50 с;
 - 2.7 запись в БД с указанием информации об испытании.
3. Извлечение из БД, предварительный анализ параметров вибрации приведены на рисунке 3.6:
 - 3.1 выбор проведенного измерения из БД по идентификационной информации об испытании;
 - 3.2 выбор временного промежутка: разгон, работа на установившемся режиме, выбег, а также воздействие гармоническим или свип-сигналами от тестового симулятора;
 - 3.3 выбор требуемых вибрационных параметров: ускорение (м/с^2), скорость (мм/с), перемещение (мкм);
 - 3.4 выбор при необходимости требуемого типа фильтра частот: низких, высоких, полосового и зум фильтра (ФНЧ, ФВЧ, ПФ, ЗФ);
 - 3.5 выбор фильтров: Баттерворда или Чебышева 2 рода (пояснения – на рисунке 3.7).

3.6 настройка фильтра: порядок – 0...10, нижняя и верхняя частоты – 2...5000 Гц, для фильтра Чебышева 2 рода и других фильтров (по параметрам пульсация, затухание);

3.7 создание отчета – протокола, в формате Word (для СПМО «Logger»-регистратор – в формате Excel) и его сохранение на носителе информации, который формируется в последовательности реализации плана эксперимента:

3.7.1. параметры фрез (таблица 3.1);

3.7.2. параметры режимов обработки: фреза № 1 (таблица 3.2), фреза № 2 (Таблица 3.3);

3.7.3. сравнительные спектрограммы вибромониторинга механообработки разными фрезами;

3.7.4. расчетная часть, в которой выводятся параметры измеренной вибрации в СКЗ и технологические параметры.

4. Анализ полученных данных, реализованный в СПМО «Виброрегистратор-Ф» [229], заключается в построении графического отображения выбранного испытания:

4.1 формы сигналов от режимов механообработки приведены на рисунке 3.6;

4.2 временные тренды выбранного временного промежутка для анализа формы сигнала и (или) форм колебаний на элементах ТС за один (или) несколько оборотов инструмента или детали при механообработке деталей типа тел вращения;


4.3 спектральные тренды с указанием «оборотной» и «зубцовых» частот;

4.4 орбиты для анализа амплитудных и фазовых сигналов от датчиков во взаимно перпендикулярных направлениях (СПМО «Logger»-регистратор);

4.5 эксцесс может использоваться для виброконтроля износа инструмента, т. к. нечувствителен к изменению скорости вращения и изменению нагрузки, так же как и при диагностике подшипников и ШВМ (СПМО «Logger»-регистратор);

4.6 зависимость между уровнем вибрации СКЗ и режимами механообработки: скорости резания (м/мин), подачи (мм/зуб), глубины резания (мм) и т. д.

Далее приведены особенности настройки модуля записи данных и модуля обработки сигналов.


 Выбор фрезы


Список объектов испытаний

ID	Название	Дата создания
29	Резец	10.02.2016 14:27:46
30	проба 104	11.02.2016 12:58:33
33	555	11.02.2016 13:42:18
34	Тест_2016_02_16	16.02.2016 15:37:29
35	Испытание 03.03	03.03.2016 18:55:22
36	1111	14.04.2016 15:27:58
37	вибрация	29.04.2016 11:35:52
38		12.05.2016 14:05:18
39		12.05.2016 14:07:25
43	Базаров	23.05.2016 18:14:41
44	Эксперимент ВКР	01.06.2016 13:35:23
45	токарный	10.06.2016 15:14:23
46	Тестовая 1509	15.09.2016 14:56:30
48	14.10.2016	14.10.2016 14:33:05
49	123456	14.10.2016 16:01:44
50	17,10,16	17.10.2016 15:18:51
51	10M///	08.11.2016 15:38:17

Отображать удаленные

Выбрать
 Создать
 Изменить
 Скрыть
 Восстановить
 Удалить
 Закреть

Рисунок 3.4 – Последовательность выбора и настройки перед проведением эксперимента

**Настройки перед измерением для
создания структуры в базе данных**

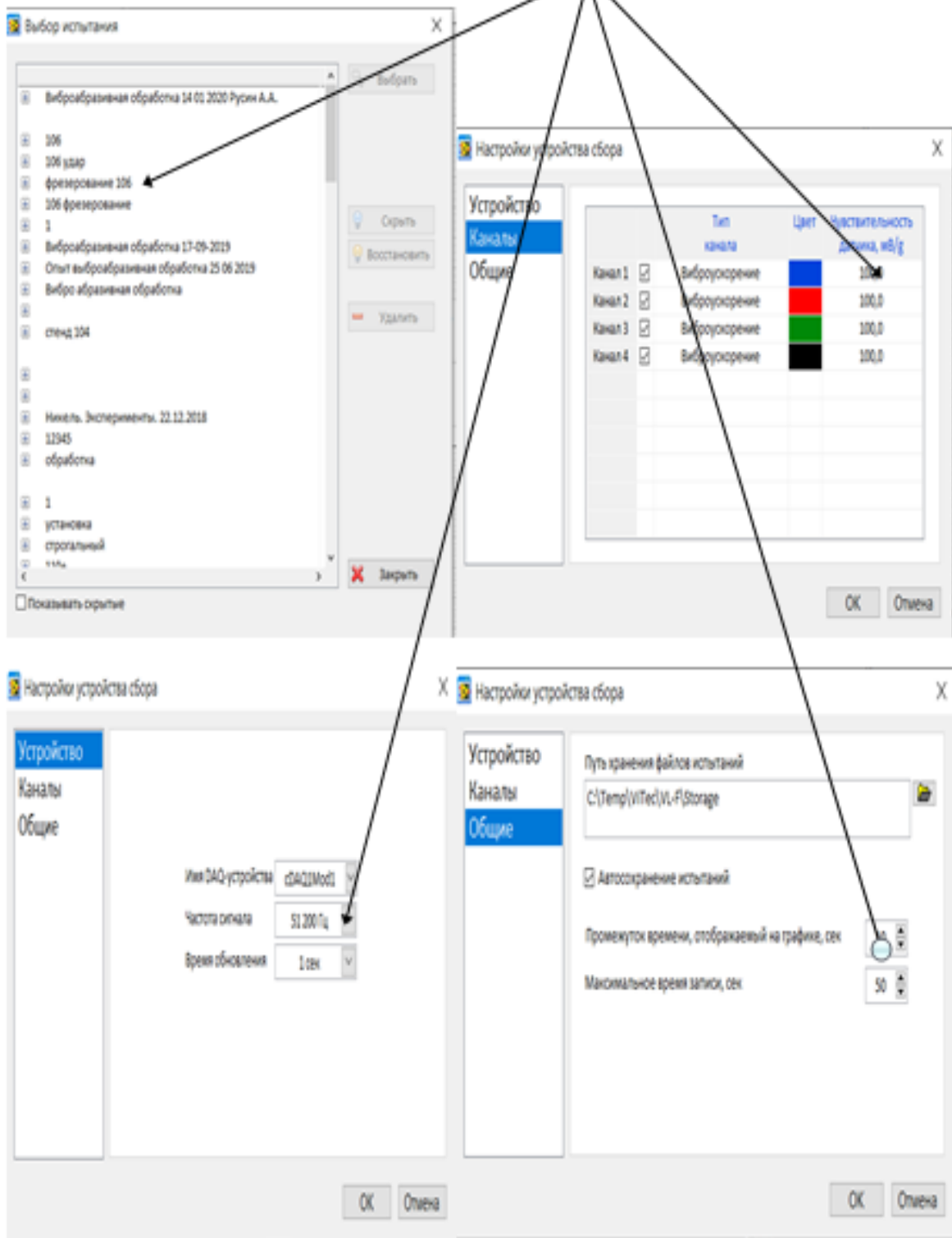


Рисунок 3.5 – Создание структуры и базы данных при настройке

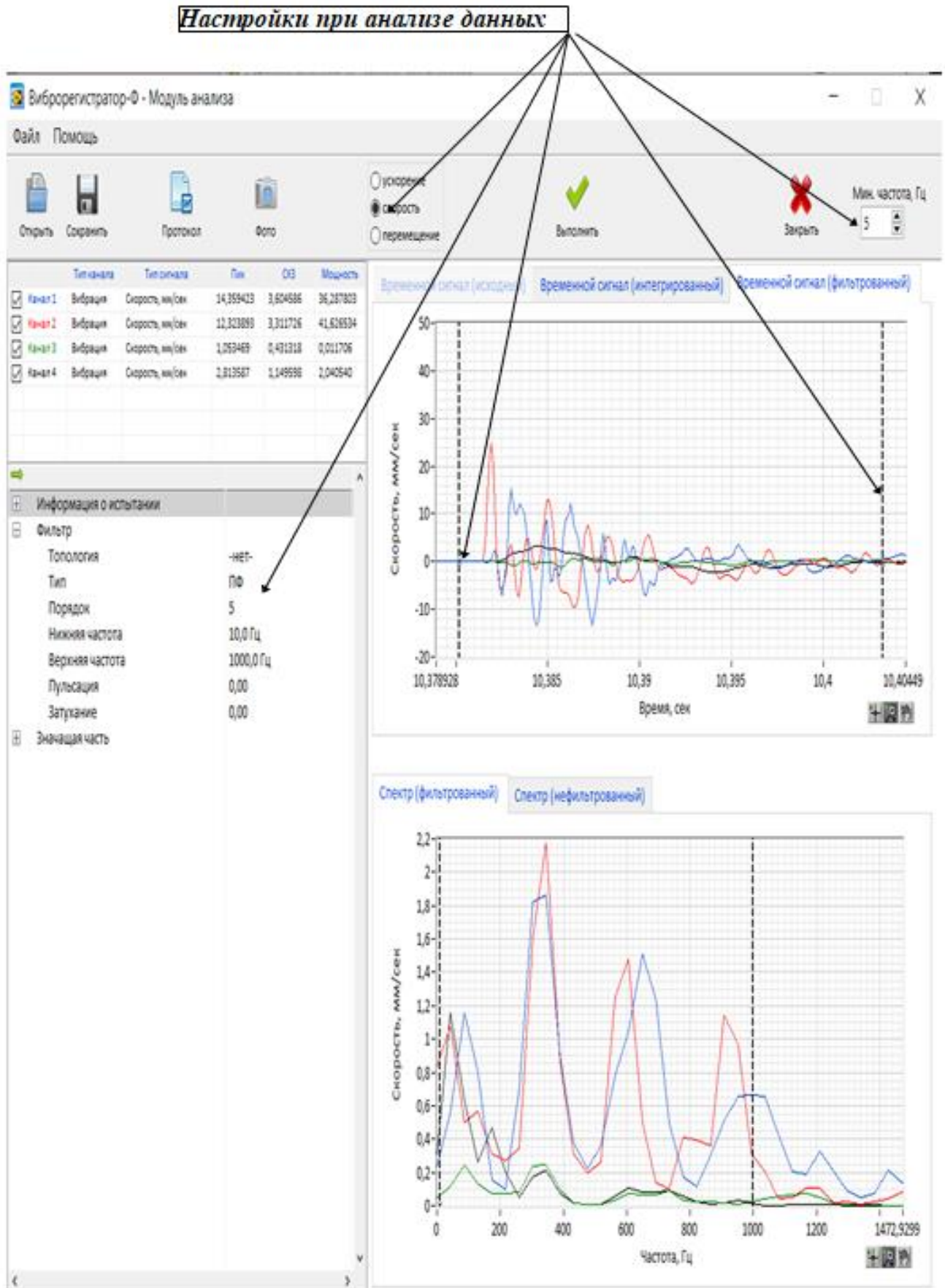


Рисунок 3.6 – Настройка при анализе

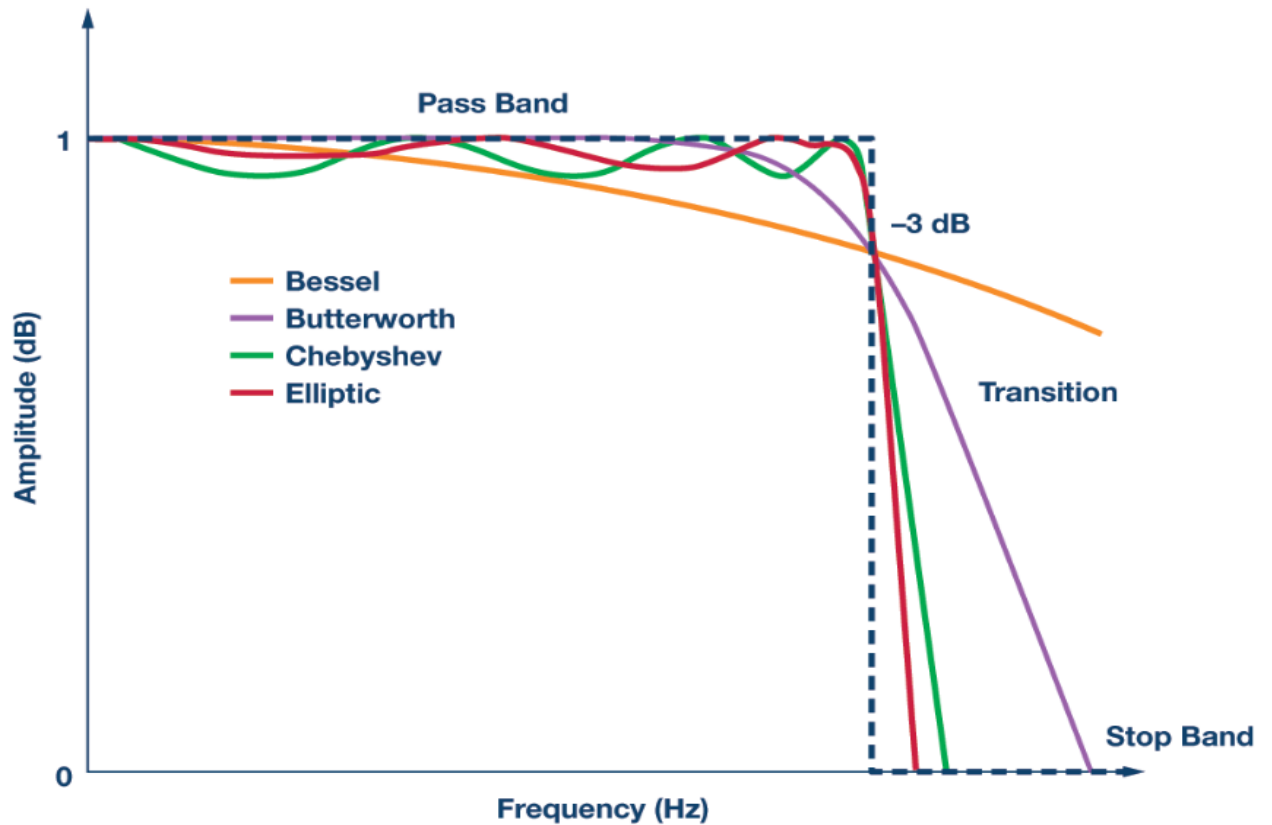


Рисунок 3.7 – К выбору типа и порядка фильтра

В таблицах 3.1 и 3.2 приведен план эксперимента при механообработке «жесткой» заготовки из Стали 40 X на станке MCV-400 фрезами из твердого сплава марки H10F фирмы Sandvik Coromant диаметром $\Phi 10$ с разными геометрическими параметрами, которые приведены в таблицах 3.3 и 3.4.

Таблица 3.1 – Фреза № 1

Тест	a_p , мм	a_e , мм	S_z , мм/зуб	V_c , м/мин	n , об/мин	V_f , мм/мин	Q зуб, мм ³ /об	$f_{зуб}$, Гц
1	2,5	3,0	0,0144	140,00	4456,3	256,00	0,108	297,1
2	2,5	3,0	0,0168	120,00	3819,7	256,00	0,126	254,6
3	2,5	3,0	0,0201	100,00	3183,1	256,00	0,151	212,2
4	2,5	3,0	0,0341	140,00	4456,3	608,00	0,256	297,1
5	2,5	3,0	0,0398	120,00	3819,7	608,00	0,298	254,6
6	2,5	3,0	0,0478	100,00	3183,1	608,00	0,358	212,2

Таблица 3.2 – Фреза № 2

Тест	a_p , мм	a_e , мм	S_z , мм/зуб	V_c , м/мин	n , об/мин	V_f , мм/мин	Q зуб, мм ³ /об	$f_{зуб}$, Гц
1	2,5	3,0	0,0144	140,00	4456,3	256,00	0,108	297,1
2	2,5	3,0	0,0168	120,00	3819,7	256,00	0,126	254,6
3	2,5	3,0	0,0201	100,00	3183,1	256,00	0,151	212,2
4	2,5	3,0	0,0341	140,00	4456,3	608,00	0,256	297,1
5	2,5	3,0	0,0398	120,00	3819,7	608,00	0,298	254,6
6	2,5	3,0	0,0478	100,00	3183,1	608,00	0,358	212,2

Таблица 3.3 – Геометрические параметры фрез

№ фрезы	Угол подъема спирали w , град	Угол между зубьями фре- зы t , град	t_1	t_2	t_3	Материал фрезы – твердый сплав марки H10F фирмы Sandvik Coromant, диаметр фрезы Φ 10
1	30	92	90	88	90	
2	45	92	88	92	88	

Таблица 3.4 – Параметры фрез и оборудования

Параметры	Единицы измерения	Фреза № 1	Фреза № 2
Предприятие	-----	МИОН	МИОН
Материал фрезы	-----	H10F	H10F
Модель и номер станка	-----	MCV-400	MCV-400
Диаметр фрезы	мм	10,0	10,0
Число зубьев фрезы	шт	4	4
Главный угол в план	град	90,0	90,0
Нормальный передний угол на цилиндре	град	8,0	8,0
Нормальный передний угол на фаске при вершине	град	6,0	6,0
Величина фаски при вершине фрезы	мм	0,5	0,5

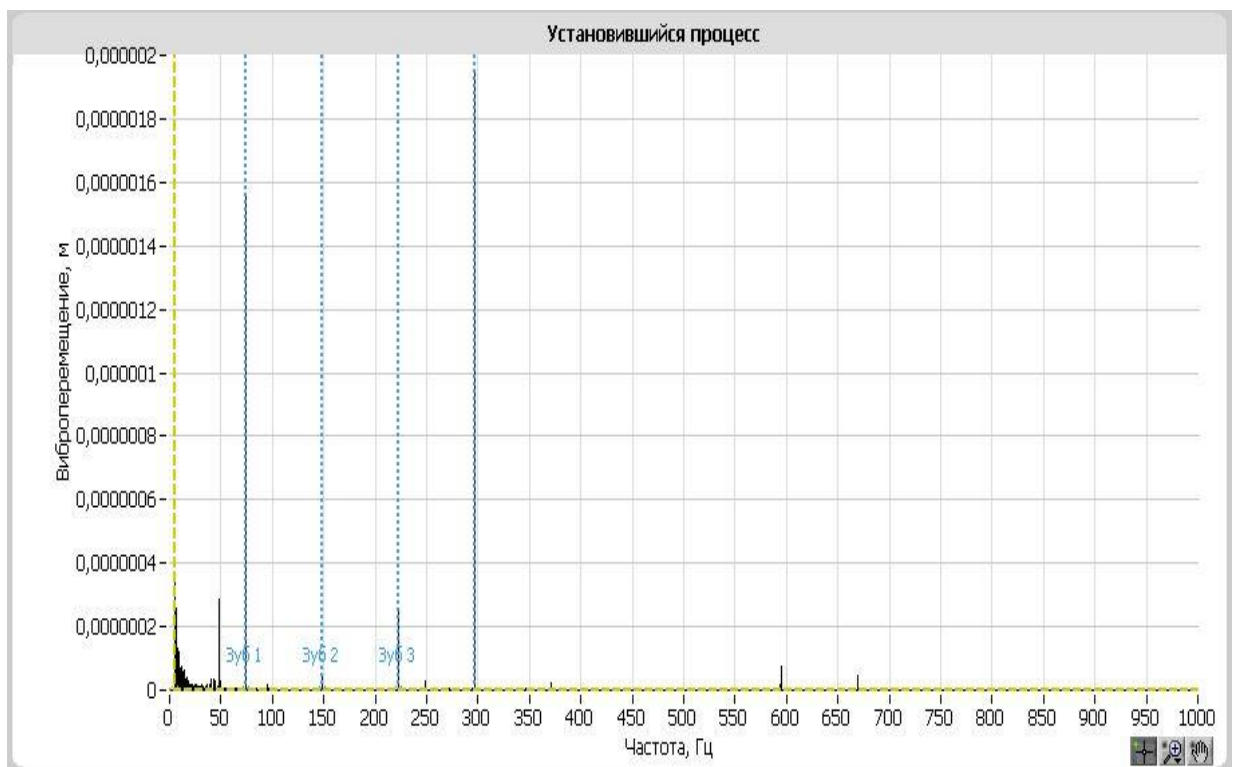
После реализации плана эксперимента, приведенного в таблицах 3.1 и 3.2 при указанных настройках, СПМО формирует автоматизированный отчет, по которому технолог выбирает рациональные режимы механообработки путем сравнения серий измерений для двух фрез. Выбор в данном случае осуществляется по

критериям минимального уровня вибрации, измеренной на обрабатываемой детали: $\ddot{A}_{dem.RMS}$ – СКЗ виброускорения, m/s^2 , производительности, т. е. объёма материала $Pr_{cm} = s_z \cdot z \cdot B \cdot t \cdot n_{um} = W_{обр}$ ($mm^3/об$), снимаемого за оборот фрезы или на зуб ($mm^3/зуб$).

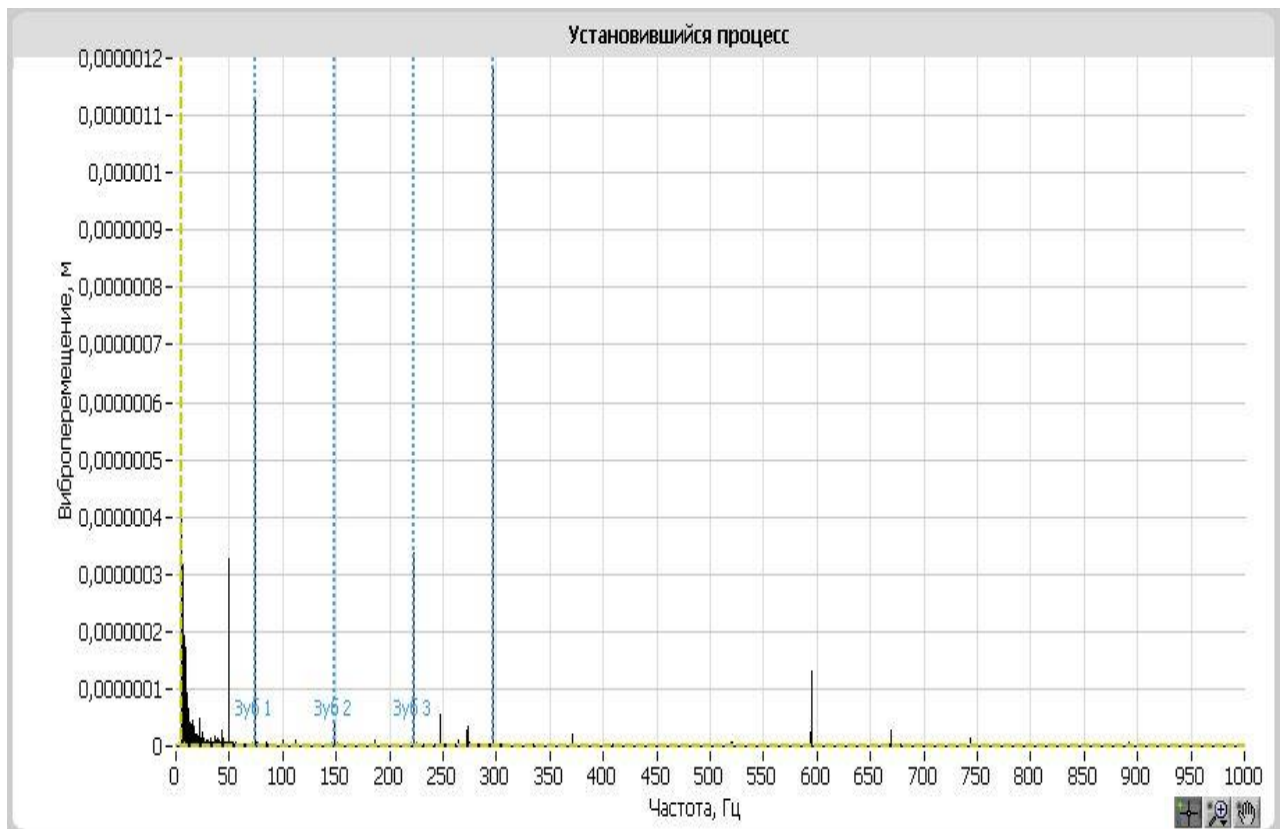
На рисунке 3.8, *a–e* приведены соответствующие сравнительные спектрограммы для двух фрез по указанным режимам механообработки в модуле отчетов.

3.4 Пример отчета сравнение серий измерений для двух фрез

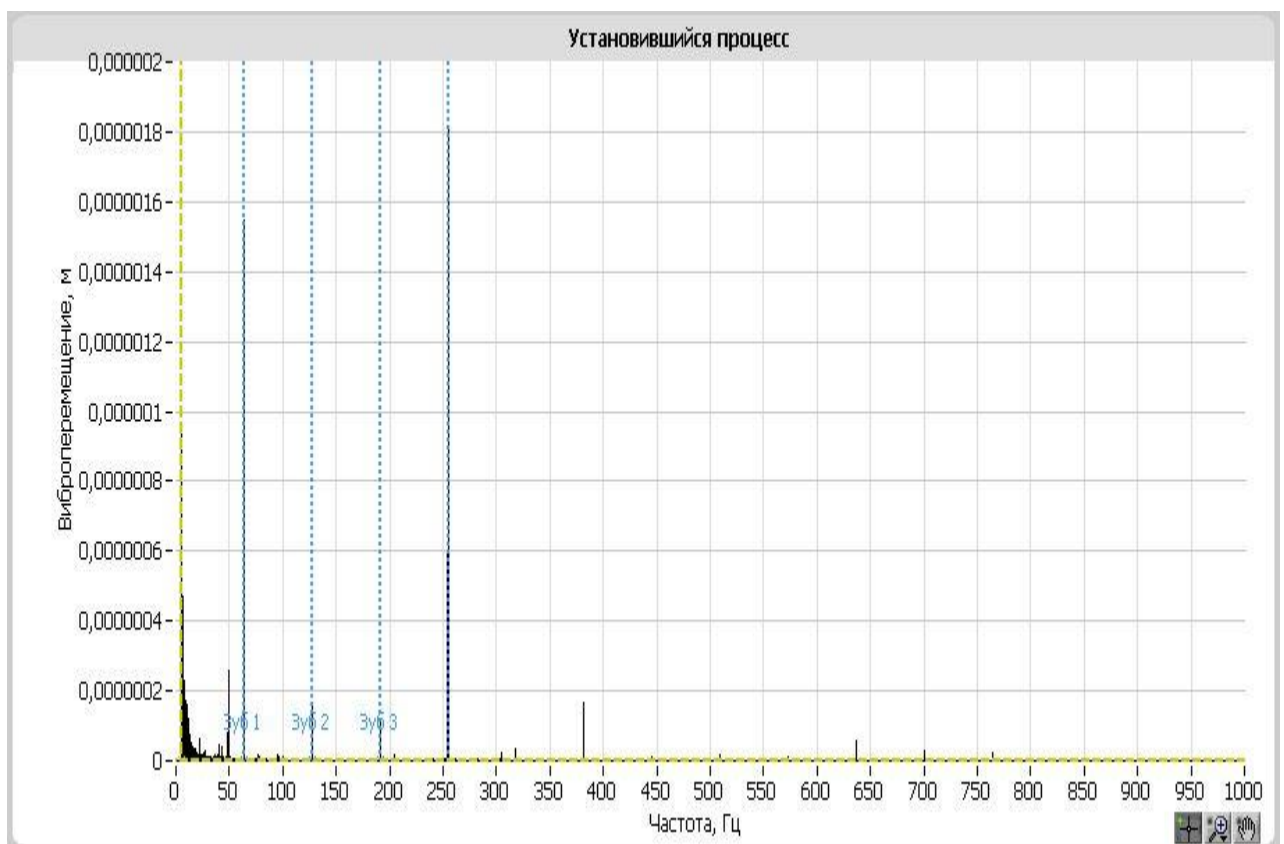
Сравнительные спектрограммы вибромониторинга механообработки фрезамы № 1 и № 2 приведены на рисунке 3.8.



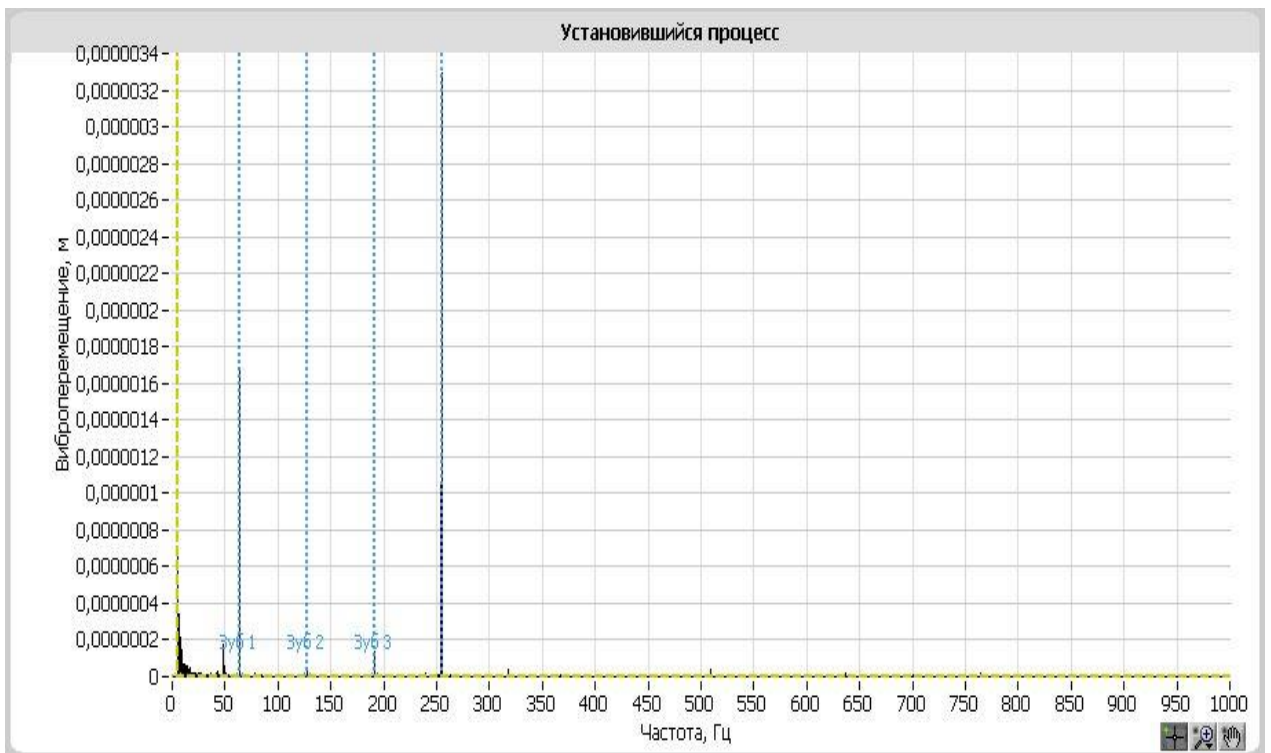
а) Фреза № 1, испытание № 1



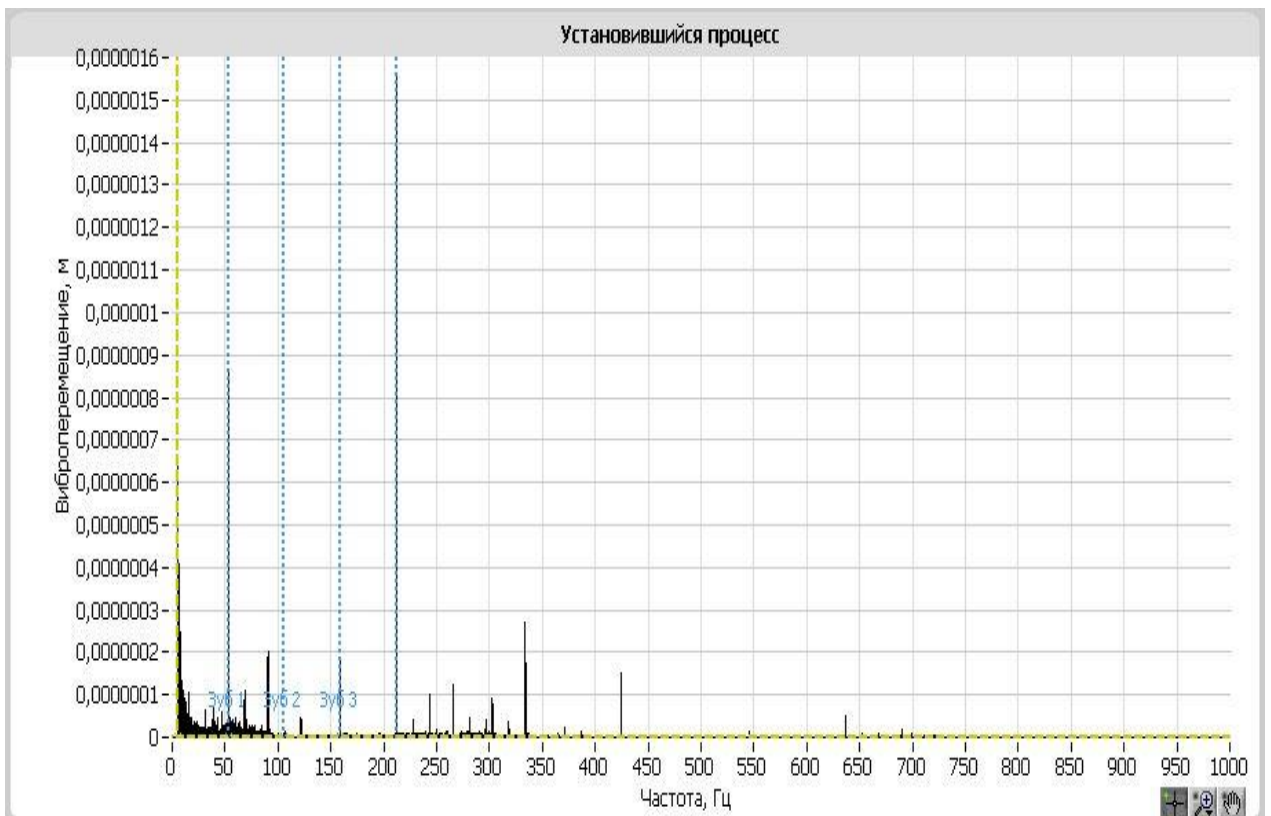
б) Фреза № 2, испытание № 1



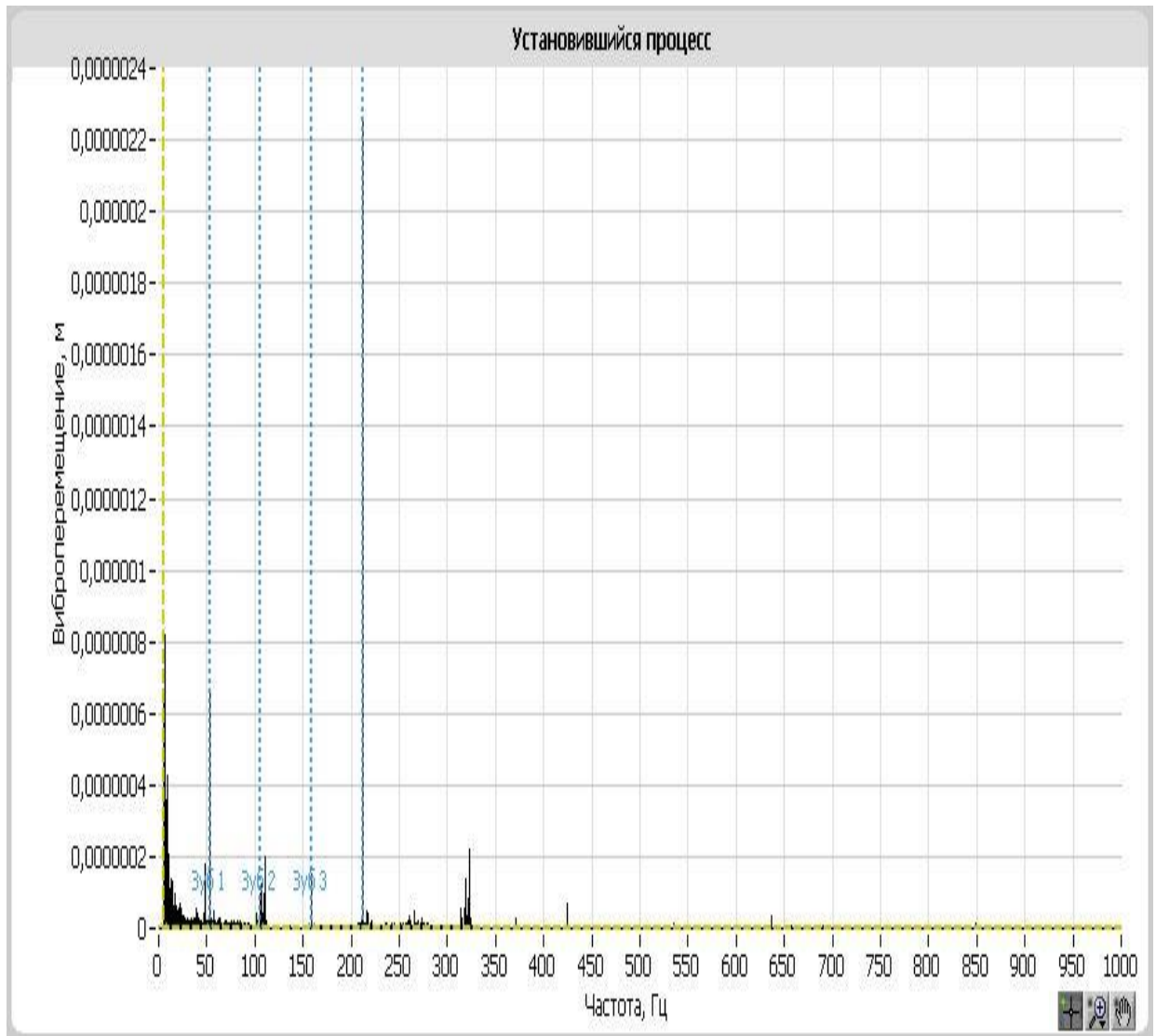
в) Фреза № 1, испытание № 2



г) Фреза № 2, испытание № 2



д) Фреза № 1, испытание № 6

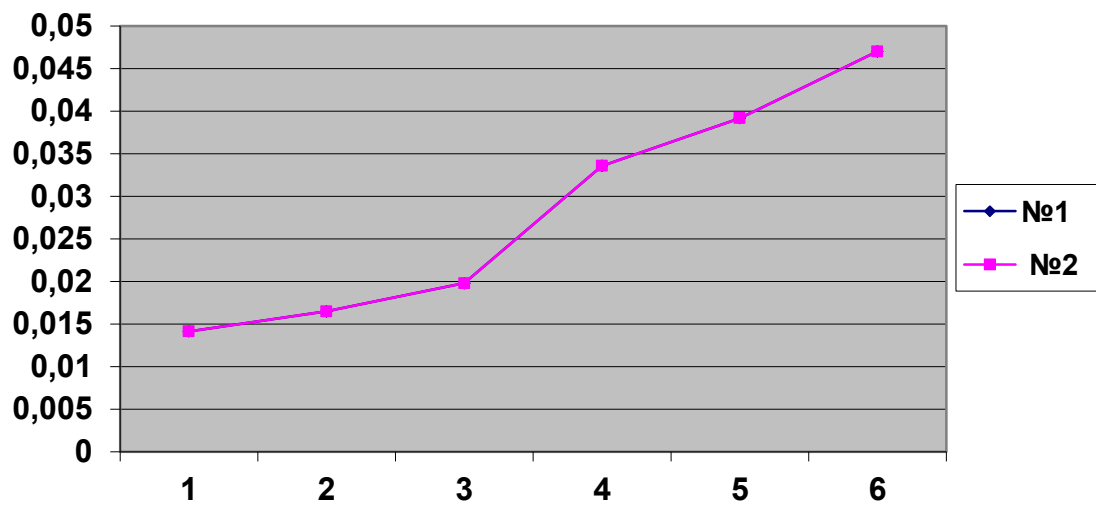


е) Фреза № 2, испытание № 6

Рисунок 3.8 – Сравнительные спектрограммы для двух фрез по указанным режимам механообработки

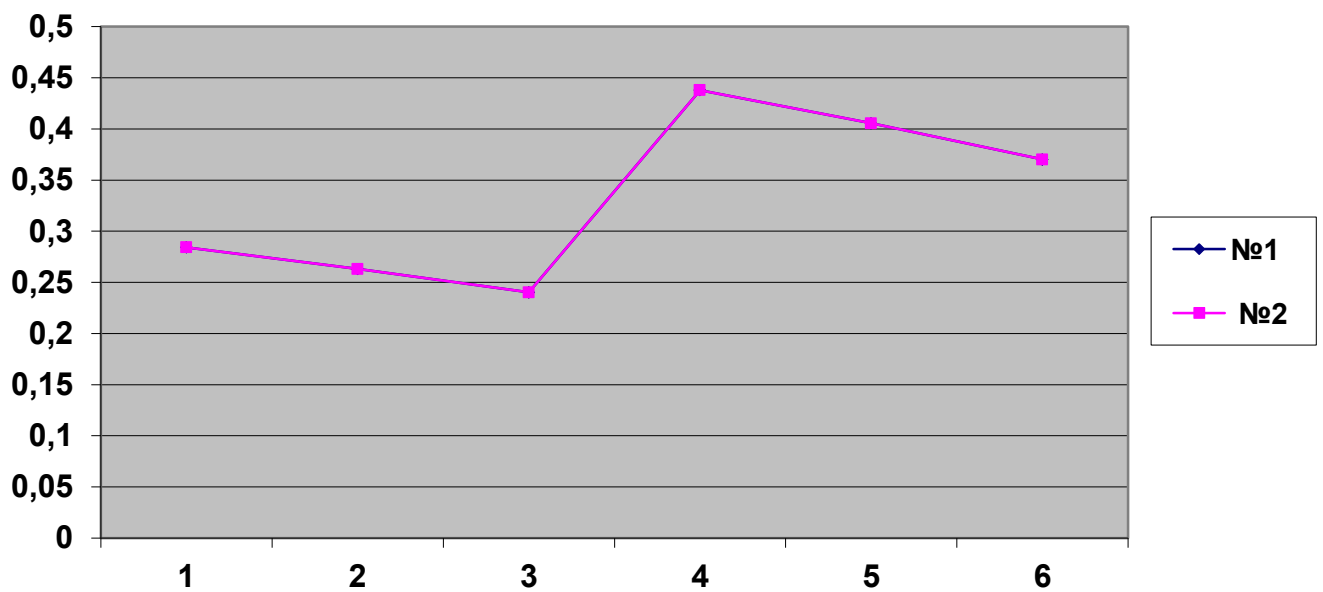
На рисунке 3.9, *a–г* приведены соответствующие сравнительные расчеты, характеризующие процесс механообработки в виде: а) среднего сечения стружки; б) потребляемой мощности; в) СКЗ виброускорения (или виброскорости и виброперемещения); г) объема стружки, снимаемой одним зубом.

Среднее сечение стружки, мм

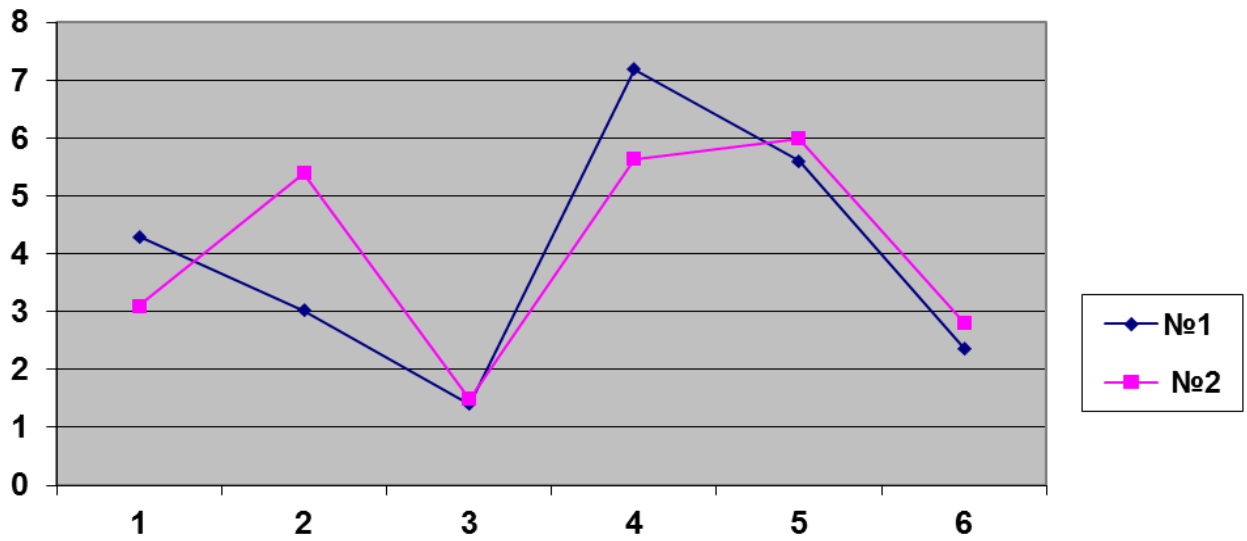


а

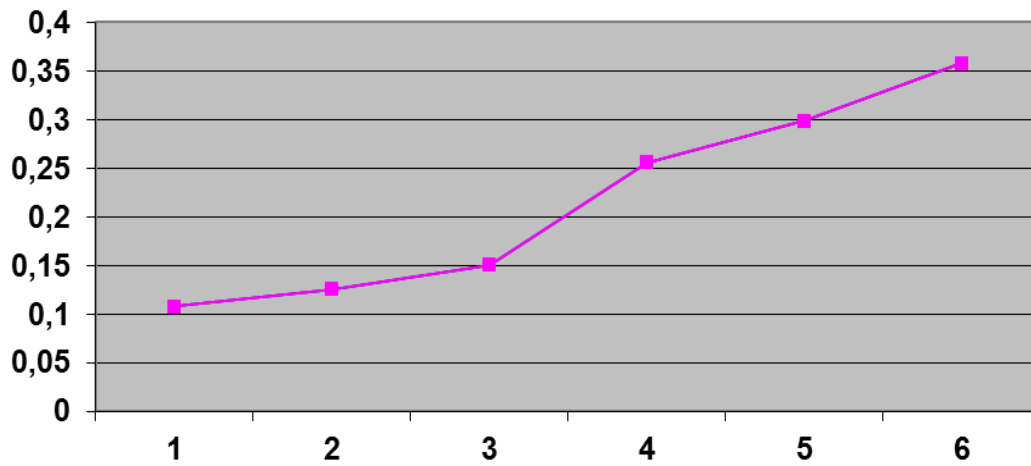
Потребная мощность, кВт



б

СКЗ (А), м/сек²

В

Объем стружки снятой одним зубом, мм³

Г

Рисунок 3.9 – Сравнительные расчеты, характеризующие процесс механообработки в виде: а) среднего сечения стружки; б) потребляемой мощности; в) СКЗ виброускорения (или виброскорости и виброперемещения); г) объема стружки, снимаемой одним зубом

На основании полученных экспериментальных данных строятся графики сравнительной зависимости амплитуды виброускорения и объема снимаемого материала, которые приведены в главе 4.

3.5 Выводы

Рассмотренные методы и техника экспериментального исследования динамики работы ТС при механообработке резанием и СПМО позволяют реализовать:

1. комплексный вибрационный функциональный и тестовый мониторинг элементов ТС в производственных условиях, запись их в базу данных, обработку и анализ;
2. нормативную базу, получаемую при реализации многофакторного эксперимента, позволяет значительно улучшить эффективность механообработки при проектировании техпроцесса, испытании инструмента и обоснованном выборе режимов его работы.
3. возможность расширения методов вибромониторинга путем добавления в СПМО следующих средств: огибающей спектра, автокорреляционного метода и т. п.
4. методику выбора оптимальных режимов механообработки с целью снижения вибрации деталей, а также методику выбора оптимальной геометрии инструмента, что повышает производительность не менее чем на 25–30 %.

ГЛАВА 4. СНИЖЕНИЕ УРОВНЯ ВИБРАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ СПОСОБАМИ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО ВИБРОМОНИТОРИНГА

4.1 Алгоритм проведения исследований для определения параметров методом функционального вибромониторинга

При проектировании технологического процесса и его реализации с целью увеличения эффективности механообработки $\mathcal{E}\phi \rightarrow \max$ могут быть использованы технологические способы $\Phi(T_j)$, рассмотренные в главе 2 (рисунок 2.2).

$\Phi(T_1)$ (1.41 блок 21.1 КРМ) – коррекция режимов механообработки [231, 233, 234];

$\Phi(T_2)$ (1.42 блок 21.2 СОТС) – рациональный выбор СОЖ;

$\Phi(T_3)$ (1.43 блок 21.3 КГИ) – коррекция геометрии инструмента [235, 237, 238];

$\Phi(T_4)$ (1.44 блок 21.4 МОД) – модификация поверхности инструмента;

$\Phi(T_5)$ (1.45 блок 21.5 АТ) изготовление элементов ТС с повышенными демпфирующими параметрами [272–274, 300].

Алгоритм технологических способов виброзащиты, т. е. снижения уровня вибрации при механообработке по результатам функционального вибрационного мониторинга, приведен на рисунке 4.1 и имеет следующую последовательность:

1. Разработка плана эксперимента.
2. Настройка перед измерением.
3. Проведение эксперимента в соответствии с планом.
4. Обработка информации.
5. Анализ путем сравнения имеющихся в БД при реализации примененного способа $\Phi(j)$ до и после его реализации по критериям: $I \leq [B_i]$ $I_i \rightarrow \min$ и $\mathcal{E}\phi \rightarrow \max$.
6. Принятие решений о смене технологического способа виброзащиты $\Phi(T_j+1)$.
7. Реализация способа виброзащиты $\Phi(T_j+1)$.

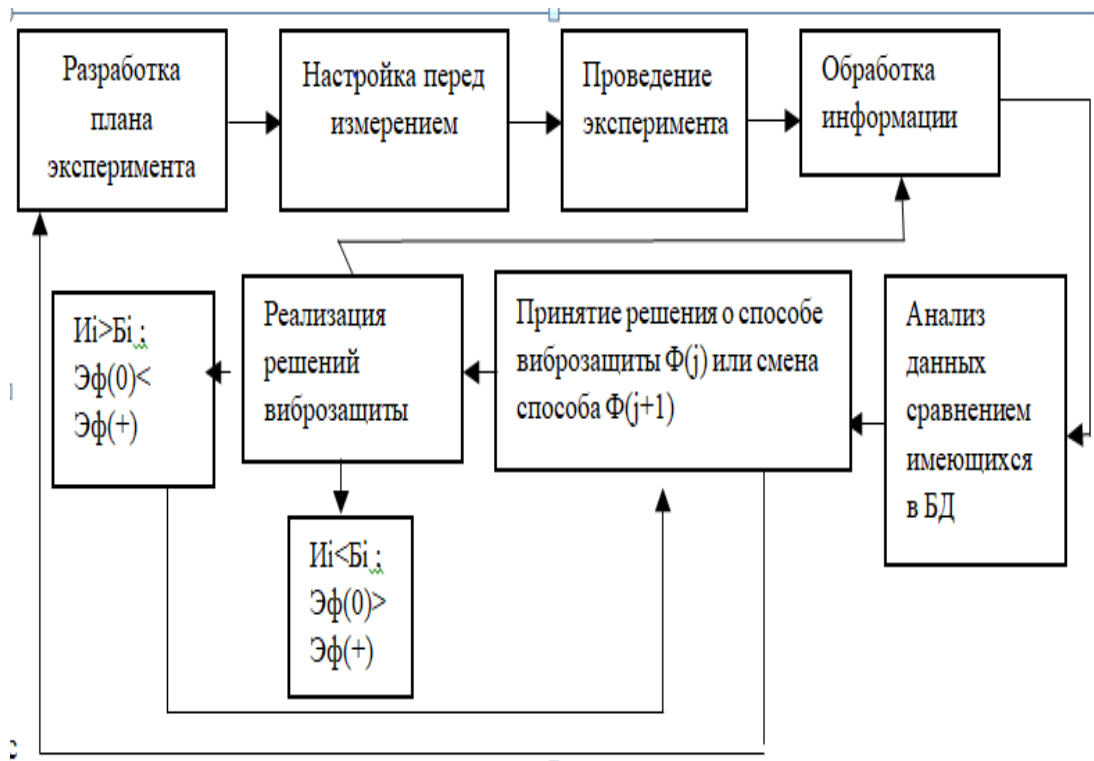
8. Сравнение полученных данных $\Delta\phi(T_j) > \Delta\phi(T_j + 1)$.

Рисунок 4.1 – Алгоритм проведения функционального вибромониторинга для использования технологических способов виброзащиты $\Phi(T_j)$

В данной работе рассмотрены технологические способы: коррекция режимов механообработки $\Phi(T_1)$ (блок 21.1 КРМ); коррекция геометрии инструмента $\Phi(T_3)$ (блок 21.3 КГИ); изготовление элементов ТС с повышенными демпфирующими параметрами путем наплавки $\Phi(T_5)$ (блок 21.5 АТ).

В большинстве случаев при проектировании и изготовлении режущего инструмента под конкретного заказчика конструктору известна только модель станка, в редких случаях – конструкция приспособления, детали, их масса и способы закрепления на станке. Поэтому для проведения испытаний на предприятиях заказчика инструмента для обработки конкретного материала изготавливаются 3...5 фрез с разными геометрическими параметрами: окружной шаг, шаг спирали и т. д.

Далее испытания на оборудовании заказчика проводятся по двум направлениям:

1. В существующий технологический процесс изготовления детали устанавливаются фрезы, датчики-акселерометры. Измерения осуществляются с помощью вибродиагностического комплекса «Виброрегистратор-Ф» [30, 31]. При изменении режимов механообработки определяются зоны с минимальным или допускаемым уровнем вибрации.

В таблицу параметров заносятся геометрические параметры фрезы. В автоматическом режиме рассчитываются следующие параметры: среднее сечение стружки, число одновременно работающих зубьев, угол встречи с заготовкой, место контакта зуба с заготовкой (точка, линия, пятно контакта), объем снимаемого материала, а также СКЗ амплитуды (виброускорение, виброскорость, виброперемещение).

2. Обработка тестовой партии деталей при серийном производстве. В этом случае имеется возможность влиять на стратегию обработки, изменяя при этом диаметр инструмента, ширину и глубину фрезерования, а также скорость и подачу. В этом случае строится номограмма: ширина фрезы – глубина фрезерования – скорость резания – СКЗ вибрации, с учётом соблюдения критерия допустимого износа инструмента.

Выбор рациональных технических решений осуществляется определением экстремумов функциональных зависимостей для $\Phi(T_1)$ и $\Phi(T_3)$, которые по следующим критериям высокоэффективной механообработки, $\Phi_{\text{цел}} \rightarrow \max$ при $I_i \rightarrow \min$:

- 1) комплексному критерию качества механообработки, K_{δ} а именно:

$$\delta_{\text{ш}} = R_z(R_a) - \text{шероховатость}; HV_{\text{дет}} - \text{микротвёрдость}; \Delta_{\text{накл}} - \text{глубина наклепа (мкм) обработанной детали};$$
- 2) производительностью механообработки $Pr_{\text{см}} = W_{\text{обр}}$ (мм³/об); стойкости инструмента $t_{\text{с.и.}}$.

4.2 Снижение уровня вибрации при механообработке конструкционных сталей коррекцией режимов механообработки и геометрии инструмента для повышения производительности

Для исследования влияния режимов механообработки и геометрии концевой фрезы конструкционной Стали 40 X на уровень вибрации и производительности использовалось следующее технологическое оборудование и измерительные комплексы:

1. фрезерно-расточной четырехкоординатный обрабатывающий центр модели MCV-400. Мощность главного привода 12 кВт, вес 11 т, выпуск 2014 г. Станок соответствует нормам точности, жесткости, осуществлена выборка люфтов в соответствии с паспортными данными станка;
2. приспособление: тиски станочные, длина губок 160 мм;
3. материал: круг 180×200 мм (поковка) из Стали 40 X;
4. фрезы производства завода ПК «МИОН», г. Томск: ГОСТ 23248–78 [103, 104].

Материал фрезы – твердый сплав марки H10F фирмы Sandvik Coromant, диаметр фрезы Φ 10. Фрезы, используемые в работе, изготавливались методом «вышлифовки и заточки по целому» за одну установку на заточном обрабатывающем центре Walter Power (Германия). Радиальное и осевое биение фрез 2 мкм; оправки W20 и KM3 фирмы «Бизон» (Польша);

5. вибродиагностический комплекс К5101 с использованием [228] СПМО «Виброрегистратор-Ф».

На рисунках 4.2, 4.3 приведены схема размещения датчиков и фотография проведенных экспериментов в ООО «ПК МИОН» на станке MCV-400 при определении рациональных режимов механообработки.

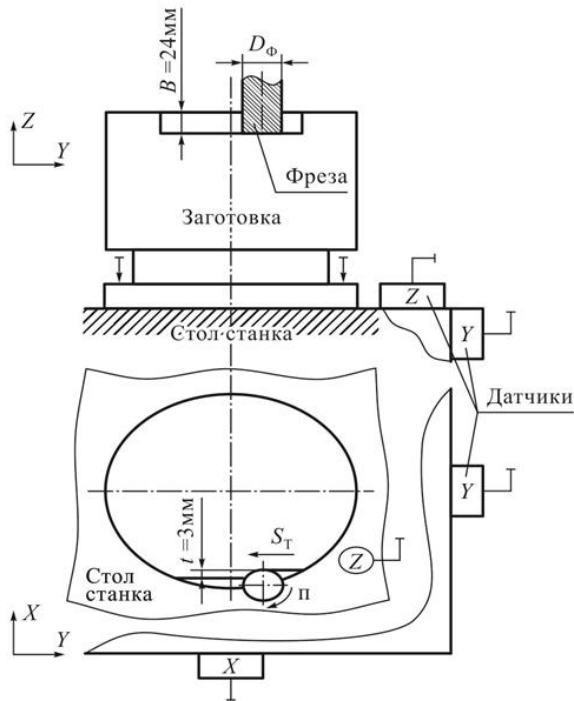


Рисунок 4.2 – Схема установки акселерометров на станке MCV-400

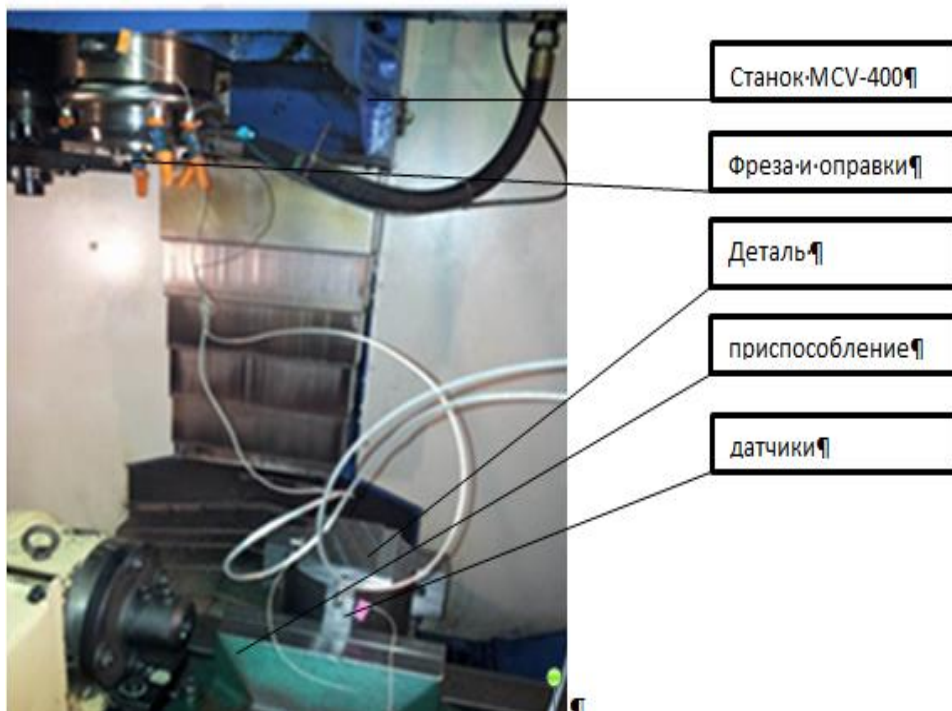


Рисунок 4.3 – Схема размещения датчиков и фотография эксперимента в ООО «ПК МИОН» на станке MCV-400

После проведения серии многофакторных экспериментов (пятифакторный: скорость резания V , м/мин; подача на зуб инструмента S_z , мм/зуб;

угол входа фрезы; угол подъема спирали w ; угол между зубьями фрезы $t_{фр}$; V , м/мин) были определены основные факторы, оказывающие значительное влияние на эффективность механообработки, которые приведены в таблицах 4.1, 4.2.

В таблице 4.1 приведен план двухфакторного эксперимента для коррекции режимов механообработки. В таблице 4.2 приведен план двухфакторного эксперимента для коррекции геометрии инструмента: определение общего уровня вибрации A (м/с²) и объема снятого материала W (мм³/об.) при изменении скорости резания V , м/мин, и подачи s_z (мм/зуб); глубина резания $t=5$ мм и ширина резания $B=3$ мм постоянны, диаметр фрезы $\Phi 10$.

Следует отметить, что при выборе режимов механообработки принимались рекомендации, необходимые для предотвращения автоколебаний в ТС, которые рассмотрены в работах В.Н. Андреева, В.А. Кудинова, В.М. Свирина и др., что позволяет значительно снизить объем экспериментальных исследований.

Таблица 4.1 – План эксперимента для коррекции режимов механообработки

№ эксперимента	Скорость резания V , м/мин	Подача на зуб инструмента S_x , мм/зуб	Объем снятого материала W , мм ³ /об
1	100	0,02	0,323
2	100	0,048	0,766
3	120	0,017	0,27
4	120	0,04	0,64
5	140	0,014	0,231
6	140	0,034	0,547

Таблица 4.2 – План эксперимента для коррекции геометрии инструмента

№ фрезы	Угол подъема спирали w , град	Угол между зубьями фрезы $t_{фр}$, град	$t_{фр}$			Материал фрезы – твердый сплав марки H10F фирмы Sandvik Coromant, диаметр фрезы $\Phi 10$
			$t_{фр}$	$t_{фр}$	$t_{фр}$	
1	30	92	90	88	90	
2	45	92	88	92	88	
3	60	93	91	85	91	

На рисунке 4.4 приведены обобщенные результаты экспериментов для принятия рациональных решений при выборе режимов фрезерования и геометрии инструмента по результатам вибромониторинга при использовании фрез с различной величиной шага зубьев фрезы.

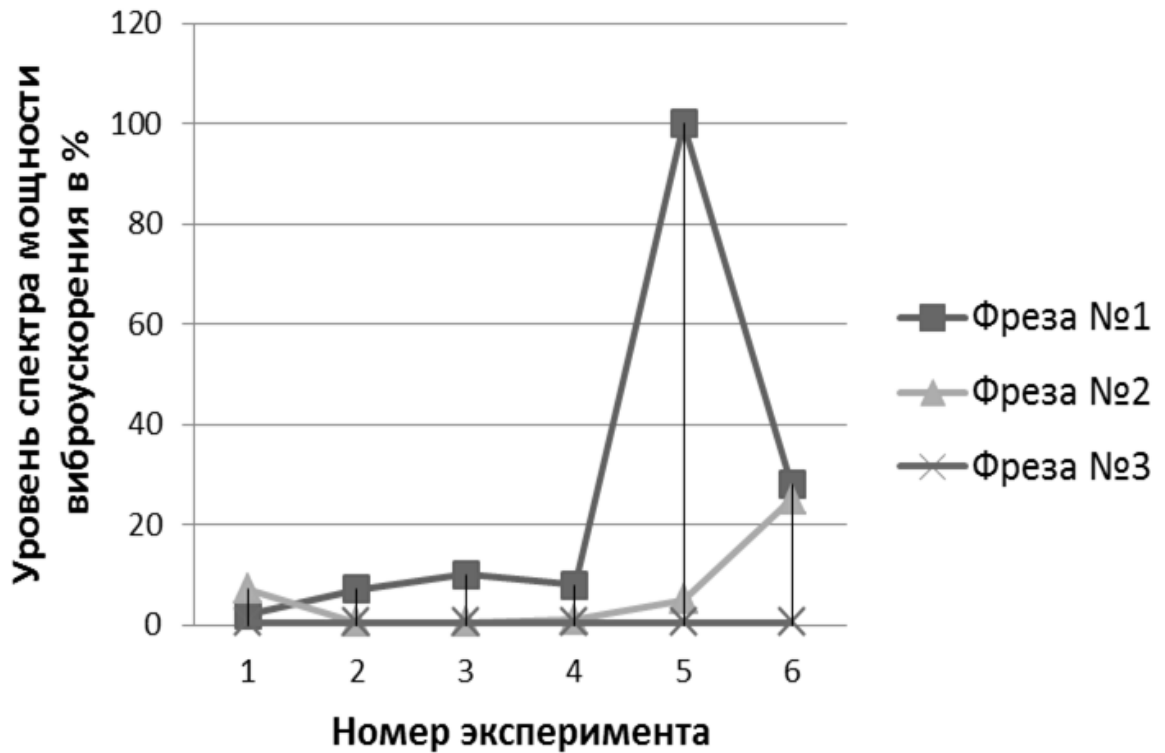


Рисунок 4.4 – Обобщенные результаты экспериментов для принятия рациональных решений при выборе режимов фрезерования и геометрии инструмента по результатам вибромониторинга при использовании фрез с различной величиной шага зубьев фрезы

На рисунке 4.5 приведена экспериментально полученная взаимосвязь амплитуды виброускорения и объёма снимаемого материала при значениях $t=ap=5,3$ мм, $B=ae=3$ мм – const для фрезы № 3.

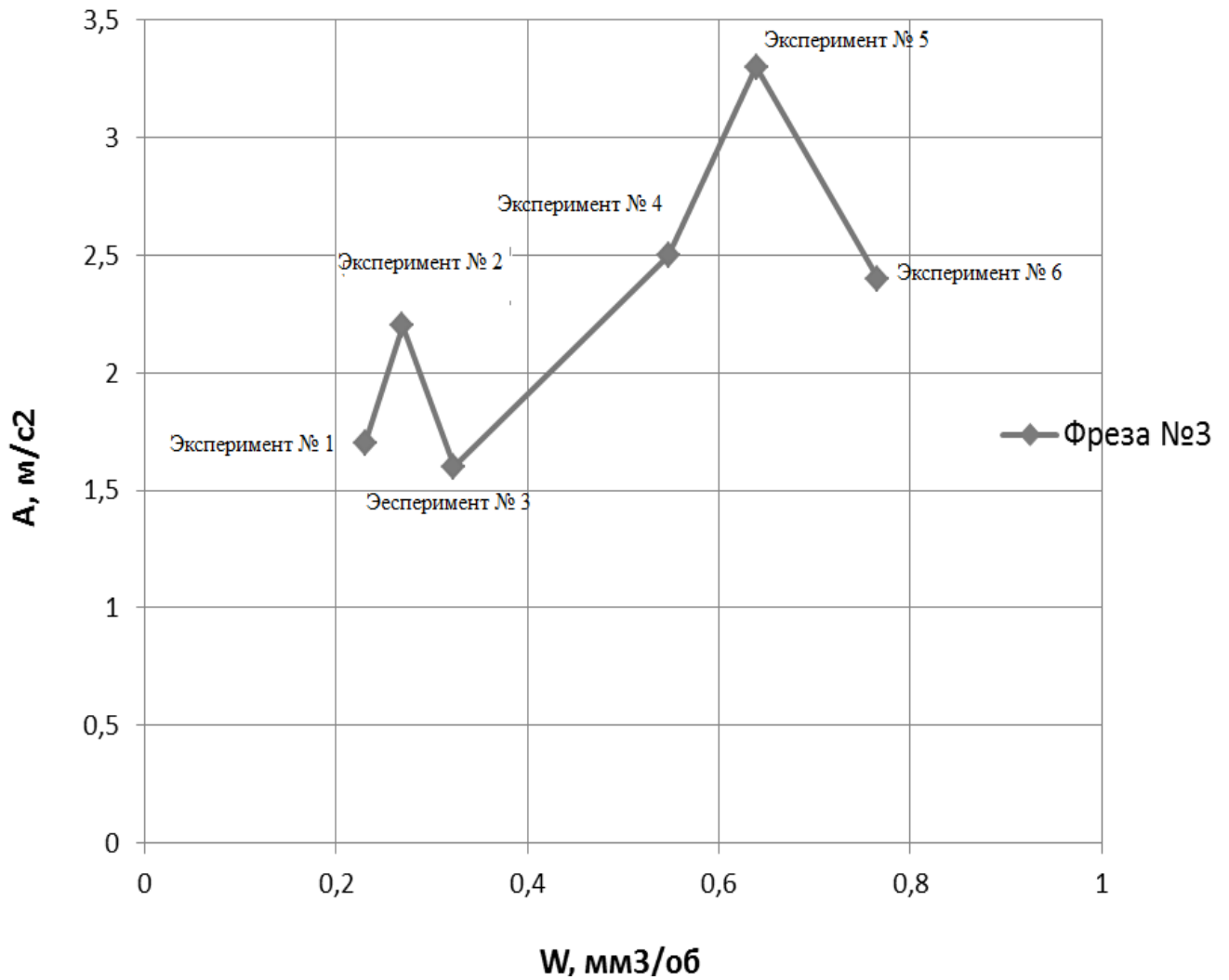


Рисунок 4.5 – Взаимосвязь амплитуды виброускорения и объёма снимаемого материала при значениях $t=ap=5,3$ мм, $B=ae=3$ мм – const для фрезы № 3

На рисунке 4.6 приведена номограмма для определения оптимальных условий работы инструмента при различных глубинах резания, которая позволяет технологу назначать рациональные режимы механообработки при минимальном уровне вибрации и максимальной производительности на станке MCV-400 заготовки из Стали 40 X.

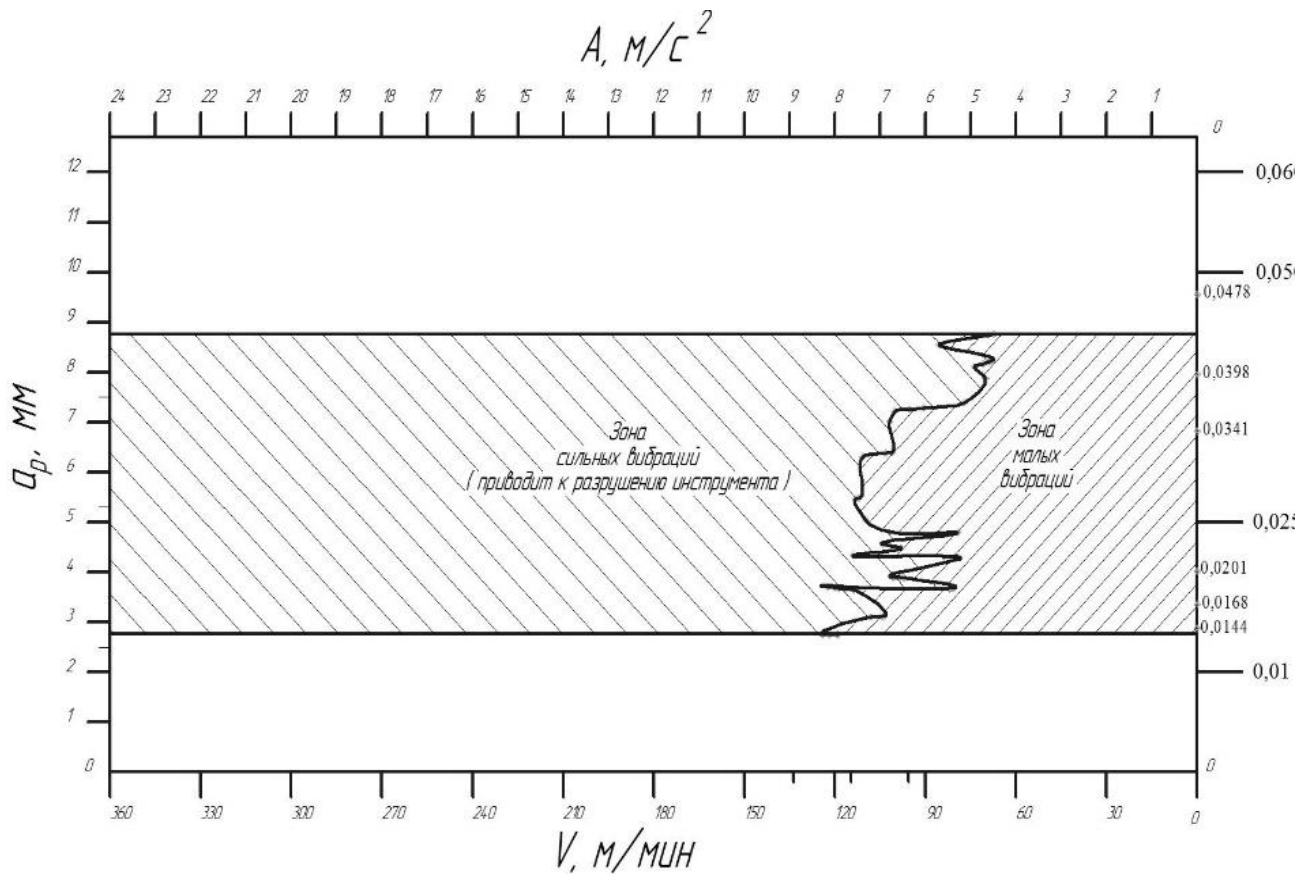


Рисунок 4.6 – Номограмма для определения оптимальных условий работы инструмента при различных глубинах резания

Предварительный анализ полученных данных и дальнейшие рекомендации

1. Повышение уровня вибрации возникает при совпадении собственных частот в системе «инструмент–деталь» с «зубцовой» частотой, что подтверждает приведенная спектрограмма на рисунке 4.7,

$$f_{инст.} = f_{зубц.} = f_{шпн.} \cdot z \text{ и } f_{дет.} = f_{зубц.} = f_{шпн.} \cdot z.$$

2. Адекватность математической модели (2.23), объясняющей повышенный уровень вибрации в системе «инструмент–деталь».
3. Возможность снижения уровня вибрации при механообработке конструкционных сталей коррекцией режимов механообработки и геометрии инструмента для повышения производительности [231–235].
4. Максимальный эффект снижения уровня вибрации может быть получен применением модуляции скорости резания за счет максимальной разности углов

между зубьями фрезы $t_{\phi p}$, что подтверждает известные положения, изложенные в работах [1–5, 10, 12, 49, 50].

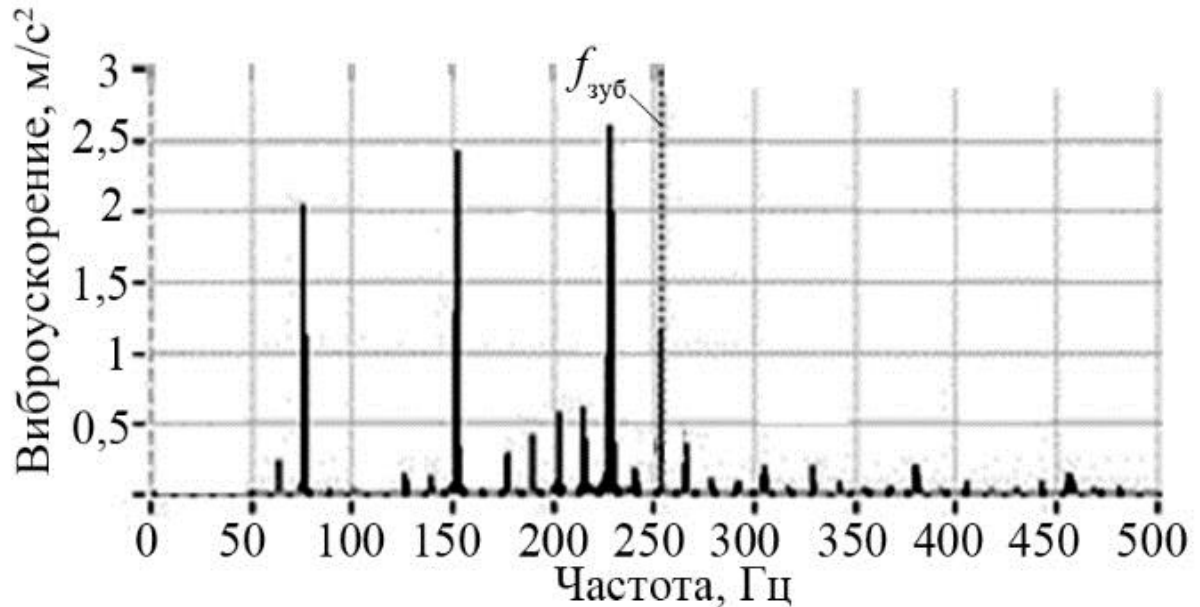


Рисунок 4.7 – Спектрограмма виброускорений, измеренных на детали («зубцовые» частоты)

4.3 Анализ причин повышенного уровня вибрации при механообработке конструкционных сталей торцевыми фрезами

Как ранее было отмечено, в конструкциях современных станочных комплексов устранены причины возникновения вибрации при механообработке и ее диагностике, однако устаревший станочный парк, который присутствует на многих предприятиях и составляет от 50 до 75 %, указывает на необходимость вибромониторинга и поиска технических решений для снижения вибрации конструкционно-технологическими способами. Для выявления причин повышенной вибрации, характерной при механообработке конструкционных сталей, и изучения влияний жесткостных параметров станка и фрез различных конструкций были проведены экспериментальные исследования. Для исследования влияния режимов механообработки торцевой фрезой конструкционной Стали 40 X на уро-

вень вибрации использовалось следующее технологическое оборудование и измерительные комплексы:

1. Торцевая фреза 265-05045AR04HN09 (рисунок 4.8), диаметр $\varnothing 50$ мм, производства ООО «Промышленная компания МИОН», с геометрическими параметрами:
 - угол в плане $\varphi_{пл}=45^\circ$;
 - передний радиальный угол $\gamma_{рад}=-7^\circ$;
 - передний осевой угол $\gamma_{ос}=-7^\circ$;
 - число зубьев $z_{фр}=4$;

Фреза оснащена твердосплавными пластинами HNCQ 090608 TN-M; группа применения твердого сплава – K20 ISO 513-75.

2. Фрезерный универсальный станок модели ФУ-321.
3. Заготовка квадратной формы 100×100 мм, материал – сталь 40X по ГОСТ 4545-71 твердостью 200 НВ.
4. Приспособление для закрепления заготовки – прижимы.
5. Вибродиагностический комплекс К5101 с использованием СПМО «Виброрегистратор-Ф».

Схема расположения датчиков приведена на рисунке 4.9.

Цель исследования – экспериментальное определение оптимальных технологических режимов механообработки торцевой фрезой, которые обеспечивают снижение ударно-вибрационных воздействий.



Рисунок 4.8 – Торцевая фреза 265-05045AR04HN09 производства ООО «Промышленная компания МИОН»

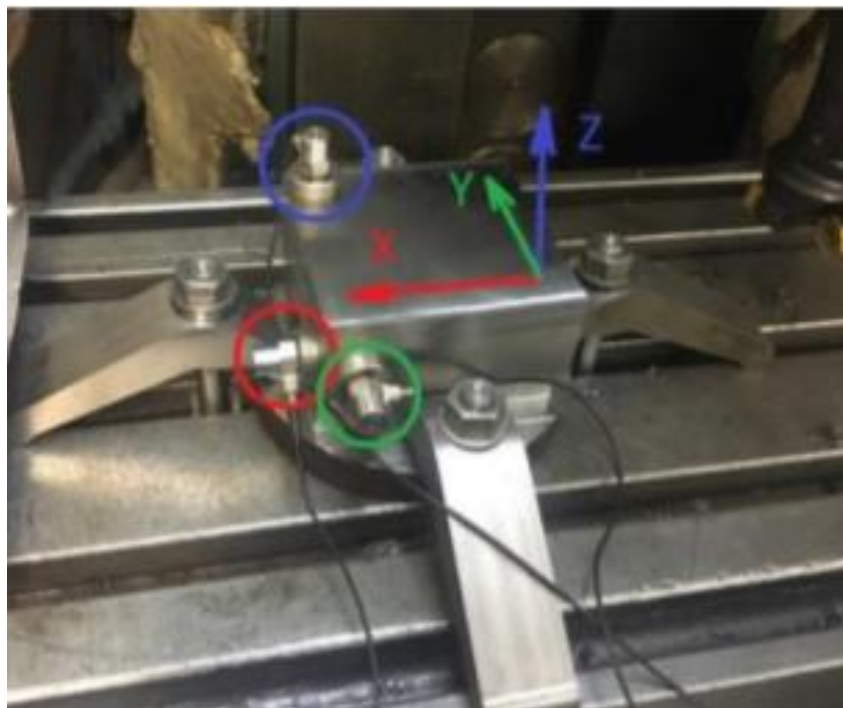


Рисунок 4.9 – Схема расположения датчиков

Исследования проведены согласно трехфакторному плану эксперимента, который представлен в таблице 4.3. Параметр глубины фрезерования t (ap) посто-

янен и равен 3 мм. Эксперименты проводились при попутном фрезеровании (рисунок 4.10).

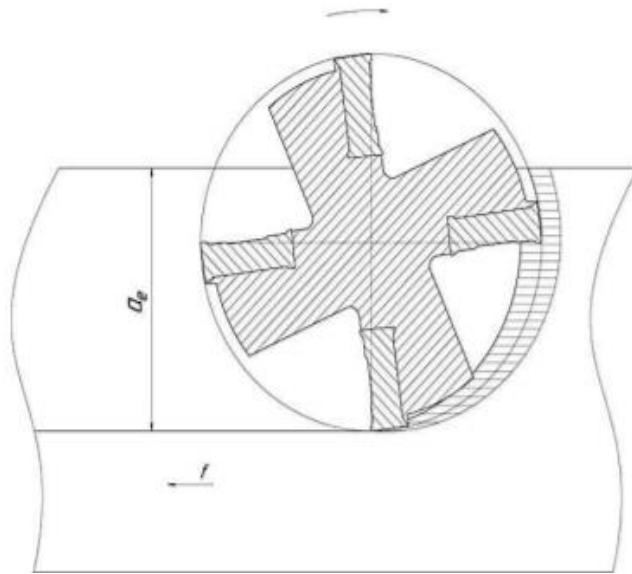


Рисунок 4.10 – Попутное фрезерование с шириной B (ae)

Таблица 4.3 – План эксперимента

№	н, об/мин	V, мм/мин	B, (ae) мм	s, мм/с	
1	800	100	10	0,031	
2			21,65	0,031	
3			35	0,031	
4		125	125	10	0,039
5				21,65	0,039
6				35	0,039
7		160	160	10	0,05
8				21,65	0,05
9				35	0,05
10	1000	100	10	0,025	
11			21,65	0,025	
12			35	0,025	
13		125	125	10	0,031
14				21,65	0,031
15				35	0,031
16		160	160	10	0,04
17				21,65	0,04
18				35	0,04

Продолжение таблицы 4.3

19	1250	100	10	0,02
20			21,65	0,02
21			35	0,02
22		125	10	0,025
23			21,65	0,025
24			35	0,025
25		160	10	0,032
26			21,65	0,032
27			35	0,032

Результаты эксперимента по определению общего уровня СКЗ виброскорости от режимов фрезерования приведены на рисунках 4.11–4.13.

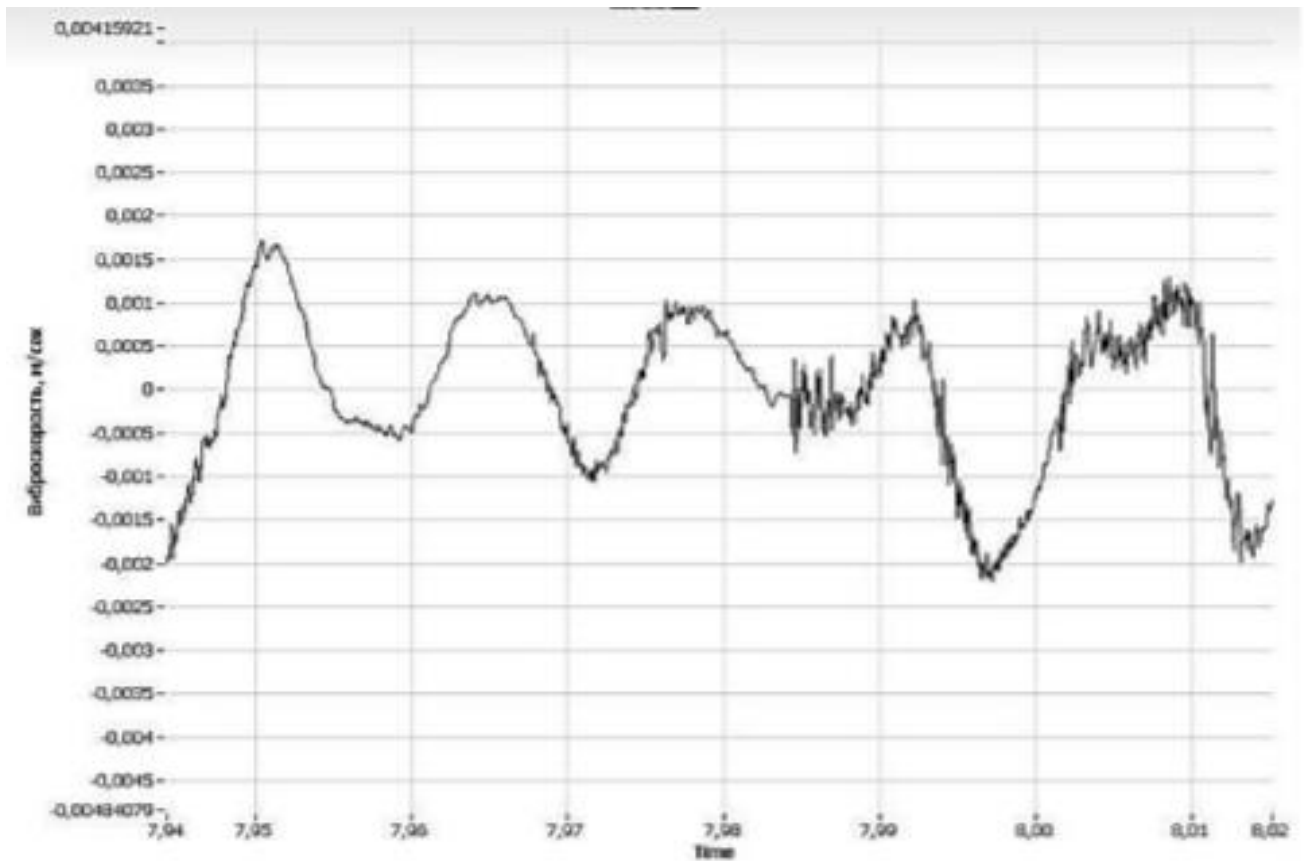


Рисунок 4.11 – Форма сигнала виброскорости по координате x за один оборот при $n_{шпн}=1000$ об/мин ($f_{об}=16,67$ Гц, $f_z=66,67$ Гц)

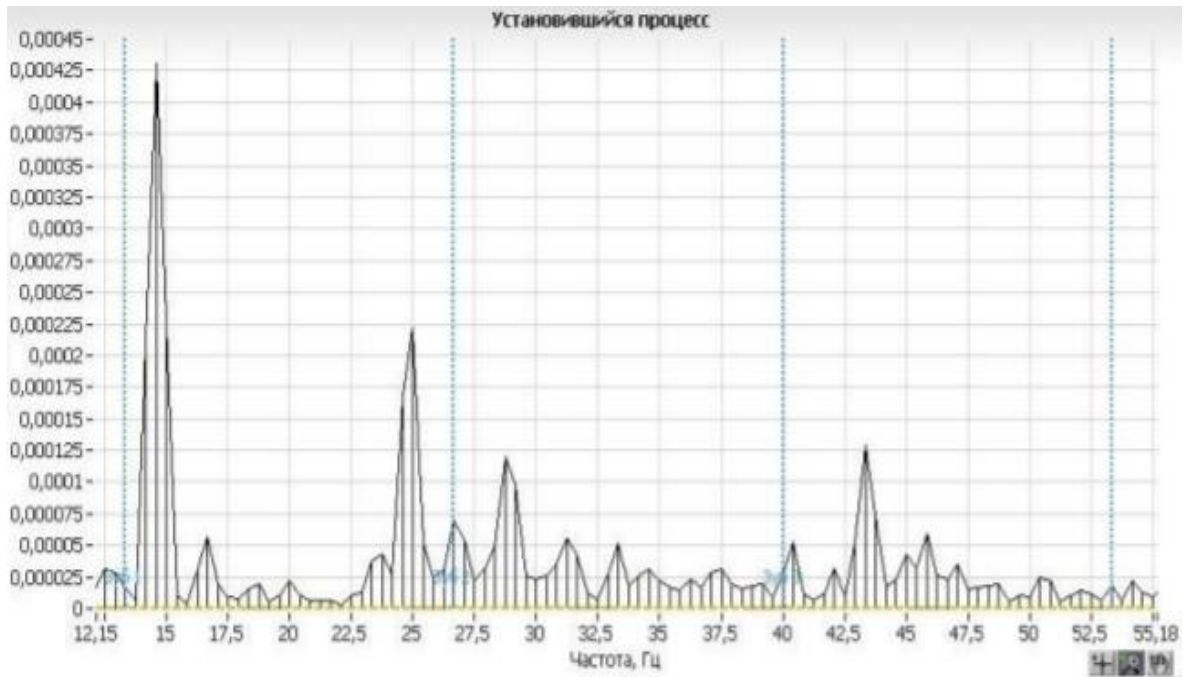


Рисунок 4.12 – Пример спектрограммы виброскорости по координате x при $V=ae=35$ мм, $n=1000$ об/мин, $s=160$ мм/мин, ($f_{об}=16,67$ Гц, $f_z=66,67$ Гц)

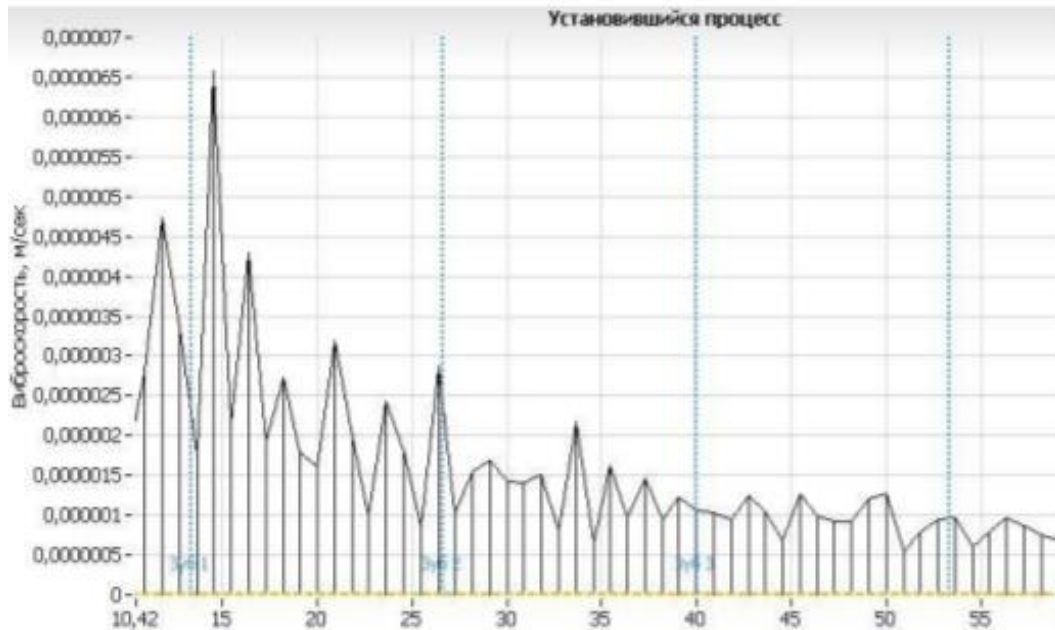


Рисунок 4.13 – Спектрограмма виброскорости по координате x при импульсном воздействии на заготовку

На рисунках 4.14–4.16 приведены результаты экспериментов в виде диаграмм.

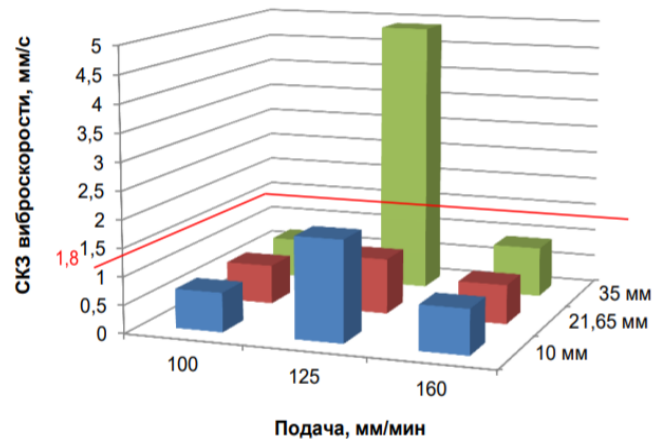


Рисунок 4.14 – СКЗ виброскорости при $n=800$ об/мин по оси x

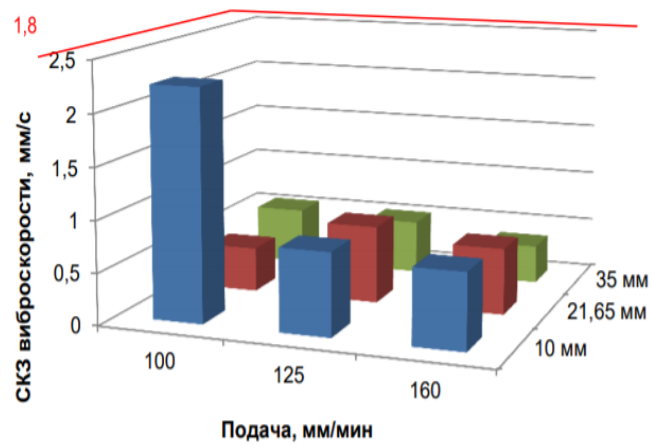


Рисунок 4.15 – СКЗ виброскорости при $n=1000$ об/мин по оси x

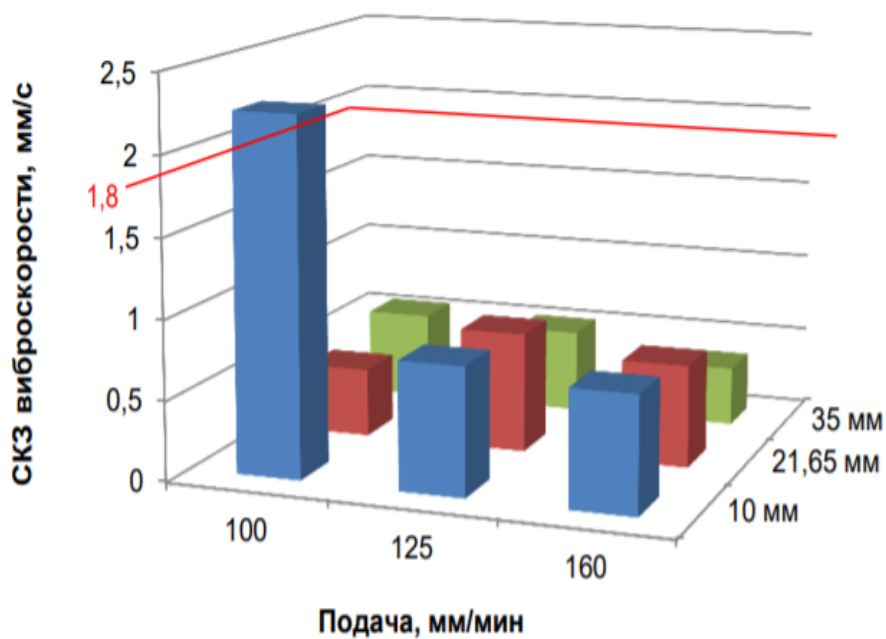


Рисунок 4.16 – СКЗ виброскорости при $n=1250$ об/мин по оси x

Предварительный анализ полученных данных и дальнейшие рекомендации

Анализ причин вибрации [231] на рассмотренных режимах механообработки (фрезерование торцевой фрезой Стали 40 X) показал:

1. Максимальное значение СКЗ виброскорости возникает на частоте возбуждения, равной собственной частоте заготовки (рисунок 4.13, 4.14), т. е. $f_{дет.} = f_{итн}$, что подтверждает адекватность ММ, объясняющей повышенный уровень вибрации в системе «деталь–приспособление» (2.28). Для снижения уровня вибрации необходимо исключить указанное совпадение частот или изменить способ крепления заготовки.
2. Выбранный параметр B (или ae – ширина фрезерования) для линии контакта имеет минимальное влияние на уровень вибрации, также для данного параметра предпочтительна подача 100 и 160 мм/мин.
3. При нежелательных сочетаниях режимов $B=ae=35$ мм, $s=125$ мм/мин, $n=800$ об/мин (эксперимент № 6, таблица 4.3) уровень вибрации увеличивается, что предположительно обусловлено нежесткостью элементов технологической системы.
4. Для всех вибрационных диаграмм (рисунки 4.15–4.17) с точки зрения вибрационных характеристик предпочтительнее варианты сочетания режимов резания при ширине фрезерования $B=ae=21,65$ мм, выбранной для линии контакта, а также варианты № 1, 3, 7, 9, 12, 21, 22, 24, 25 и 27 (таблица 4.3).
5. Следует особо отметить, что экспериментальные исследования, проведенные на станке с наличием значительных люфтов, показали, что возможен подбор режимов, которые позволяют производить обработку с минимальными ударно-вибрационными нагрузками и максимальной производительностью. Это дает возможность существенно повысить стойкость инструмента, о чем свидетельствуют результаты проведенного предварительного эксперимента на изнашивание зубьев фрезы на жестком станке – объема снятого материала, сопоставленного с экспериментом, при этом критического износа не было достигнуто (рисунок 4.17).



Рисунок. 4.17 – Износ твердосплавной пластины после предварительного эксперимента

Однако применение рассмотренного способа коррекции режимов механообработки имеет свои недостатки, связанные с конструкционными особенностями конкретной технологической системы, имеющей малую жесткость.

4.4 Сравнительная эффективность механообработки конструкционных сталей фрезами по ГОСТ 23248-78 и фрезой с волнообразной режущей кромкой и особенности ее геометрии

Анализ проведенных исследований показывает, что доминирующее влияние на уровень вибрации и эффективность механообработки оказывают факторы: жесткость элементов ТС, режимы резания, геометрия инструмента. Поэтому была проведена серия экспериментов влияния геометрии инструмента на эффективность механообработки, а именно, на физико-механические характеристики качества заготовки из Стали 40 X фрезами по ГОСТ 23248-78 с разными углами наклона зуба $\omega_{\text{п}}=20^{\circ}; 30^{\circ}; 45^{\circ}$ и фрезой с волнообразной режущей кромкой.

Для проведения экспериментов использовалось следующее технологическое оборудование и измерительные комплексы:

1. фрезерно-расточной четырехкоординатный обрабатывающий центр модели MCV-400. Мощность главного привода 12 кВт, вес 11 т, выпуск 2014 г.;

2. приспособление: тиски станочные, длина губок 160 мм;
3. образцы заготовки, имеющие форму куба со стороной 20 мм. Образцы вырезались на электроэрозионном проволочном станке из горячекатаного прута квадратной формы. Было изготовлено четыре образца для каждого типа концевой фрезы из Стали 40 X;
4. фрезы концевые производства завода ПК «МИОН», г. Томск, Ø 20 мм из быстрорежущей стали P6M5K5 по ГОСТ 23248-78 с разными углами наклона зуба $\omega_{\text{п}} = 20^\circ; 30^\circ; 45^\circ$ ($z=3; \gamma_{\text{н}}=15^\circ; \alpha_{\text{н}}=12^\circ$) и фреза с волнообразной режущей кромкой;
5. автоматический микротвердомер модели Duramin-5 (Struers GmbH, Германия) для измерения микротвердости обработанной поверхности.

На рисунке 4.18 приведены схемы крепления фрез концевых из быстрорежущей стали P6M5K5, Ø 20 мм, ГОСТ 23248-78 и «волнообразных» фрез, Ø 20 мм, на станке MCV-400.

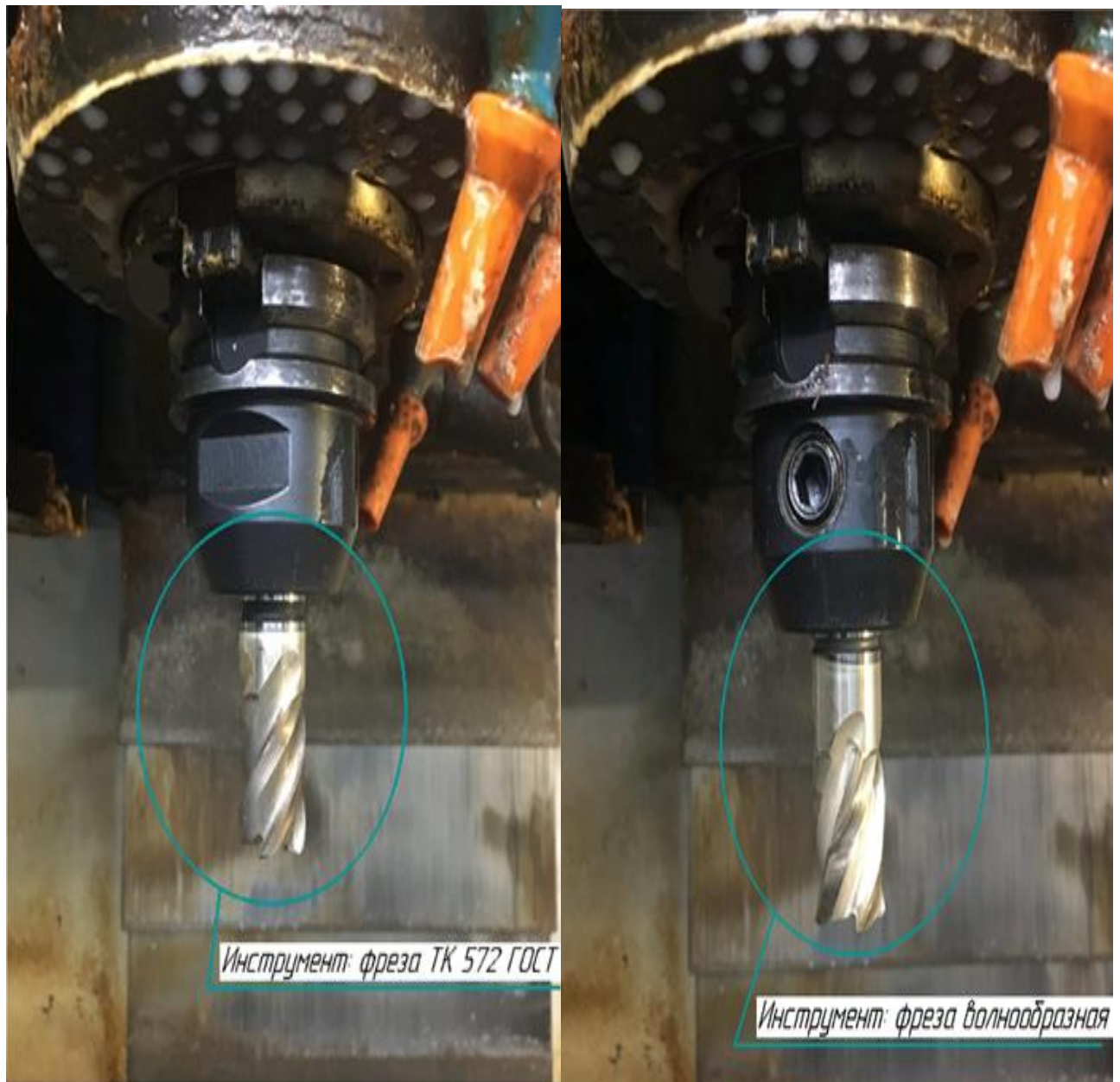


Рисунок 4.18 – Схемы крепления фрез концевых, ГОСТ, и «волнообразных»

Схема расположения датчиков на заготовке при фрезеровании на станке MCV-400 аналогична приведенной на рисунке 4.3.

На рисунке 4.19 приведены фото: а) фрезы «Волнообразная», Ø 20 мм (слева); б) фрезы ТК572 ГОСТ 23248-78, Ø 20 мм; в) конструкции фрезы «Волнообразная».

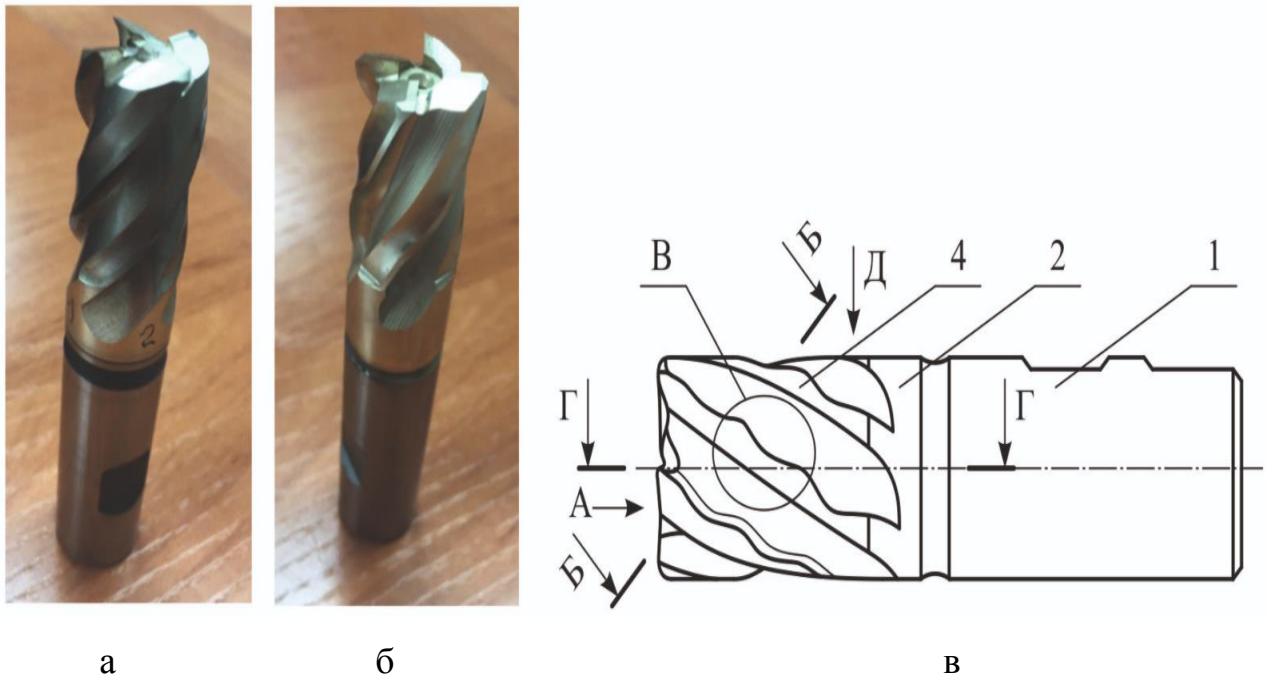


Рисунок 4.19 – Фрезы: а) «волнообразная», Ø 20 мм; б) ТК572 ГОСТ 23248-78, Ø 20 мм; в) конструкция фрезы «волнообразная»

На рисунке 4.20 приведены физико-механические характеристики качества: распределения величины микротвёрдости и глубины наклепанного слоя на образцах, обработанных фрезами по ГОСТ 23248-78 с разными углами наклона зуба ($\omega_i = \lambda = 20^\circ; 30^\circ; 45^\circ$ и фрезой с волнообразной режущей кромкой на детали из Стали 40 X HRCэ 32-36.

Отличие фрезы с волнообразной режущей кромкой («волнообразной») от стандартной, выполненной по ГОСТ 23248-78, состоит в том, что на цилиндрической рабочей части передний и задний угол режущего клина в каждой точке режущей кромки имеет различное значение в связи с переменным углом наклона лезвия (ω_n).

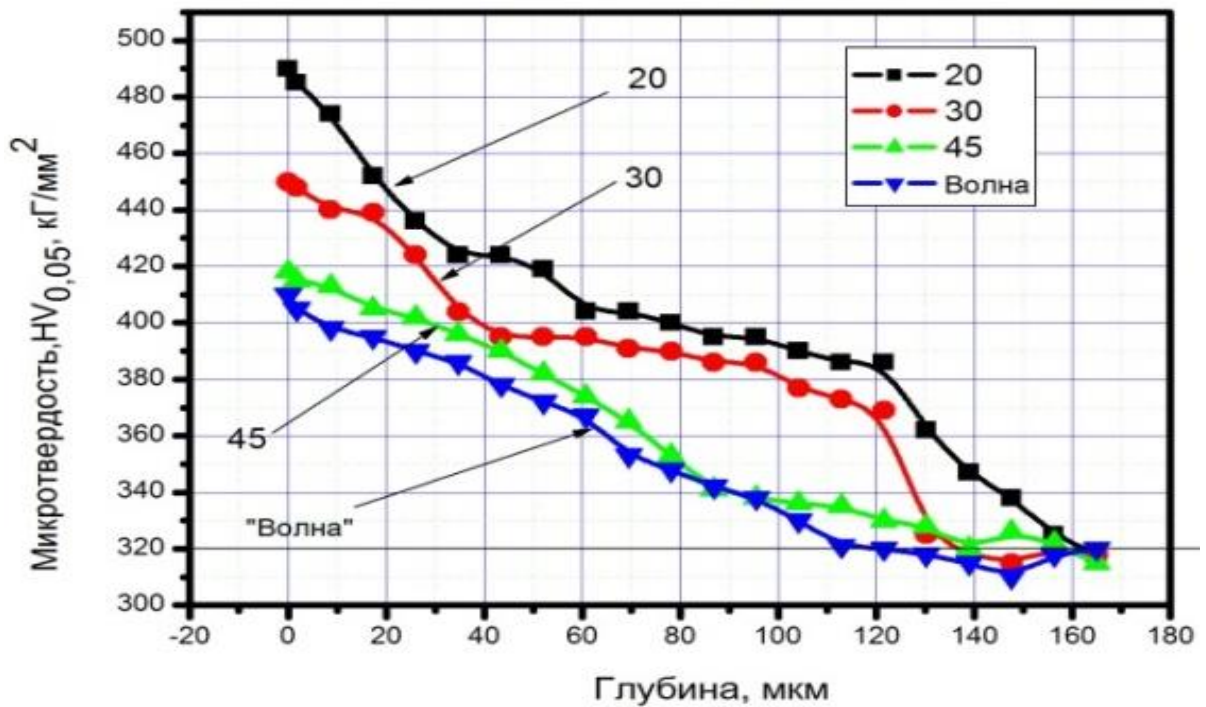


Рисунок 4.20 – Физико-механические характеристики качества распределения величины микротвёрдости и глубины наклепанного слоя на образцах, обработанных фрезами по ГОСТ 23248-78 с разными углами наклона зуба $\omega_i = 20^\circ; 30^\circ; 45^\circ$ и фрезой с волнообразной режущей кромкой на детали из Стали 40 X HRCэ 32-36

На изменение угла режущего клина влияет изменяющиеся в каждой точке волнового зуба главный передний (γ_H) и главный задний угол α_H .

Рассмотрим задачу расчёта главного переднего угла лезвия (γ_H) в произвольной точке А.

Исходными для расчёта данными являются:

- угол наклона волны ω^A в точке А;
- рабочий передний угол (γ_r^A) в точке А, находящийся в плоскости, совпадающей с вектором скорости резания, и как точка на траектории движения инструмента второго порядка по формуле:

$$\gamma_r^A = \arcsin\left(\frac{r \cdot \cos(\omega^A)}{R}\right), \quad (4.1)$$

где r – радиус инструмента второго порядка; R – радиус изготавливаемой фрезы. Необходимо определить главный передний угол γ_H^A .

Рассмотрим произвольную точку А на режущей кромке волнового зуба в ортонормальной прямоугольной системе координат (рисунок 4.21).

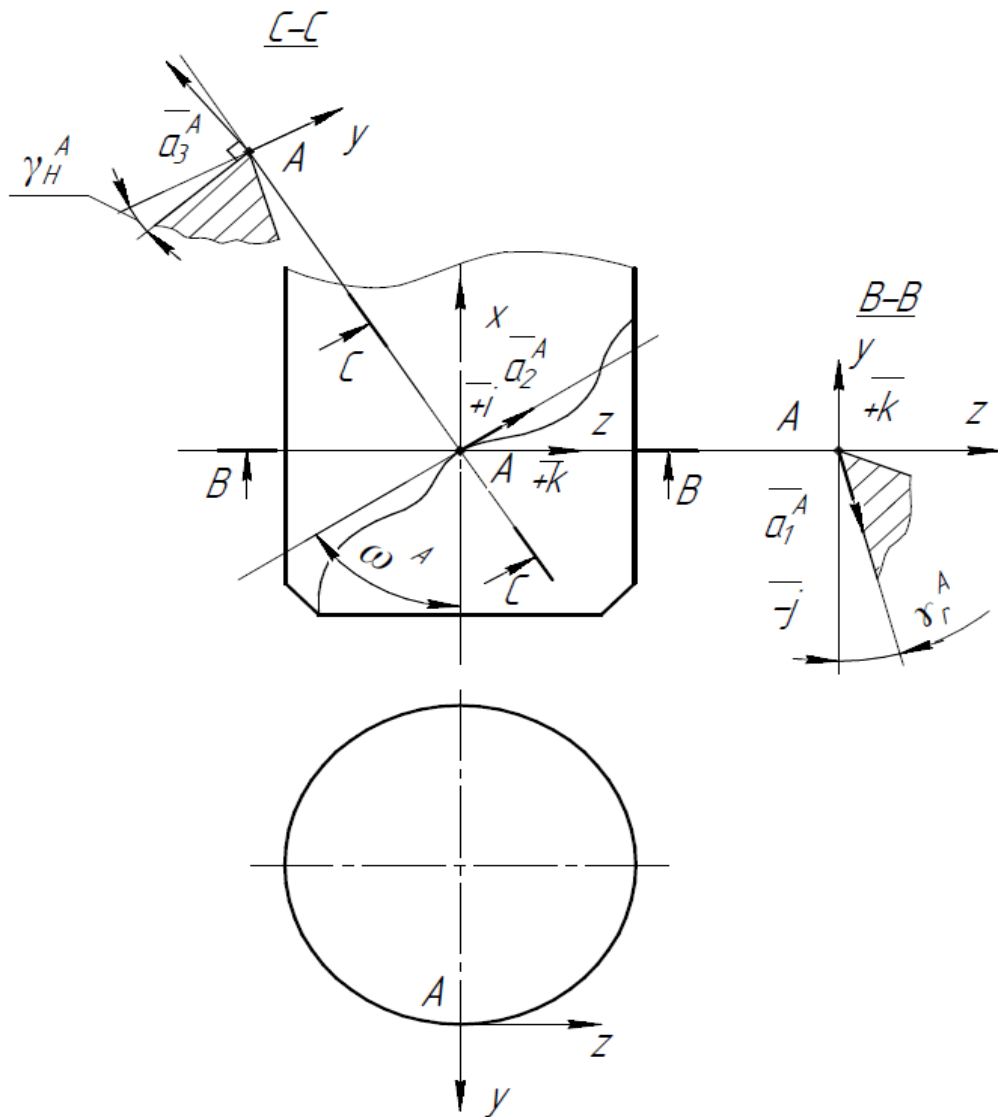


Рисунок 4.21 – Схема к расчёту геометрии «волнообразной» фрезы

Единичный направляющий вектор \vec{a}_1^A , касательный к передней поверхности зуба в сечении В-В в точке А, будет равен:

$$\vec{a}_1^A = -\cos(\gamma_r^A) \cdot \vec{j} + \sin(\gamma_r^A) \cdot \vec{k}; \quad (4.2)$$

Единичный направляющий вектор, касательный к волновой части зуба в точке А, будет равен:

$$\vec{a}_2^A = \sin(\omega^A) \cdot \vec{i} + \cos(\omega^A) \cdot \vec{k}; \quad (4.3)$$

Тогда нормаль \vec{a}_3^A , восстановленная к передней поверхности режущей кромки зуба в сечении С-С, перпендикулярная вектору \vec{a}_2^A , определяется векторным произведением, а с помощью матрицы третьего порядка найдём координаты проекции нового вектора:

$$\vec{a}_3^A = (\vec{a}_2^A \times \vec{a}_1^A) = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ 0 & \cos(\gamma_r^A) & \sin(\gamma_r^A) \\ \cos(\omega^A) & 0 & \sin(\omega^A) \end{vmatrix} = \quad (4.4)$$

$$= (\cos(\gamma_r^A) \cdot \sin(\omega^A)) \cdot \bar{i} - (-\sin(\gamma_r^A) \cdot \cos(\omega^A)) \cdot \bar{j} + (-\cos(\gamma_r^A) \cdot \cos(\omega^A)) \cdot \bar{k};$$

Результирующий вектор \vec{a}_3^A лежит в сечении С-С, то есть выполняется первое условие векторного произведения векторов, вектор \vec{a}_3^A перпендикулярен \vec{a}_1^A и \vec{a}_2^A , главный передний угол γ_H^A в точке А определится по формуле:

$$\operatorname{tg}(\gamma_H^A) = \frac{(-\cos(\omega^A)) \cdot \sin(\gamma_r^A)}{\sqrt{(\cos(\gamma_r^A))^2 \cdot (\sin(\omega^A))^2 + (\cos(\gamma_r^A))^2 \cdot (\cos(\omega^A))^2}} = -\operatorname{tg}(\gamma_r^A) \cdot \cos(\omega^A); \quad (4.5)$$

Знак « \leftrightarrow » показывает положительное значение угла. Численные значения углов резания γ_H^A , γ_r^A , α_H^A и угол клина для фрезы диаметром 50 мм Z=6 с рабочей длиной $l_{\text{рабочая}} = 50$ мм приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Численные значения углов резания γ_H^A , γ_r^A , α_H^A и угла клина

ω^A	γ_r^A	γ_H^A	α_H^A	Угол клина
35°	11,340	9,30	12,15	68,55
45°	9,770	6,94	14,00	69,05
57,5°	7,510	4,10	17,93	71,90
30°	11,996	10,43	11,51	68,06
15°	13,400	12,96	10,34	66,70
7,5°	13,770	13,64	10,08	66,28
25°	12,560	11,41	11,00	67,59

Задний угол в рабочей плоскости α_r является постоянным по величине на всей длине волновой (рабочей) части зуба и равен $\alpha_r = 10^\circ$.

Данный факт даёт возможность переточки фрезы по задней грани на универсально-заточном станке.

На рисунке 4.22, а показаны графики изменения угла наклона ω^A для двух смежных зубьев на длине рабочей части 50 мм.

На рисунке 4.22, б показаны графики изменения главного переднего угла γ_H^A и главного заднего угла α_H^A на длине рабочей части 50 мм, в зависимости от изменения угла наклона ω^A для двух смежных зубьев.

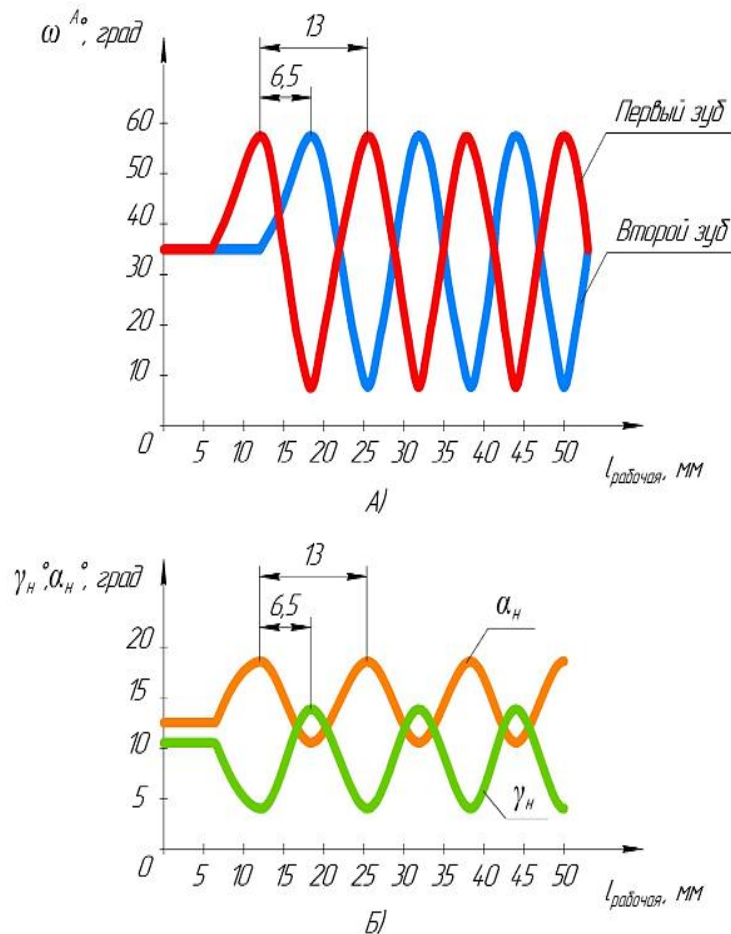


Рисунок 4.22 – (а) график изменения угла наклона ω^A для двух смежных зубьев на длине рабочей части 50 мм; (б) графики изменения главного переднего угла γ_H^A и главного заднего угла α_H^A на длине рабочей части 50 мм для первого зуба

Предварительный анализ полученных данных и дальнейшие рекомендации

1. Результаты измерения, приведённые на рисунке 4.21, показывают, что микротвердость и глубина наклепанного слоя при механообработке заготовки из Стали 40 X фрезой с волнообразной режущей кромкой меньше, чем у фрез по ГОСТ 23248-78 [238].
2. На основании полученных данных логично предположение, что имеется возможность улучшения качества механообработки заготовок из материалов, склонных к упрочнению, например, титановых сплавов, применением фрез с «волнообразной» режущей кромкой.

4.5 Сравнительная экономическая эффективность и стойкость инструмента при механообработке титановых сплавов фрезами по ГОСТ 23248-78 и фрезой с «волнообразной» режущей кромкой

Характерной особенностью при обработке титановых сплавов является склонность технологической системы к интенсивным колебаниям, что объясняется большими величинами радиальной составляющей силы резания. Кроме того, неустойчивое наростообразование и схватывание выступают дополнительными источниками возбуждения колебаний.

При этом особенности геометрии волновой фрезы и режимы механообработки позволяют быть не только источниками вибрации, но и ее «пассивными гасителями». Это позволяет значительно снизить уровень вибрации в системе «деталь–инструмент».

Для проверки предположения о возможности улучшения эффективности механообработки материалов, склонных к упрочнению, применением фрез с волнообразной режущей кромкой необходимо решить ряд задач.

Задачи экспериментов:

1. Разработать план экспериментов для определения виброактивности технологической системы, выполнив фрезерование двумя фрезами: по ГОСТ 23248-

78, Ø 20 мм, и «волнообразной» фрезой, Ø 20 мм, с разной шириной, глубиной фрезерования и скоростью резания при подаче на зуб 0,1 мм.

2. По выбранным режимам резания провести механическую обработку жестких деталей.
3. На основании данных вибромониторинга построить номограммы: ширина фрезерования $B=ae$ (мм), глубина фрезерования $t=ap$ (мм), скорость резания V (м/мин), $A^{\text{сум скз}}$ – виброперемещение, вычисляемое по зависимости $A^{\text{сум скз}} = \left(A_x^2 \text{ скз} + A_y^2 \text{ скз} + A_z^2 \text{ скз} \right)^{0.5}$ для каждой из фрез.
4. По номограммам $B-t-V-A^{\text{сум скз}}$ определить зону режимов обработки (10...50 мкм) с минимальным или допускаемыми параметрами вибрации.
5. Рассчитать экономический эффект от использования волнообразных фрез, Ø 20 мм, и фрез по ГОСТ 23248-78 при изготовлении детали.

Методика проведения эксперимента аналогична ранее рассмотренным, но имеет следующую специфику:

1. материал детали: круг 180×200 (поковка) титановый сплав ОТ 4 (производство Верхне-Салдинского Metallургического Комбината).
2. фрезы производства завода ПК «МИОН», г. Томск: фреза ГОСТ 23248-78, Ø 20×30×130 КМЗ, $z=4$ $\gamma_n=15^\circ$ $\alpha_n=12^\circ$ $\omega=30^\circ$; фреза «волнообразная», Ø 20×30×100 $z=4$, $\gamma_n=15^\circ$, $\alpha_n=12^\circ$.

Фрезы, используемые в работе, изготавливались методом «вышлифовки и заточки по целому» за одну установку на заточном обрабатывающем центре Walter Power (Германия). Радиальное и осевое биение фрез 2 мкм. Оправки W20 и КМЗ фирмы «Бизон» (Польша).

3. вибродиагностический комплекс К5101 с использованием СПМО «Виброреги-стратор-Ф» для измерения.

Предварительно режимы резания выбирались из практических соображений и данных в работах [2–22, 29] для обработки титановых сплавов ОТ 4 фрезами из быстрорежущих сталей. Данные виброперемещений, в соответствии с планом

эксперимента, приведены в таблице 4.5. В проведенных экспериментах виброактивность проявлялась на «зубцовых» частотах в полосе 20...45 Гц.

Таблица 4.5 – Данные виброперемещений в зависимости от режимов резания

№	B, мм	t, мм	V, $\frac{м}{мин}$	Фреза «волнообразная», Ø 20 мм	Фреза по ГОСТ 23248-78, Ø20 мм
				Виброперемещение СКЗ, мкм	
1	12	2	40	29	40
2		4		15	22
3		5		29	35
4		5,75		32	25
5		6,5		35	22
6		8		39	26
7		10		25	25
8	24	2	20	23	1536
9		4		12	1030
10		5		15	320
11		5,75		14	257
12		6,5		20	253
13		8		13	656
14		10		49	223
15		2	40	26	39
16		4		31	25
17		5		47	28
18		5,75		29	22
19		6,5		39	48
20		8		30	28
21		10		15	120
Дополнительные точки					
22	14	9,5	30	14	912
23	20	9	35	20	420
24	24	9,5	40	10	75
25		8,5	20	11	200

По данным таблицы 4.5 строим номограммы виброактивности для каждой из фрез: фрезы Ø 20 мм по ГОСТ 23248-78 и волнообразной фрезы Ø 20 мм.

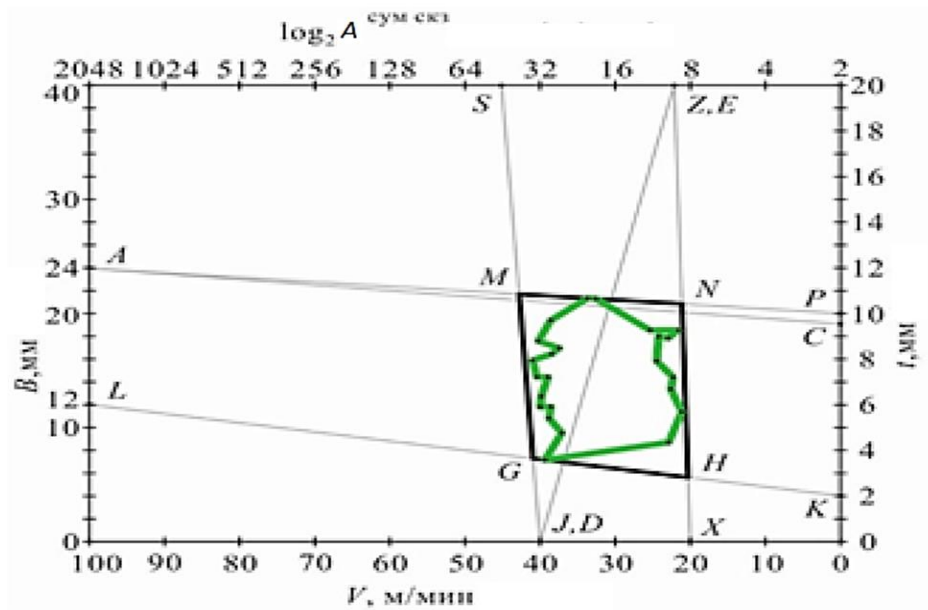
На номограммах рисунках 4.23, а, б наблюдается «облако» точек пересечения прямых. Для наглядности точки соединены линиями. Данное «облако» ограничиваем четырехугольником *EMHG*, левая сторона которого – максимальная

граница вибрации, правая – минимальная граница вибрации, нижняя сторона – минимальная ширина и глубина фрезерования, верхняя – максимальная ширина и глубина фрезерования. Таким образом, в четырехугольнике *EMHG* находятся рекомендуемые режимы резания с соответствующими допускаемыми уровнями вибрации [21, 22]. Данный диапазон впоследствии можно расширить или уменьшить в зависимости от стойкостных испытаний.

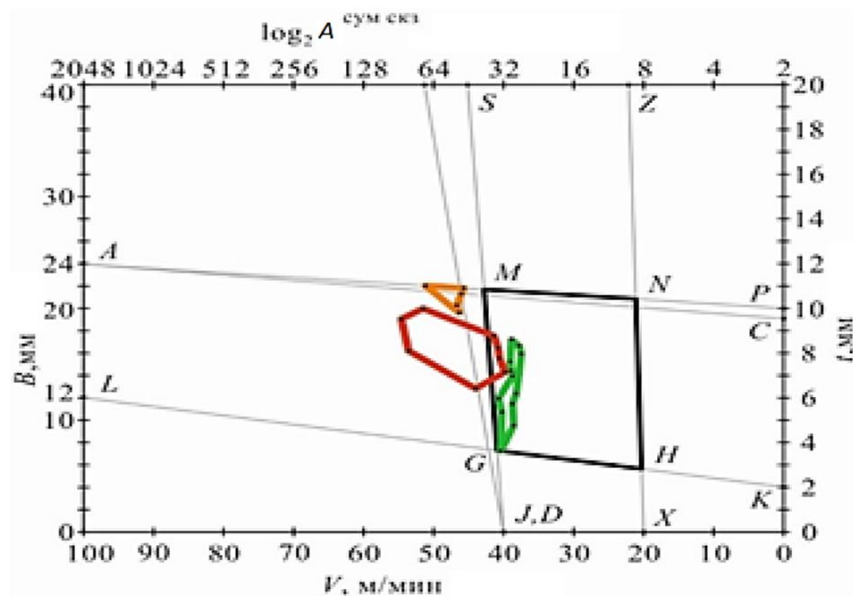
Алгоритм нанесения точек на номограмму, по данным таблицы 4.5.

1. На оси «*B*, мм» (ширина фрезерования) отмечаем необходимую точку $A = 24$ мм.
2. На оси «*t*, мм» (глубина фрезерования) отмечаем необходимую точку $C = 9,5$ мм.
3. Соединяем в номограмме точки *A* и *C*. Получаем отрезок *AC*.
4. На оси «*V*, м/мин» (скорость резания) отмечаем необходимую точку $D = 40$ м/мин.
5. На оси « $\log_2 A^{\text{сум скз}}$, мкм» (виброперемещение) отмечаем необходимую точку $E = 5$ мм.
6. Соединяем в номограмме точки *D* и *E*. Получаем отрезок *DE*.
7. Пересечение отрезков *AC* и *DE* дает точку *F*.
8. Полученная точка *F* входит в область *ENHG*.
9. Внутри области *ENHG* находится виброустойчивая зона режимов резания.
10. Область *ENHG* на номограмме, приведенной на рисунке 4.24, построена по следующему алгоритму:
 - 10.1 На оси «*B*» (ширина фрезерования) в соответствии с принятой шириной фрезерования (диапазон значений $B = 12$ мм, 14 мм, 20 мм, 24 мм) отмечаем точку $L = 12$ мм минимальное и $A = 24$ мм максимальное значение ширины фрезерования.
 - 10.2 На оси «*t*, мм» (глубина фрезерования) в соответствии с принятой глубиной фрезерования (диапазон значений $t = 2$ мм, 4 мм, 5 мм, 5,75 мм, 6,5 мм, 8 мм, 8,5 мм, 9 мм, 9,5 мм, 10 мм), отмечаем $K = 2$ мм минимальное и $P = 10$ мм максимальное значение глубины фрезерования.
 - 10.3 Соединяем точки *L* и *K*. Получаем отрезок *LK*.

- 10.4 Соединяем точки A и P . Получаем отрезок AP .
- 10.5 На оси « V » (скорость резания) в соответствии с принятой скоростью резания (диапазон значений $V = 20$ м/мин, 30 м/мин, 35 м/мин, 40 м/мин) откладываем $X = 20$ м/мин минимальное и $J = 40$ м/мин максимальное значение скорости резания.
- 10.6 На оси « $\log_2 A^{\text{сум скз}}$, мкм» (виброперемещение) в соответствии с зоной рациональных по критерию стойкости амплитуд автоколебаний для быстрорежущего инструмента (фрезы концевые) откладываем $Z = 2$ мкм минимальное $A^{\text{сум скз}} = 10$ мкм и $A^{\text{сум скз}} = 50$ мкм максимальное значение виброперемещения [10].
- 10.7 Соединяем точки X и Z . Получаем отрезок XZ .
- 10.8 Соединяем точки J и S . Получаем отрезок JS .
- 10.9 Пересечение отрезков AP и JS дает точку E . Пересечение отрезков AP и XZ дает точку M . Пересечение отрезков LK и JS дает точку G . Пересечение отрезков LK и XZ дает точку H .
- 10.10 Соединяем точки E и M . Получаем отрезок EM .
- 10.11 Соединяем точки M и H . Получаем отрезок MH .
- 10.12 Соединяем точки H и G . Получаем отрезок HG .
- 10.13 Соединяем точки G и E . Получаем отрезок GE .
- 10.14 В результате соединения отрезков получаем область рациональных значений режимов резания $EMHG$.



а



б

Рисунок 4.23 – Номограммы: а) для фрезы с волнообразной режущей кромкой; б) для фрезы ГОСТ 23248-78

- █ – оптимальный уровень вибрации (от 10 до 50 мкм);
- █ – допустимый уровень вибрации (от 50 до 250 мкм);
- █ – предельный уровень вибрации (от 250 до 1000 мкм).

Полученные номограммы (рисунок 4.24) используются технологами предприятия-заказчика инструмента и могут впоследствии дополняться виброустой-

чивыми зонами при осевом врезании, врезании под углом, при обходах радиусов и т. д.

Следует отметить, что полученные номограммы будут являться действительными только для конкретной технологической системы, включая вылет инструмента и качество обрабатываемого материала, т. е. экономически выгодны для серийного, крупносерийного и массового производства.

Предельным износом являлся износ по задней грани, равный 0,3 мм. Стойкость фрез в минутах $t_{\text{си}}$ и миллиметрах $L_{\text{ст}}$ показана в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Сравнительная эффективность двух фрез

№		1	2
Обозначение фрезы		«Волнообразная»	ГОСТ 23248-78
		Ø 20 мм	
Режимы обработки	V , м/мин	40	40
	B , мм	24	24
	t , мм	9,5	9,5
	S_z , мм/зуб	0,1	0,1
$A^{\text{сум скз}}$, мкм. Виброперемещение		5	15
$P_{\text{д}}$, мм. Путь при изготовлении одной детали		520	520
$Q_{\text{д}}$, шт. Количество деталей за период стойкости		35,2	11,4
$t_{\text{си}}$, мин. Время стойкости		71,8	23,3
$L_{\text{ст}}$, мм. Стойкость в пройденном расстоянии		18298	5932

Из анализа номограмм, приведенных на рисунках 4.23, а, б и сравнительной эффективности двух фрез в таблице 4.6 можно сделать вывод о том, что применение волновой фрезы при черновой механообработке и максимальной производительности с заданными ограничениями уровней вибрации $A^{\text{сум скз}} = 10...50$ мкм дает возможность повышения стойкости инструмента $t_{\text{си}}$ (или $L_{\text{ст}}$) более чем в 3 раза для получения необходимого качества поверхности обработанной детали из титана в пределах $R_z = 10...60$ мкм по сравнению со стандартной фрезой.

При указанных режимах и производительности механообработки качество обработанной детали стандартной фрезой составляло $R_z = 50...180$ мкм.

Режимы обработки практически одинаковы для всех фрез, поэтому в расчётах использован путь, пройденный каждой фрезой за время обработки одной детали $\Pi_d = 520$ мм.

Определим путь (расстояние) $L_{ст}$, пройденный каждой из фрез до износа $h_3 = 0,3$ мм (таблица 4.5):

$$L_{ст} = S_{мин} \cdot T_{ст}, \quad (4.6)$$

где $S_{мин}$ – минутная подача в мм/мин; $t_{СИ}$ – стойкость фрезы в минутах;

$$S_{мин} = s_z \cdot z \cdot n_{шпн.}, \quad (4.7)$$

где S_z – подача на зуб (мм); z – число зубьев фрезы; $n_{шпн.}$ – число оборотов шпинделя (об/мин).

Количество деталей Q_d , обработанных каждой фрезой за период стойкости, определено по формуле:

$$Q_d = L_{ст} / \Pi_d, \quad (4.8)$$

где Π_d – путь, пройденный фрезой при изготовлении одной детали мм (таблица 4.6).

Количество фрез $K_{фр}$, необходимых для изготовления партии деталей, $N = 100$ штук.

$$K_{фр} = N / Q_d, \quad (4.9)$$

$K_{волна} = 100 / 35,2 = 2,84$ фрезы; $K_{ГОСТ} = 100 / 11,4 = 8,77$ фрезы.

Стоимость $C_{фр}$ фрез, произведённых на предприятии ООО ПК «МИОН»:

$$C_{волна} = 5590 \text{ руб.}; C_{ГОСТ} = 2442 \text{ руб.},$$

где $C_{волна}$, $C_{ГОСТ}$ – стоимость «волновой» и стандартной фрез соответственно.

Затраты $Z_{и}$ на инструмент при черновом фрезеровании детали «корпус» определяются по формуле:

$$Z_{\Pi} = K_{\text{фр}} \cdot C_{\text{фр}}, \quad (4.10)$$

где $K_{\text{фр}}$ – количество фрез, необходимых для изготовления партии деталей; $C_{\text{фр}}$ – цена фрезы (руб.).

$$Z_{\text{волна}} = 2,84 \times 5990 = 17011,6 \text{ руб.}; \quad Z_{\text{ГОСТ}} = 8,77 \times 2442 = 21416,34 \text{ руб.}$$

Экономический эффект \mathcal{E} от использования волнообразной фрезы, $\varnothing 20$ мм, с режимами обработки по сравнению с фрезой $\varnothing 20$ мм ГОСТ 23248-78 с режимами обработки (таблица 4.6) при изготовлении партии деталей:

$$\mathcal{E}_{\text{волна}} = Z_{\text{ГОСТ}} / Z_{\text{волна}}, \quad (4.11)$$

$$\mathcal{E}_{\text{волна}} = 21416,34 / 17011,6 = 1,259.$$

По результатам работы и многочисленным ресурсным испытаниям на ВСМПО-АВИСМА, г. Верхняя Салда, и др. внесена поправка в ГОСТ 23248-78 «Фрезы концевые для обработки деталей из высокопрочных сталей и титановых сплавов на станках с программным управлением»: «2. Фрезы с длиной режущей части $l > 3D$ рекомендуются для применения с волнообразной режущей кромкой по технической документации, утверждённой в установленном порядке» [30]. Также разработаны технические условия на волнообразные фрезы ТУ 3918-018-36293294-2015.

Предварительный анализ полученных данных и дальнейшие рекомендации

1. Эффективность применения фрез с волнообразной режущей кромкой при механообработке титановых сплавов по сравнению с фрезами по ГОСТ 23248-78 по параметрам стойкости выше в три раза и по экономической эффективности выше на 26 % [238].
2. Снижение виброактивности от применения волнообразных фрез по сравнению с фрезами по ГОСТ 23248-78, в свою очередь, связано с работой каждого зуба по менее наклёпанному слою.

3. Необходим контроль режимов механообработки: скорости резания V (м/мин), ширины фрезерования B (мм), глубины фрезерования t (мм) и СКЗ вибрации $A^{\text{сум СКЗ}}$ (мкм).
4. При возрастании вибрации $A^{\text{сум СКЗ}}$ выше допустимых (10...50 мкм) необходимо изменять указанные параметры в соответствии номограммой (рисунок 4.23).

4.6 Сравнительная эффективность механообработки по величине шероховатости заготовки из титанового сплава фрезами по ГОСТ 23248-78 и фрезой с волнообразной режущей кромкой

Для сравнения эффективности механообработки была проведена серия экспериментов по определению шероховатости после обработки титанового сплава высокой прочности марки ВТ 22 фрезами концевыми $\varnothing 50$, выполненными по ГОСТ 23248-78, и «волнообразной» фрезой производства ООО ПК «МИОН», г. Томск, длина рабочей части $l_{\text{раб}} = 50$ мм, число зубьев $Z=6$, замеренное радиальное биение обеих фрез – 5 мкм.

Обрабатываемый материал: титановый сплав высокой прочности марки ВТ 22 (поковки). Титан произведен на Верхнесалдинском металлургическом комбинате (ВСМПО-АВИСМА).

Для измерения шероховатости использован лазерный сканирующий электронный микроскоп модели LEXT OLS4100.

Режимы механообработки:

- скорость резания $V = 10$ м/мин, подача на зуб $S = 0,1$ мм.
- глубина резания $t = 4$ мм, ширина фрезерования $B = 24$ мм.

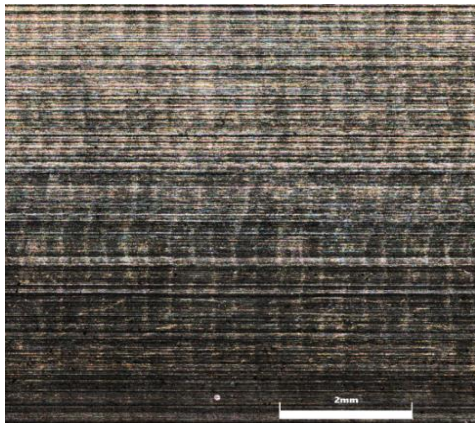
Охлаждающая жидкость «Beazocut 5 %» при давлении 0,4 МПа.

В таблице 4.7 приведены СКЗ виброперемещений при обработке титанового сплава ВТ 22 при указанных режимах механообработки.

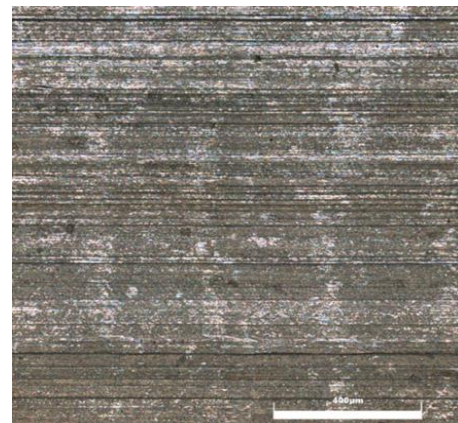
Таблица 4.7 – СКЗ виброперемещений при обработке титанового сплава ВТ 22 при заданных режимах

Обозначение фрезы	Обрабатываемый материал	СКЗ виброперемещений по осям (мкм) и суммарное			
		A_X	A_Y	A_Z	$A_{\text{сум}}$
Волнообразная фреза $\varnothing 50$	ВТ22	4	6	8	10,7
Концевая фреза, выполненная по ГОСТ 23248-78 $\varnothing 50$		15	20	8	26,25

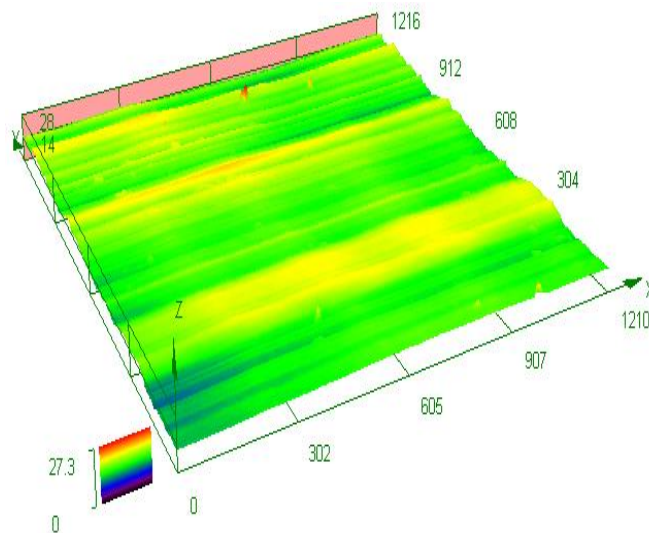
На рисунке 4.24 показана шероховатость и 3D распределение высот поверхностного рельефа титанового сплава ВТ 22 после обработки фрезами концевыми, $\varnothing 50$, выполненными по ГОСТ 23248-78.



а



б



в

Рисунок 4.24 – Изображение поверхности сплава ВТ 22: а) после обработки фрезой, выполненной по ГОСТ 23248-78, $\varnothing 50$; б) увеличенный фрагмент поверхности; в) 3D распределение высот поверхностного рельефа

Поверхность, обработанная фрезой, выполненной по ГОСТ 23248-78, $\varnothing 50$, имеет шероховатость $S_a=1,86$ мкм, $S_z=20$ мкм.

На рисунке 4.25 показана шероховатость и 3D распределение высот поверхностного рельефа титанового сплава ВТ 22 после обработки фрезой с волнообразной режущей кромкой.

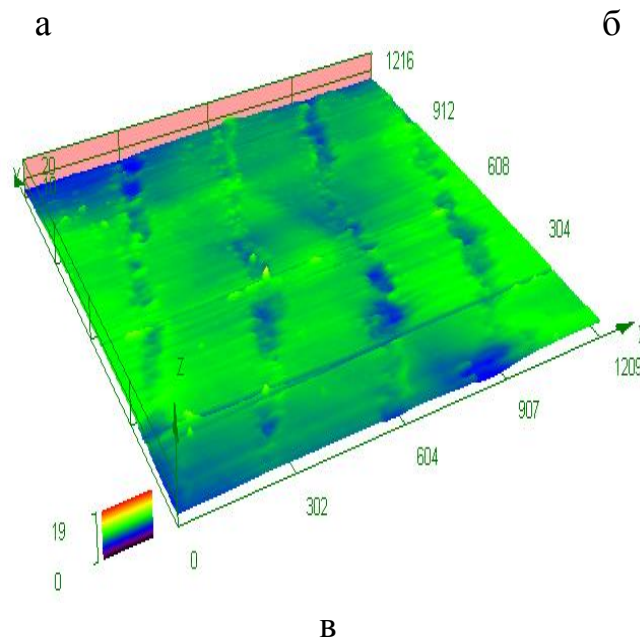
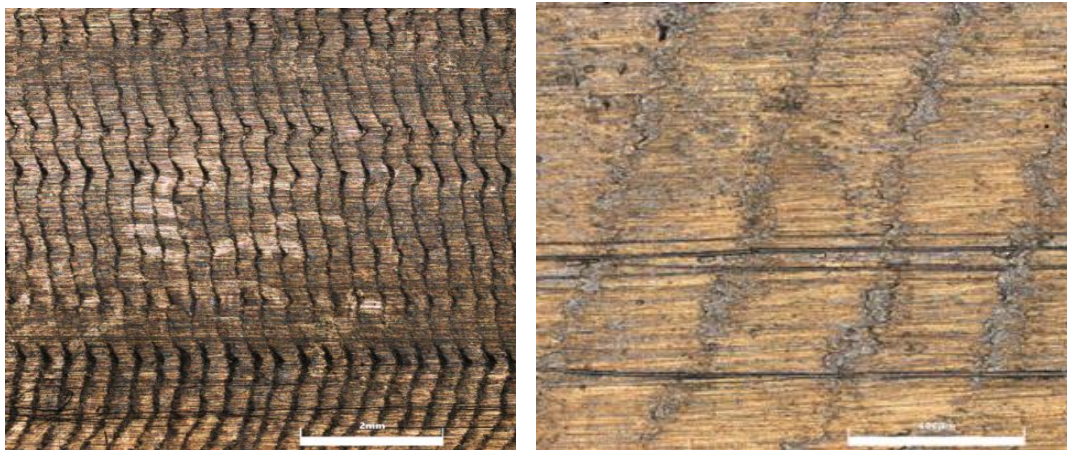


Рисунок 4.25 – Изображение поверхности сплава ВТ22: а) после обработки «волновой» фрезой; б) увеличенный фрагмент поверхности; в) 3D распределение высот поверхностного рельефа

Поверхность, обработанная «волновой» фрезой, имеет шероховатость $S_a=0,64$ мкм, $S_z=18,6$ мкм.

Предварительный анализ полученных данных и дальнейшие рекомендации

1. Шероховатость поверхности при обработке высокопрочного титанового сплава BT22 «волнообразной» фрезой по всем параметрам шероховатости ($S_a=0,64$ мкм, $S_z=18,6$ мкм) ниже, чем для фрезы, выполненной по ГОСТ 23248-78 ($S_a=1,86$ мкм, $S_z=20$ мкм), по параметру S_a в 2,9 раза, по параметру S_z на 7,5 %.
2. Чем меньше виброактивность элементов технологической системы, тем меньше шероховатость обработанной поверхности.
3. Волнообразно изменяющийся объём пластической деформации по длине волнового зуба снижает уровень вибрации и разрушает единый очаг автоколебаний, что способствует повышению эффективности механообработки [235, 237, 238].

4.7 Обоснование полученных результатов

Все известные механизмы зарождения автоколебаний взаимосвязаны и в обычных условиях резания действуют в технологической системе одновременно. Однако не существует теорий вибрации при металлообработке, которые могли бы исчерпывающим образом объяснить все наблюдаемые эффекты.

Снижение уровня вибрации при механообработке детали из Стали 40Х применением фрез с различной величиной шага зубьев фрезы можно объяснить модуляцией скорости, которая подавляет автоколебания, что отмечено в работах В.М. Свинина. Такое техническое решение применимо к механообработке конструкционных сталей, когда процесс стружкообразования не является доминирующим. При обработке высокопрочных титановых сплавов процесс стружкообразования является доминирующим, и как следствие в процессе обработки таких материалов возникают вибрации в зоне резания, т. е. автоколебания, которые оказывают значительное воздействие на динамику ТС.

Наиболее приемлемый механизм, объясняющий снижение уровня вибраций, а также разрушения очага автоколебаний – это волнообразно изменяющийся объём

ём пластической деформации по длине, который зависит от угла наклона зуба фрезы. Зависимость величины объема пластической деформации глубины наклепанного слоя Δ_i при резании титанового сплава ОТ4 от значений углов $\omega = \lambda$ и γ также приведена на рисунке 4.26.

В результате снижение уровня вибраций применением «волнообразной» фрезы при механообработке титановых сплавов эффективность механообработки стала значительно выше, по сравнению с результатами обработки фрезой, выполненной по ГОСТ 23248-78.

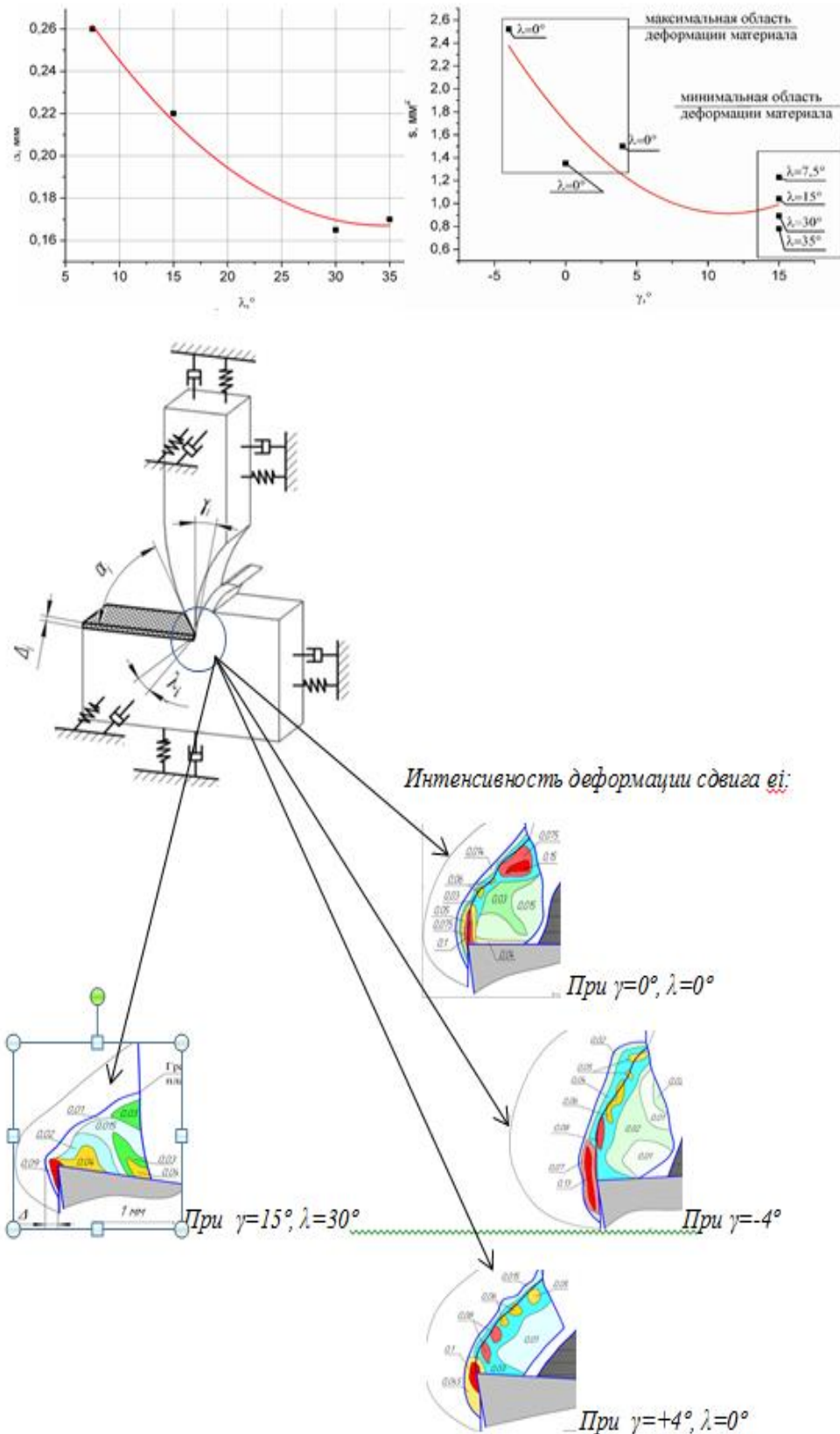


Рисунок 4.26 – Гашение вибрации в системе «инструмент–деталь» изменением геометрических параметров «волнообразной» фрезы и интенсивности деформации сдвига ϵ_i и глубины наклепанного слоя Δ_i

4.8 Снижение уровня вибрации изготовлением элементов ТС с повышенными демпфирующими свойствами многослойной многокомпонентной наплавкой

Повышение эффективности механообработки за счет снижения уровня вибрации достигается изготовлением элементов ТС (инструментальной оснастки корпусов фрез, приспособления и др.) с повышенными демпфирующими свойствами. Реализация указанного технического решения возможно использование не только традиционно применяемых материалов, но и многослойной многокомпонентной наплавки (**21.5 АТ**) [272–274, 300]. При этом наплавленный слой должен иметь следующие свойства:

1. износостойкость;
2. высокая адгезия с подложкой;
3. ударная прочность;
4. демпфирующие свойства;
5. коррозионная стойкость.

Проведенные совместные исследования в НИ ТПУ и ИФПМ СО РАН в соавторстве с А.Ф. Князьковым, И.А. Дитенбергом и др. показали возможность реализации такой технологии и ее применения в промышленности.

На рисунке 4.27 приведена принципиальная схема разработанного устройства для реализации способа виброзащиты применением аддитивной технологии, при котором подразумевается изготовление элементов ТС (инструмента, приспособления и др.) с повышенными демпфирующими свойствами.

Техническим результатом предложенного изобретения является разработка способа получения многокомпонентных (на основе 5 и более элементов) наплавки и покрытий с вариацией элементного и концентрационного состава.

Способ получения многокомпонентных покрытий из цветных металлов, так же как в прототипе, включает переплав исходных металлических материалов на подложке электрической дугой с нерасходуемым вольфрамовым электродом в атмосфере инертного газа.

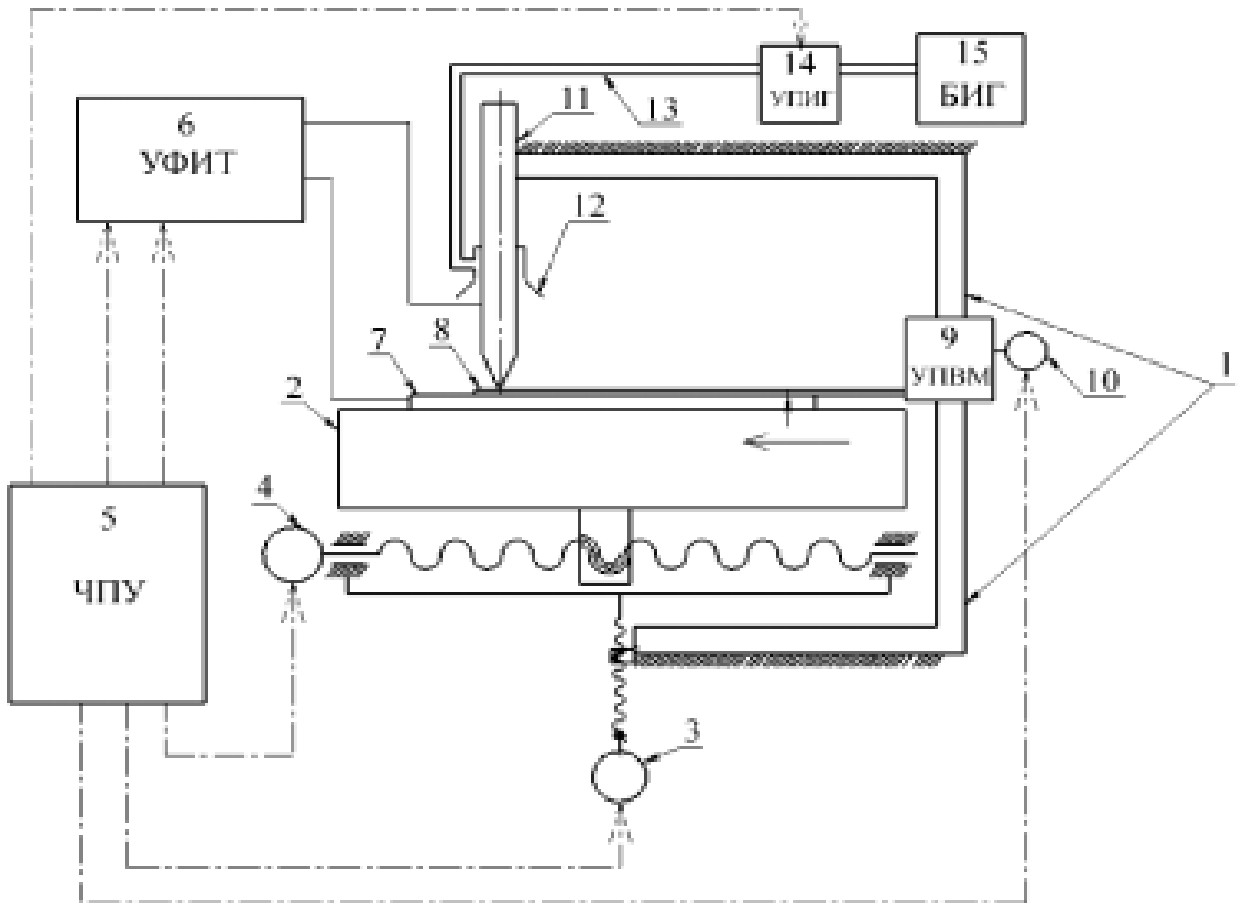


Рисунок 4.27 – Устройство для получения многокомпонентных покрытий из цветных металлов

Исходные металлические материалы используют в виде заготовок из скрученных проволок, пакета пластин или смеси порошков, приготовленных из *Al, Ti, Ni, Cr, Fe, Mo, Mn, Cu, Zn, W, Nb, Zr, Ta* или их сплавов, а переплав осуществляют в импульсном режиме, обеспечивающем динамический режим горения электрической дуги с амплитудой импульсов тока 100–400 А, длительностью импульсов 20–500 мкс, частотой следования импульсов 200–5000 Гц, дежурным током на интервале между импульсами 12–50 А, при перемещении подложки с относительно электрода.

Вследствие концентрированного дозированного теплового потока электрической дуги расплавляется незначительный объем материала во время импульса плазмы (катодной струи) и происходит последующая слоистая

кристаллизация.

Газодинамический удар плазмы способствует перемешиванию компонентов материала в жидком состоянии, а последующая пауза между импульсами способствует быстрой кристаллизации и фиксации равномерного распределения компонентов.

Использование указанного импульсного режима обеспечивает качественное перемешивание компонентов расплава. В частности, при переплавке хрома в тонкостенной медной трубке было получено структурное состояние с однородным по объему образца распределением меди.

На рисунке 4.28 показан пример перемешивания в системе *Cr-Cu*. Белые прожилки – выделения меди, формирующиеся на границах.

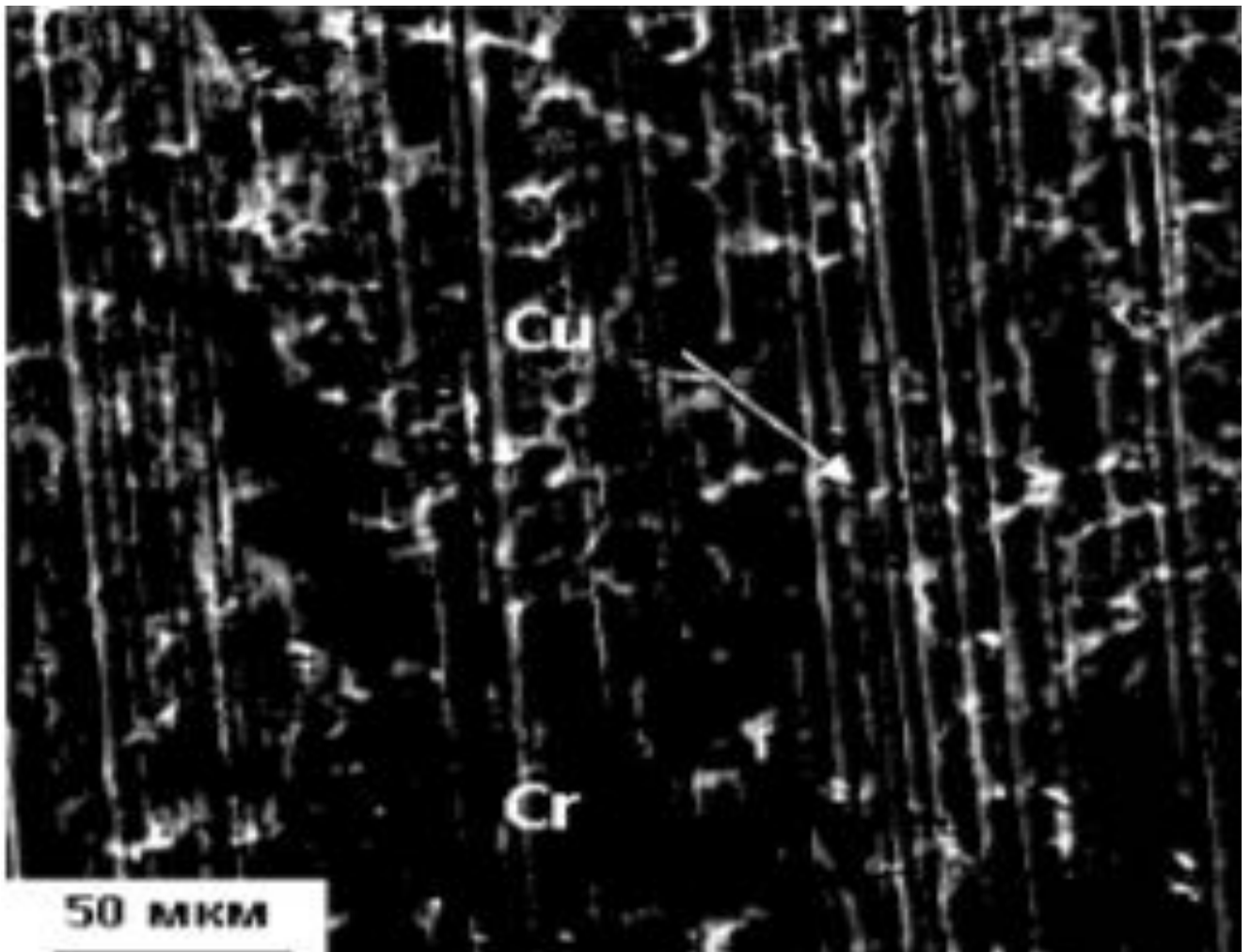


Рисунок 4.28 – Пример перемешивания в системе *Cr-Cu*. Белые прожилки – выделения меди, формирующиеся на границах

На рисунке 4.29 показан жгут из проволок *Al, Ti, Cu, Ni-Cr, Fe, Mo*.



Рисунок 4.29 – Жгут из проволок *Al, Ti, Cu, Ni-Cr, Fe, Mo*

На рисунке 4.30 представлено электронно-микроскопическое изображение выплавки системы *Fe-Cr-Mo-Ti-Ni-Cu-Al* на подложке.

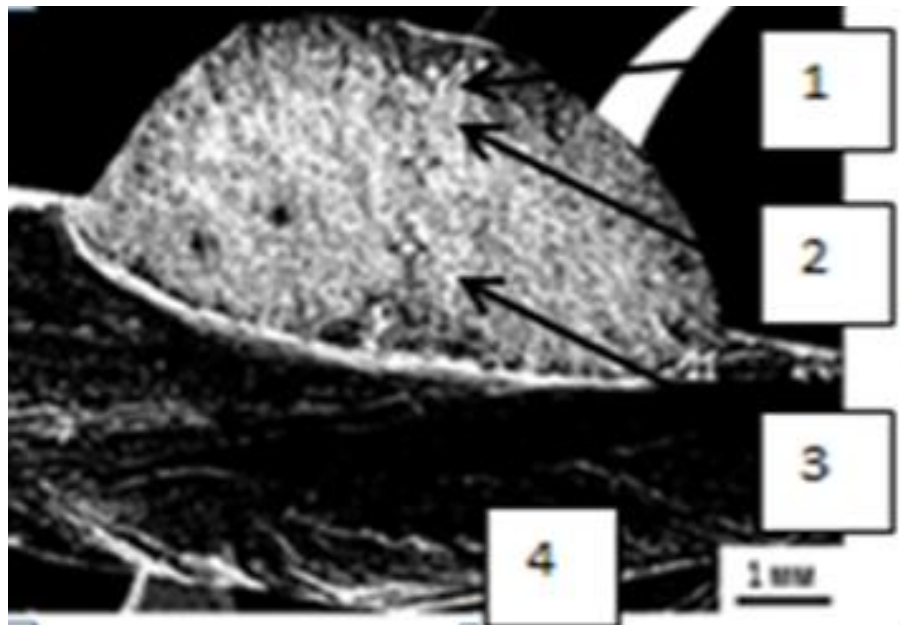


Рисунок 4.30 – Электронно-микроскопическое изображение выплавки системы *Fe-Cr-Mo-Ti-Ni-Cu-Al* на подложке

В таблице 4.8 приведены значения микротвердости (Нц, ГПа) на различных

расстояниях от поверхности выплавки.

Таблица 4.8 – Значения микротвердости (Нц, ГПа) на различных расстояниях от поверхности выплавки

Точки измерения, мм, от внешней поверхности	0,5 (1)	1,5 (2)	2,5 (3)	Подложка (4)
Микротвердость, Нц, ГПа	7,23	6,31	6,64	1,41

Для определения демпфирующих свойств полученных образцов использовалась установка, рассмотренная в главе 6.

Полученное покрытие, с одной стороны, обеспечивает высоконадежное соединение с менее прочной подложкой, с другой – позволяет формировать высокопрочные состояния в приповерхностных слоях, подвергаемых динамическому внешнему воздействию, при этом внутренние слои обладают повышенными демпфирующими свойствами. Проведенные исследования, рассмотренные в работах [272–274, 300] показали принципиальную возможность такой реализации.

4.9 Выводы

1. Разработаны и внедрены в производство алгоритмы технологических способов снижения ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС за счет:
 - а) обоснованного выбора рациональных режимов механообработки;
 - б) рациональной геометрии инструмента;
 - в) технологии изготовления элементов ТС с повышенными диссипативными свойствами путем наплавки.
2. Использование рассмотренных технологических способов снижения уровня вибрационно-импульсных воздействий на элементы ТС и алгоритмов их рационального выбора позволяет повысить эффективность механообработки за счет повышения производительности в 1,25–1,35 раз и времени стойкости инструмента не менее чем на 25–35 % при соблюдении требуемого качества обработки, а также расширяет способы адаптивного управления станками с СЧПУ.

3. Экспериментально подтверждена адекватность математических моделей, объясняющих возникновение вибрации при механообработке, что позволяет использовать их при выборе алгоритмов технологических способов снижения ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС.
4. Предложенное техническое решение позволяет повысить эффективность механообработки титановых сплавов для отраслей промышленности: нефтегазовой, медицинской, авиационной, атомной и т. д.

ГЛАВА 5. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕХАНООБРАБОТКИ КОНСТРУКЦИОННЫМИ СПОСОБАМИ ВИБРОЗАЩИТЫ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО И ТЕСТОВОГО ВИБРОМОНИТОРИНГА

5.1 Алгоритм определения параметров виброгасителей по результатам функционального и тестового вибрационного мониторинга конструкционными способами

При проектировании технологического процесса и его реализации с целью увеличения эффективности механообработки $\mathcal{E}\phi \rightarrow \max$ использованы следующие конструкционные способы $\Phi(Kj)$:

1. $\Phi(K1)$ (блок 22.1 ВОО) – виброгасящая опора оборудования [237, 304];
2. $\Phi(K2)$ (блок 22.2 ВИВ) – виброгаситель источника вибрации [237, 301];
3. $\Phi(K3)$ (блок 22.3 ВВТ) – виброгаситель вязкого трения (люнетов) [232, 234, 235, 239];
4. $\Phi(K4)$ (блок 22.4 ВПУ) – виброгаситель для подвижного узла станка [269, 270, 296];
5. $\Phi(K5)$ (блок 22.5 ВД) – динамический виброгаситель [266, 267, 293];
6. $\Phi(K6)$ (блок 22.6 ВУТ) – виброгаситель ударного типа [268, 295];
7. $\Phi(K7)$ (блок 22.7 ВАБ) – виброгаситель автобалансирующих [237, 239, 305].

При реализации конструкционных способов виброзащиты используются методы расчета упруго-инерционных и диссипативных параметров виброгасителей, соблюдение вибрационных критериев эффективности виброзащиты $I \leq [B_i]$ $I_i \rightarrow \min$ по результатам мониторинга на элементах ТС, на которых установлены рассматриваемые виброгасители, что позволяет снизить уровень импульсно-вибрационных воздействий от «внешних» и «внутренних» факторов.

Специфика использования конструкционных способов виброзащиты элементов ТС заключается в том, что требуется применение виброгасителей, т. е. устройств, для поглощения части энергии в колебательном контуре, образован-

ном массой элемента m_i ТС, его жесткостью C_i и диссипативными параметрами b_i в частотном диапазоне ω_i , в котором наблюдается повышенная виброактивность данного элемента.

Резонансные частоты $\Omega_{*i} = (C_i/m_i)^{0.5}$ подлежат измерению в диапазонах, генерируемых элементами ТС при механообработке, и определяются экспериментально методами функционального и тестового вибрационного мониторинга.

Общие требования к таким устройствам:

1. Инерционные, упругие и диссипативные параметры применяемых устройств должны быть рассчитаны по соответствующей методике, для получения эффекта снижения уровня вибраций в ТС или виброактивности ее элементов.
2. Инерционные, упругие и диссипативные параметры устройств должны иметь возможность регулирования от системы управления (СУ) по заданной программе для настройки на требуемые частоты, а также включения (отключения) устройства, когда его работа не требуется) по измеренным параметрам уровня вибрации и частоты.
3. Устройства должны встраиваться в структуру ТС путем закрепления к выбранному элементу, т. е. иметь возможность оперативного монтажа и демонтажа.

Алгоритм определения инерционных, упругих и диссипативных параметров виброгасителей по результатам функционального и тестового вибрационного мониторинга приведен на рисунке 5.1.

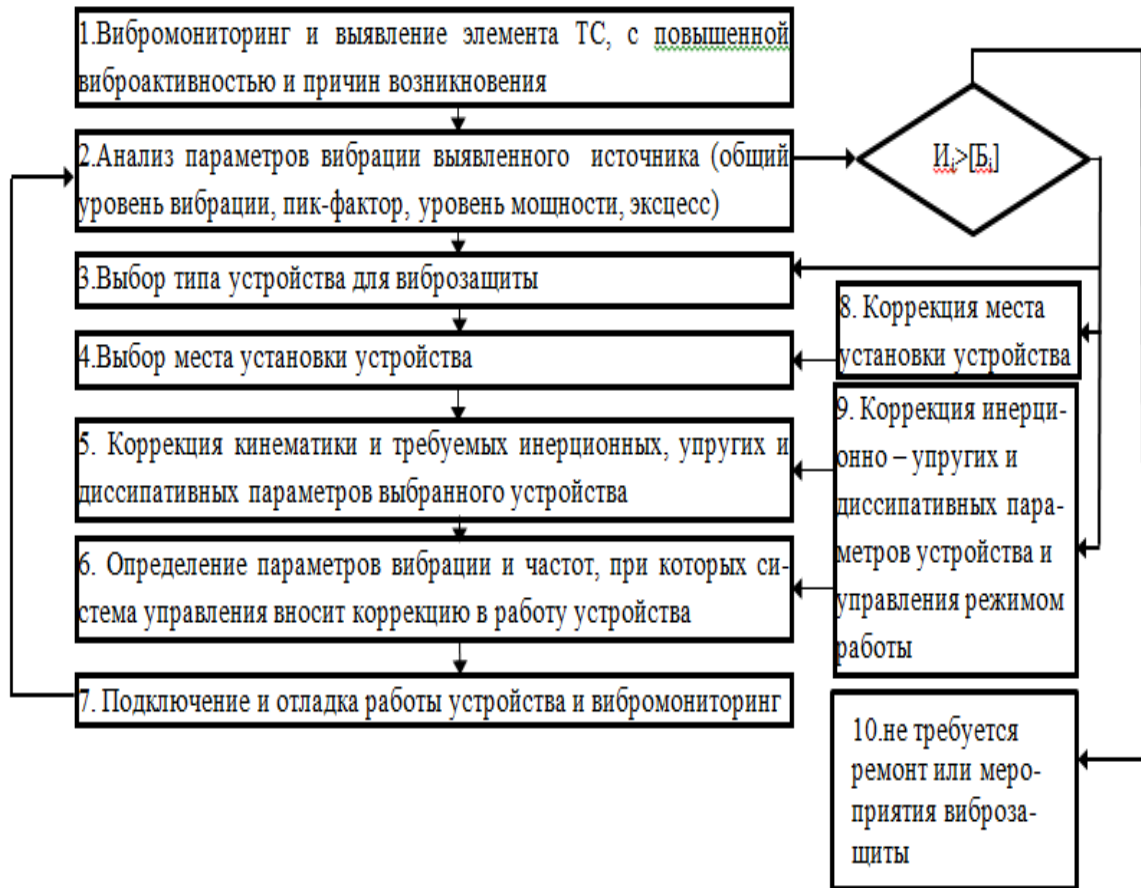


Рисунок 5.1 – Алгоритм определения инерционных, упругих и диссипативных параметров виброгасителей по результатам функционального и тестового вибрационного мониторинга

5.2 Методы повышения эффективности механообработки виброзащиты конструктивными способами от «внешних» воздействий

5.2.1 Виброгасящие опоры станка

Виброгасящая опора станка и другого технологического оборудования (22.1 ВОО) [237, 304] применяется по результатам вибромониторинга для виброзащиты от «внешних» ударно-импульсных воздействий. Как правило, используются стандартные решения по применению серийно выпускаемых виброопор (ТУ2-024-5997-87) для снижения уровня вибраций до допустимых значений: ГОСТ 12.1.012, ГОСТ Р 56646-2015.

Однако при виброизоляции прецизионного оборудования (имеющего малую массу) от внешнего воздействия с частотой 2–4 Гц необходимо снизить собственную частоту колебательной системы, образованной суммарной массой всех элементов ТС m_{TC} и жесткостью виброопоры оборудования, до 0,7–1,4 Гц [82]. В данном случае наиболее рациональным техническим решением будет применение виброопоры с квазинулевой жесткостью, предложенной П.М. Алабужевым в 1960-х гг., а также в дальнейших разработках ОмГТУ и др. организаций [146, 149, 150, 185].

Техническая реализация такой виброопоры с использованием рукавов высокого давления (РВД) приведена на рисунке 5.2, где: 1 – защищаемый объект, 2, 20 – полки, 3 – шарниры, 4 – стакан, 5 – направляющие, 6 – РВД с жесткостью c_1 , 7, 21 – трубопроводы, 8, 15, 24, 26 – вентили, 9, 25 – гидропневмоаккумуляторы, 10 – предохранительный клапан, 11, 18 – манометры, 12 – фильтр, 13 – насос, 14 – бак, 16 – обратный клапан, 17 – предохранительный клапан, 19 – РВД с жесткостью c_2 , 22 – обратный клапан, 23 – регулируемый дроссель, 27 – система управления, 28 – вибродатчик.

Для определения упруго-инерционных и диссипативных параметров виброопоры можно использовать математическую модель (2.22).

Оценка эффективности виброзащиты производилась с использованием математической модели (2.22). Для количественной оценки используем коэффициент динамичности \bar{K}_x – величины снижения уровня вибрации защищаемого объекта, станка (СКЗ виброперемещений A_z), по сравнению с уровнем вибрации «внешнего» кинематического воздействия СКЗ

$$\sum z_{BH} \cdot \sin \omega_{BH_i} \cdot t \text{ или } \dots (\sum \dot{z}_{BH} \cdot \sin \omega_{BH_i} \cdot t):$$

$$\bar{K}_x = A_z / z_{BH} = \frac{1}{\omega_{TC}^2 \cdot [(1 - \omega_{TC}^2)^2 + 4 \cdot \zeta_{оп}^2 \cdot \omega_{TC}^2]^{0.5}} < 1, \quad (5.1)$$

где A_z – СКЗ виброперемещения защищаемого основания станка (мкм); z_{BH} – СКЗ измеренной величины вибрации основания под опорой (мкм).

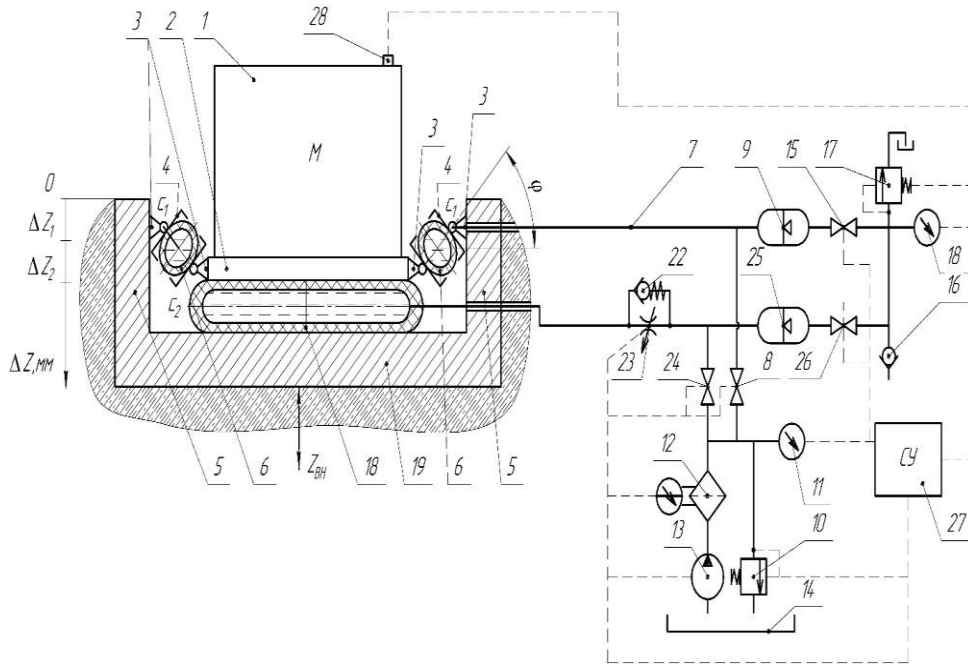


Рисунок 5.2 – Принципиальная схема работы виброопоры с квазинулевой жесткостью

$$\varpi_{TC} = \Omega^*_{TC} / \omega_i = (c_{оп} / m_{TC})^{0.5} / \omega_i \quad (\text{рад/с}), \quad (5.2)$$

где ϖ_{TC} – безразмерная частота; $c_{оп}$ – жесткость ВОО (Н/м); m_{TC} – суммарная масса всех элементов ТС (кг); $\xi_{оп} = b_{оп} / (2 \cdot m_{TC} \cdot c_{оп})^{0.5}$ – безразмерный коэффициент демпфирования ВОО; $b_{оп}$ – коэффициент вязкого трения (Н с/м); ω_i – частота возбуждения (рад/с).

Так как $\omega_i \geq \Omega^*_{TC}$, коэффициент динамичности $\bar{K}_x < 1$ при значениях $\xi_{оп} \geq 0,71$, что достигается регулированием проходного сечения дросселя – 21 по сигналу от системы управления – 27 и измеренной величины вибрации датчиком – 28. Таким образом, при соблюдении указанных условий уровень вибрации всей ТС будет минимален.

Для реализации упругой характеристики с квазинулевой жесткостью, приведенной на рисунке 5.3, требуется согласовать совместную деформацию

РВД, используемых в рассматриваемом устройстве, что достигается настройкой давлений в РВД – 6 и 18.

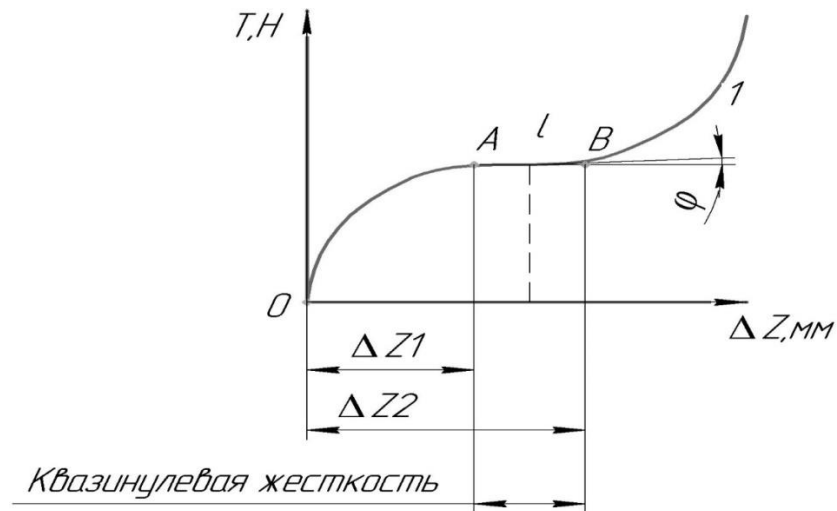


Рисунок 5.3 – Участок с квазинулевой жесткостью

На рисунке 5.4 приведено рабочее положение деформированных РВД для получения квазинулевой жесткости.

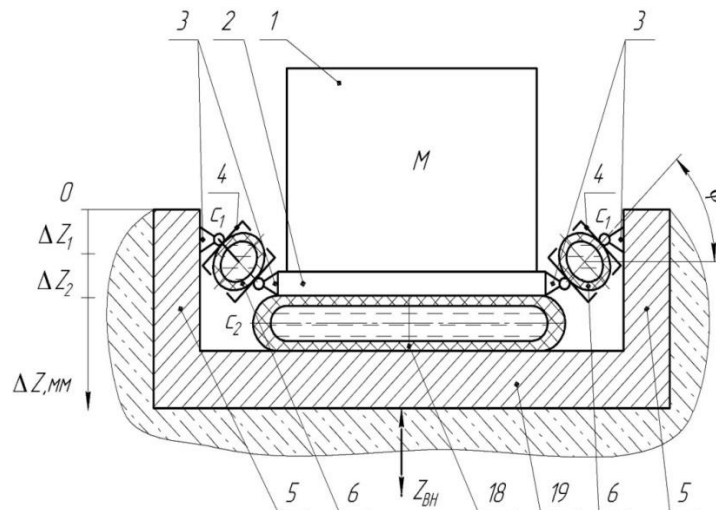


Рисунок 5.4– Рабочее положение деформированных РВД

Вибрация грунта (основания) $\dot{z}_{вн}$ и $z_{вн}$ создает кинематическое возбуждение колебательной системы, образованной суммарной массой всех элементов ТС $m_{ТС}$ и жесткостью виброопоры $C_{опз}$ (зависимость 2.22), определяемой давлени-

ем гидропневмоаккумуляторах – 9 и 25. Собственная частота колебательной системы ТС определяется зависимостью:

$$\Omega^*_{ТС} = \left(\frac{c_{оп}}{m_{ТС}} \right)^{0.5}, \quad (5.3)$$

где $c_{оп} = (c_{18} \cdot \Delta Z_{18} - \frac{2 \cdot c_6 \cdot \Delta X_6}{\cos \varphi_0}) / \Delta Z_{18}$ – жесткость квазинулевой опоры деформированных РВД – 6 и 18 соответственно (Н/м); φ_0 – угол между линиями действия сил упругости от деформированных РВД – 6 и 18 (рисунок 5.3).

Жесткость РВД определяются по зависимостям:

$$C_{рвд} = C_{0рвд} + C_{Pрвд}, \quad (5.4)$$

где $C_{рвд}$ – суммарная жесткость РВД (Н/м); $C_{0рвд}$ – жесткость РВД без давления (Н/м);

$$C_{Pрвд} \approx p_0 \cdot L_{пр} \cdot \frac{\pi \cdot (Z_{пр} + \Delta Z)}{2 \cdot \Delta Z} - L_{рвд} \cdot E_{пр},$$

(5.5)

где $C_{Pрвд}$ – жесткость поджатого на величину $Z_{пр}$ РВД при наличии в его внутренней полости давления P_0 и деформации на величину ΔZ (Н/м); $Z_{пр}$ – величина поджатия РВД в радиальном направлении (м); $E_{пр} = p_0 \cdot W_0 / \Delta W$ – приведенный модуль объемной упругости РВД (Н/м²); p_0 – давление в гидросистеме, обеспечиваемое гидропневмоаккумулятором (Н/м²); $L_{пр}$ – длина поджатого участка РВД (м);

$L_{рвд}$ – длина РВД (м).

Графическое пояснение приведенных зависимостей приведено на рисунке 5.5.

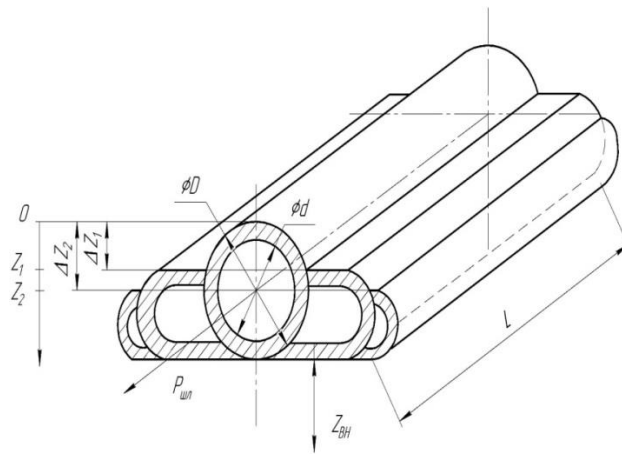


Рисунок 5.5 – Процесс упругой деформации РВД

Вследствие кинематического возбуждения колебательной системы ТС происходит деформация РВД – 6 и 18 и вытеснение жидкости через трубопровод – 21 и регулируемый дроссель – 23 в гидропневмоаккумулятор – 25. Принимая величину расхода $Q_{РВД}$, вытесняемого из РВД при кинематическом возбуждении $\Delta Z_{ВН} \cdot \omega_{ВН} = \Delta \dot{Z}_{ВН}$ и проходящего через дроссель $Q_{др}$, получаем уравнение баланса расходов:

$$Q_{РВД} = Q_{др} \approx \Delta Z_{ВН} \cdot \omega_{ВН} \cdot f_{РВД \text{ \textcircled{ЭФФ}}} = \mu \cdot f_{др} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{др}}{\rho}} = 1.9 \cdot f_{др} \cdot K \cdot \sqrt{\Delta p_{др}} \quad (5.6)$$

где $\mu \approx 0.6 - 0.65$ – коэффициент расхода; $p_1 - p_{АКК} = \Delta p_{др}$ – перепад давления на дросселе $\text{Н/м}^2 \cdot 10^6$; $p_{АКК}$ – давление зарядки гидропневмоаккумулятора (абсолютное) Н/м^2 ; $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ – плотность рабочей жидкости; $f_{др}$ – проходная площадь дросселя м^2 ; $K = 1.66 \cdot 10^{-4}$ – коэффициент перевода в систему СИ;

$$f_{РВД \text{ \textcircled{ЭФФ}}} = \frac{L_{пр} \cdot \pi \cdot Z_{пр}}{2}, \quad (5.6)$$

$f_{РВД \text{ \textcircled{ЭФФ}}}$ – эффективная площадь контакта РВД (м^2).

Так как безразмерный коэффициент демпфирования ВОО определяется

$$\xi_{ООП} = \xi_{РВД} + \xi_{ДР}, \quad (5.7)$$

где $\xi_{РВД} \approx 0,07 - 0,09$ – коэффициент демпфирования РВД, то требуемая величина $\xi_{ОП} \geq 0,71$ определяется настройкой площади проходного сечения дросселя – 23, управляемого от СУ – 27 и измеренной величины вибрации датчиком – 28.

$$f_{др} \approx \frac{\pi \cdot Z_{np} \cdot L_{ГПР} \cdot \Delta Z_{ВН} \cdot \omega_{ВН}}{4 \cdot K \cdot \sqrt{p_{ак}}} \quad (5.8)$$

Результаты применения виброгасителя виброгасящей опоры с квазиулево- жесткостью приведены на рисунке 5.6, где: а) спектр виброперемещения на площадке для установки станка; б) спектр виброперемещения на станине станка после применения антивибрационного устройства виброгасящей опоры с квазиулево- жесткостью.

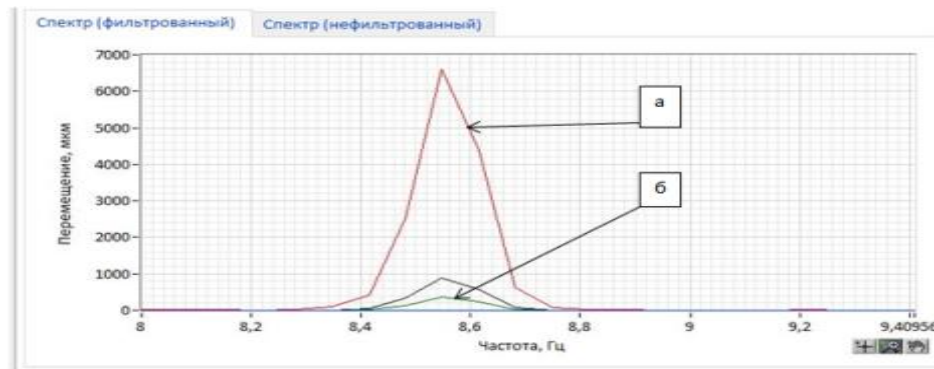


Рисунок 5.6 – Спектры СКЗ виброперемещения: а) на площадке для установки станка; б) на станине станка после применения антивибрационного устройства виброгасящей опоры с квазиулево- жесткостью

5.2.2 Виброгаситель источника вибрации

Виброгаситель источника вибрации (**22.2 ВИВ**) [237, 301] может быть применен так же, как и в предыдущем разделе, по результатам вибромониторинга для защиты от «внешних» ударно-импульсных воздействий. Для определения упруго-инерционных и диссипативных параметров виброгасителя источника вибрации можно использовать математическую модель (2.21).

Для оценки эффективности виброзащиты можно воспользоваться:

а) коэффициентом динамичности K_X , т. е. оценка величины уменьшения СКЗ вибрации $z_{ИСТ}, (\dot{z}_{ИСТ})$ от действующего «внешнего» источника вибрационно-импульсных воздействий:

$$K_X = \frac{c_{ВИВ} * z_{ИСТ}}{F_{ВНЕШН.ИСТ}} = \frac{1}{\{(1 - \bar{\omega}_{ИСТ}^2)^2 - 4 * \xi_{ВИВ}^2 * \bar{\omega}_{ИСТ}^2\}^{0,5}} < 1; \quad (5.9)$$

б) коэффициентом виброизоляции K_R , т. е. оценка величины уменьшения СКЗ силы, действующей на его $R_{ФУНД}$ фундамент от силового возбуждения $\sum F_{iВНЕШН} * \sin \omega_i * t$:

$$K_R = R_{ФУНД} / F_{ВНЕШН.ИСТ} = \left[\frac{1 + 4 \cdot \zeta_{ВИВ}^2 \cdot \bar{\omega}_{ИСТ}^2}{(1 - \bar{\omega}_{ИСТ}^2)^2 + 4 \cdot \zeta_{ВИВ}^2 \cdot \bar{\omega}_{ИСТ}^2} \right]^{0,5} \rightarrow \min, \quad (5.10)$$

где $\sum F_{ВН.З} \cdot \sin \omega_{ВНЕШН} \cdot t$ – СКЗ силы «внешнего» источника (Н); $Z_{ИСТ}$ – СКЗ измеренной вибрации на источнике вибрационно-импульсных воздействий (МКМ).

$$\bar{\omega}_{ИСТ} = \frac{\Omega_{ВИВ}^*}{\omega_i} = \frac{\left(\frac{c_{ВИВ}}{m_{ВИВ}}\right)^{0,5}}{\omega_i} \text{ (рад/с)}. \quad (5.11)$$

Здесь $\bar{\omega}_{ИСТ}$ – безразмерная частота; $c_{ВИВ}$ – жесткость виброгасителя (Н/м); $m_{ВИВ}$ – масса подвижных элементов источника вибрации (кг); $\xi_{ВИВ} = \frac{b_{ВИВ}}{(2 * m_{ВИВ} * c_{ВИВ})^{0,5}}$ – безразмерный коэффициент демпфирования, ВИБ; $b_{ВИВ}$ – коэффициент демпфирования (Н с/м); ω_i – частота возбуждения (рад/с).

Эффективность виброзащиты по коэффициентам K_X или K_R будет иметь место при условии $\bar{\omega}_{ИСТ} \geq 1,41 \dots (2 \dots 5 \text{ и более})$ и $\xi_{ВИВ} = 0,7 - 0,5$.

Таким образом, соблюдение указанных условий $K_x = 0,25 - 0,4$ или $K_R = 0,1 - 0,3$ обеспечивает снижение уровня вибрации до величины, регламентируемой техническими требованиями.

Техническая реализация виброгасителя источника вибрации может быть реализована применением antivибрационного монтажа. Принципиальная схема виброгасителя источника вибрации приведена на рисунке 5.7, где: 1 – фундамент технологического оборудования, 2, 3 – опалубка, 3–6 – рукава высокого давления, 7 – гидромагистраль, 8, 27, 28 – обратные клапаны: 9, 29, 30 – дроссели с электроуправлением, 11, 25, 26 – аккумуляторы, 13, 19 – предохранительные клапаны, 14 – фильтр, 15 – насос, 16 – бак, 12, 20 – манометры, 17, 21, 22, 31, 32 – вентили, 18 – подпорный клапан, 33 – система управления, 34 – датчик вибрации.

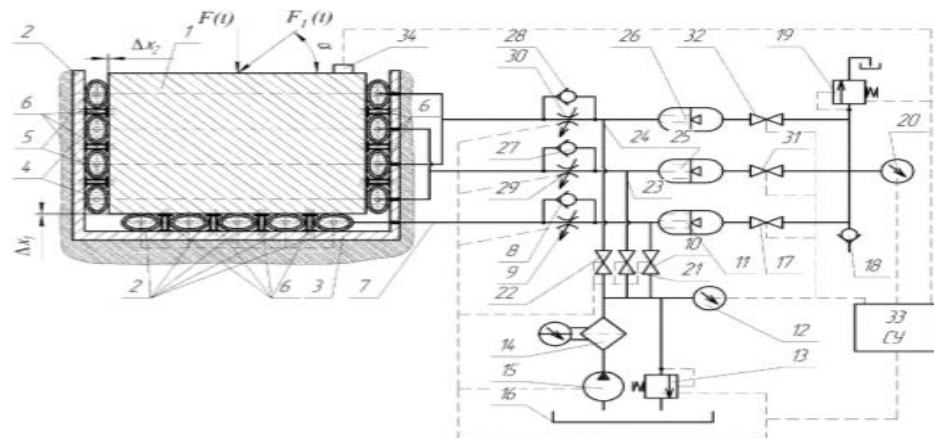


Рисунок 5.7 – Принципиальная схема виброгасителя источника вибрации

Под действием сил $\sum F_{\text{ВНЕШН}} \cdot \sin \omega_i \cdot t$, которые генерирует внешний источник вибрации – 1, возникает силовое возбуждение колебательной системы, образованной массой $m_{\text{ВИВ}}$ и жесткостью виброопоры $C_{\text{ВИВ}}$ (зависимость 2.21), определяемой давлением гидропневмоаккумуляторах – 11, 25, 26.

Собственная частота колебательной системы ВИВ определяется зависимостью:

$$\Omega_{\text{ВИВ}}^* = \left(\frac{C_{\text{ВИВ}}}{m_{\text{ВИВ}}} \right)^{0,5}. \quad (5.12)$$

Как следствие происходят деформации РВД – 2, 4, 6, и вытеснение жидкости через трубопроводы – 7, и регулируемые дросселя – 9, 29, 30 в гидропневмоаккумуляторы – 11, 25, 26.

Далее расчета требуемых значений упруго-диссипативных параметров виброгасителя источника вибрации, т. е. жесткости РВД – 2, 4, 6, а также безразмерного коэффициента демпфирования ВИВ можно воспользоваться зависимостями (5.4–5.8), рассмотренными в предыдущем разделе.

Безразмерный коэффициент демпфирования ВОО $\xi_{\text{ВИВ}} = 0,7 - 0,75$ достигается регулированием проходных сечений дросселей – 9, 29, 30 по сигналу от системы управления – 33 и измеренной величины вибрации датчиком – 34.

Результаты применения виброгасителя источника вибрации приведены на рисунке 5.8.

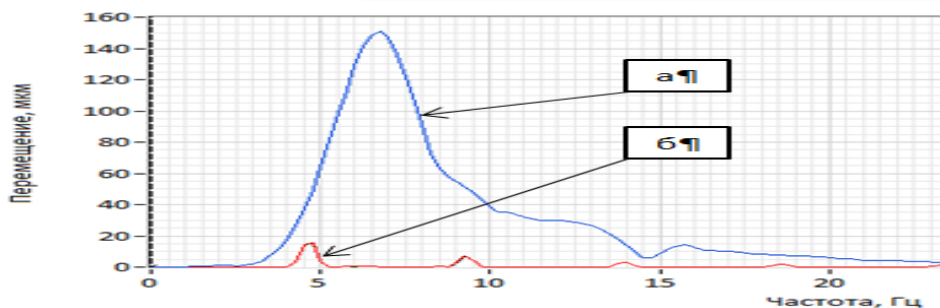


Рисунок 5.8 – Спектры СКЗ виброперемещения: а) на площадке для установки фундамента станка; б) на станине станка после применения антивибрационного устройства

5.3 Методы повышения эффективности механообработки виброзащиты конструкционными способами от «внутренних» воздействий

5.3.1 Виброгаситель вязкого трения

Виброгаситель вязкого трения (22.3 ВВТ) [232, 234, 235, 239] применяется для виброзащиты от «внутренних» ударно-импульсных воздействий, обу-

словленных повышенной виброактивностью элементов ТС, вследствие действия динамических составляющих сил резания при малой жесткости детали $c_{ДЕТ}$.

Для определения упруго-инерционных и диссипативных параметров виброгасителя вязкого трения можно использовать математическую модель (2.34, 2.35).

Для снижения уровня вибрации в широком спектре частот необходимо, чтобы выполнялось соотношение между коэффициентом вязкого трения $b_{ВВТ}$ и собственной частоты $\omega_{ВВТ-ДЕТ}$ системы «деталь–виброгаситель»:

$$\omega_{ВВТ-ДЕТ} = \omega_i = \left[\frac{c_{ДЕТ}}{m_{ДЕТ}} + m_{ВВТ} \right]^{0.5} = b_{ВВТ} / m_{ВВТ}, \quad (5.13)$$

где $c_{ДЕТ}$ – приведенная жесткость детали (Н/м); $m_{ДЕТ}, m_{ВВТ}$ – массы детали и подвижных частей ВВТ соответственно $m_{ДЕТ} \gg m_{ВВТ}$ (кг); коэффициент вязкого трения ВВТ (Н с/м); F – площадь поршня гидроцилиндра – 2 (м²); $W_{АК}$ – объем жидкостной полости гидропневмоаккумулятора – 6 (м³); $p_{АК}$ – давление в газовой полости гидропневмоаккумулятора – 6 (Н/м²); ω_i – частота возбуждения (рад/с).

Величина $b_{ВВТ}$ определяется проходным сечением регулируемого дросселя – 8 от системы управления по сигналу от датчика.

$$\omega_{ВВТ} = \left[\frac{p_{АК} \cdot F^2}{W_{АК} m_{ВВТ}} \right]^{0.5} \gg \left[\frac{c_{ДЕТ}}{m_{ДЕТ}} \right]^{0.5}. \quad (5.14)$$

Кинематическая схема виброгасителя вязкого трения приведена на рисунке 5.9, где: 1 – заготовка; 2 – гидроцилиндр; 3 – ходовой винт; 4 – система

напора; 5, 9 – вентиль; 6 – гидропневмоаккумулятор; 7–обратный клапан; 8 – регулируемый дроссель; 10 – бак; 11 – манометр.

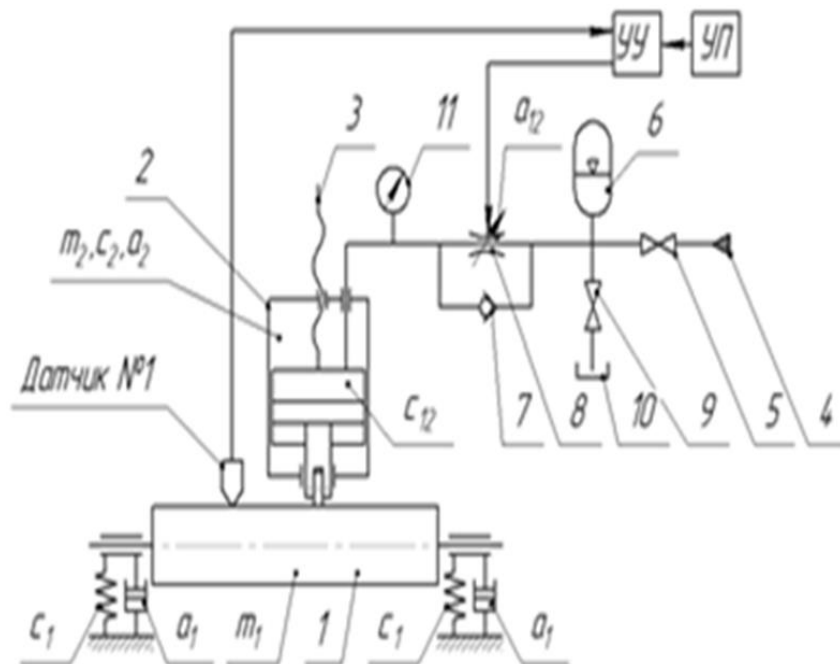


Рисунок 5.9 – Кинематическая схема виброгасителя вязкого трения

На рисунке 5.10 приведена конструкция виброгасителя вязкого трения.

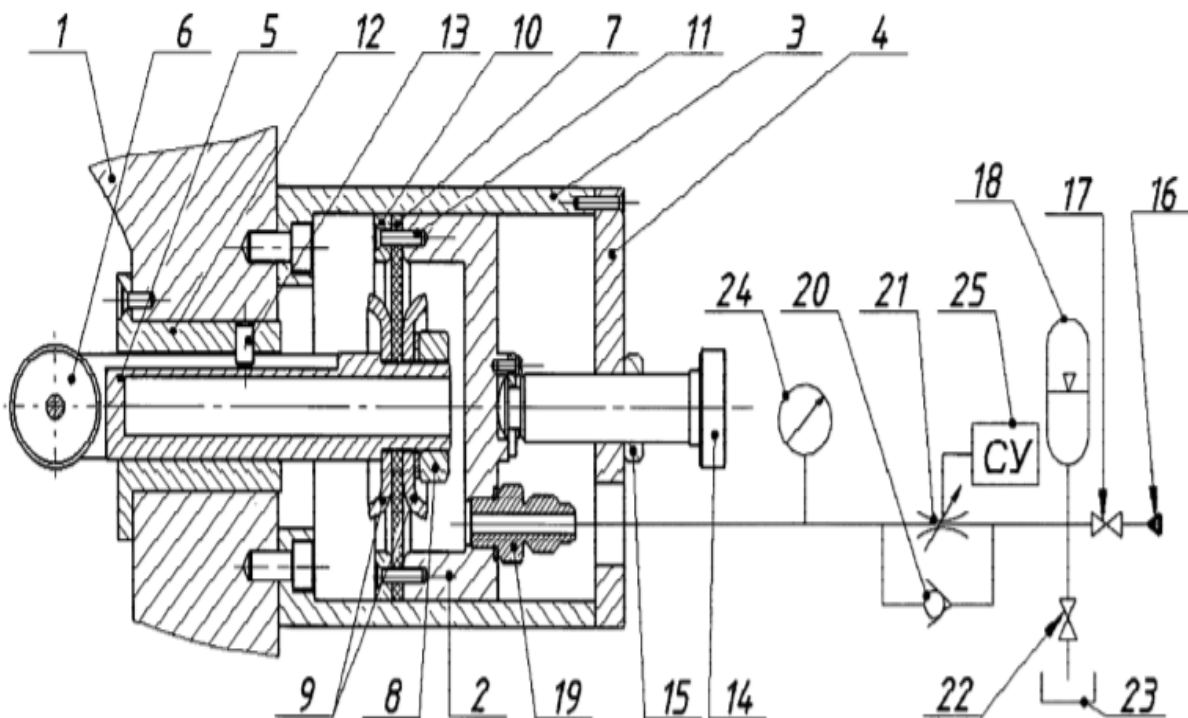


Рисунок 5.10 – Конструкция виброгасителя вязкого трения

Виброгаситель вязкого трения, конструкция которого приведена на рисунке 5.9, содержит расположенные в стойке – 1, гидроцилиндры – 2, находящиеся в стаканах – 3 с крышками – 4. Гидроцилиндры – 2 содержат полые плунжеры – 5 с роликами – 6, соединенные гибкой диафрагмой – 7 при помощи гайки – 8 и шайб – 9. Диафрагмы – 7 закреплены на корпусах гидроцилиндров – 2 кольцами – 10 и винтами – 11. Полые плунжеры – 5 имеют возможность поступательно двигаться вдоль направляющих втулок – 12 со штифтами – 13, которые крепятся к стойке – 1.

Для настройки виброгасителя на заданный диаметр обрабатываемой заготовки используют шарнирно соединенные с корпусами гидроцилиндров – 2 винты – 14, вворачиваемые в крышки – 4 и фиксируемые контргайками – 15.

Гидравлическая система виброгасителя вязкого трения содержит источник давления – 16, вентиль – 17 и пневмогидроаккумулятор – 18, соединенные через штуцер – 19 с внутренней полостью гидроцилиндра – 2. Рабочее течение жидкости между гидроцилиндром – 2 и пневмогидроаккумулятором – 18 регулируется обратным клапаном – 20 и дросселем – 21. Изменение площади проходного сечения дросселя – 21 осуществляет система управления – 25.

Для слива жидкости из системы предусмотрен вентиль – 22, соединенный с гидравлическим баком – 23. Для контроля давления в гидравлической системе предусмотрен манометр – 24.

Виброгаситель для гашения колебаний при токарных или круглошлифовальных операциях используется следующим образом. После установки обрабатываемой детали подводят гидроцилиндры – 2 при помощи винтов – 14 и фиксируют контргайками – 15. В гидравлической системе виброгасителя создается определенное давление источником давления – 16, контролируемое манометром – 24, после чего закрывается вентиль – 17. Во время обработки детали возникают колебания, которые передаются через ролики – 6 на плунжер – 5.

При этом плунжера – 5 поступательно перемещаются вдоль направляющих втулок – 12 вместе с диафрагмами – 7, которые вытесняют жидкость из полостей гидроцилиндров – 2 и штуцер – 19 в гидравлическую систему.

Пульсирующий расход жидкости поступает на дроссель – 21, который поглощает энергию колебаний за счет вязкого трения. Давление в гидроцилиндре – 2 снижается, поэтому для возвращения плунжера – 5 в исходное положение используется энергия жидкости пневмогидроаккумулятора – 18, которая подается через обратный клапан – 20 в полость гидроцилиндра – 2.

В дальнейшем работа происходит по описанному выше циклу. При изменении уровня вибраций (амплитуды и частоты) обрабатываемой детали, сигнал, измеренный датчиком вибрации (на схеме не показан), подается на систему управления – 25, которая соответствующим образом производит изменение проходного сечения дросселя – 21.

Слив рабочей жидкости или снижение среднего давления в гидравлической системе при необходимости осуществляют при открытом вентиле – 22 в гидравлический бак – 23, при этом вентиль – 17 перекрыт.

Результаты реализации виброгасителя вязкого трения приведены на рисунке 5.11.

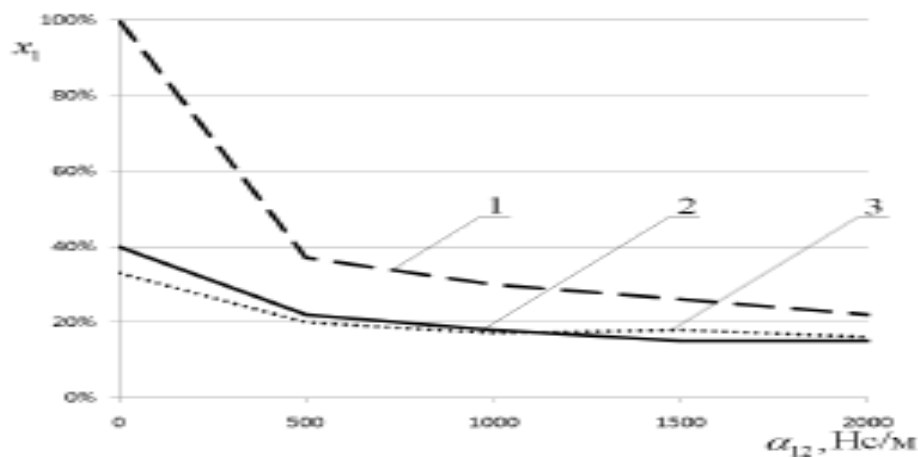


Рисунок 5.11 – Зависимость амплитуды колебаний демпфируемого объекта от коэффициента вязкого трения и отношения жесткостей объекта и гасителя:

1 – 0,05; 2 – 0,01; 3 – 0,1

5.3.2 Виброгаситель подвижного узла станка

Виброгаситель для подвижного узла станка (**блок 22.4 ВПУ**) [269, 270, 296], применяется для виброзащиты от «внутренних» ударно-импульсных воздействий, обусловленных повышенной виброактивностью элементов ТС вследствие «люфтов» в ШВП, малой жесткостью в соединениях подвижных элементов и других скрытых дефектах, проявляющихся при динамическом воздействии. Для определения упруго-инерционных и диссипативных параметров виброгасителя подвижного узла станка можно использовать математическую модель (2.36, 2.37).

Сущность применения данного технического решения состоит в том, предварительный натяг $T_{НАТ}$ в направлении, совпадающем с направлением постоянной составляющей силы резания $F_{iPEЗ}$, будет препятствовать возникновению люфтов в стыковых соединениях подвижных узлов и повышать их жесткость.

Принципиальная схема виброгасителя подвижного узла станка приведена на рисунке 5.12, где: 1 – корпус; 2 – гидроцилиндр; 3 – трос; 4 – рабочий орган; 5, 11 – регулируемый дроссель; 6 – датчик; 7 – барабан; 8 – гидромотор; 9 – предохранительный клапан; 10 – гидропневмоаккумулятор.

Силу предварительного натяга на тросе – 6 обеспечивает гидромотор – 8, который создает крутящий момент на барабане – 7. Для снижения уровня вибраций необходимо выполнение условий:

$$\omega_{F_{iPEЗ}} \neq \Omega_{ПОДВ} = \left[\frac{c_{ПОДВ}}{m_{ПОДВ}} \right]^{0.5}; \quad (5.15)$$

$$T_{НАТ} > F_{iPEЗ} \pm dF_{iPEЗ}; \quad (5.16)$$

$$\ddot{A}_{ПОДВ} \leq \left[\ddot{A}_{ПОДВ} \right] = dF_{iPEЗ} / m_{ПОДВ}; \quad (5.17)$$

$$b_{ВПУ} / m_{ВПУ} \ll \Omega_{ПОДВ}, \quad (5.18)$$

где ω_{FiPE3} – частота воздействия динамической составляющей силы резания (рад/с) dF_{iPE3} (Н); $c_{подв}$ – жесткость подвижного узла станка, (Н/м); $m_{подв}$ и $m_{ВПУ}$ – масса подвижного узла станка (кг); $b_{ВПУ}$ – коэффициент вязкого трения ВПУ (Н*с/м); $\xi_{ВПУ} = b_{ВПУ} / (2 \cdot m_{ВПУ} \cdot c_{ВПУ})^{0.5}$ – безразмерный коэффициент демпфирования; $c_{ВПУ} = \frac{p_{AK} \cdot F^2}{W_{AK}} + c_{ПР}$ – жесткость демпфера ВПУ пружины возврата демпфера (Н/м); F – площадь поршня гидроцилиндра – 2 (м²); W_{AK} – объем жидкостной полости гидропневмоаккумулятора – 10 (м³); P_{AK} – давление в газовой полости гидропневмоаккумулятора – 10 (Н/м²).

Система управления – 12 осуществляет управление величиной проходной площади $f_{др}$ управляемого дросселя – 5 в зависимости от уровня вибраций, возникающих в подвижном узле станка и измеренных вибродатчиком – 3.

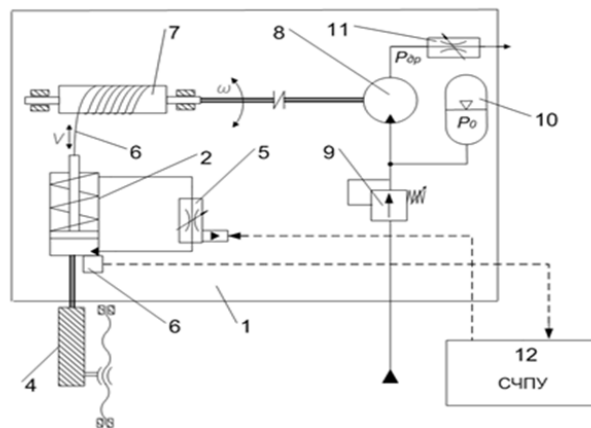


Рисунок 5. 12 – Кинематическая схема виброгасителя подвижного узла станка

Виброгаситель для подвижного узла станка содержит открытый с одного торца (со стороны подвижного узла станка) корпус – 1, зафиксированный на неподвижной части станка. В корпусе – 1 расположен демпфер – 2, выполненный в виде гидроцилиндра, заполненного вязкой жидкостью.

В штоковой полости гидроцилиндра размещена пружина возврата. Датчик вибрации – 3 закреплен на поршневом торце гидроцилиндра, который жестко соединен с подвижным узлом станка – 4, например, с фрезерной головкой. Штоковая и поршневая полости гидроцилиндра соединены между собой магистралями через управляемый дроссель – 5.

Один конец троса – 6 закреплен на штоке гидроцилиндра. Другой конец троса намотан на барабан – 7 и закреплен на нем. Барабан – 7 закреплен в корпусе – 1 и зафиксирован на неподвижной части станка и через муфту соединен с приводным валом гидромотора – 8, который трубопроводом через редукционный клапан – 9 связан с источником давления, например, с насосом.

Между гидромотором – 8 и редукционным клапаном – 9 подключен гидропневмоаккумулятор – 10. На выходе гидромотора – 8 установлен настраиваемый дроссель – 11, соединенный с гидросистемой. Управляемый дроссель – 5 и датчик вибрации – 3 подключены к системе числового программного управления – 12 (СЧПУ). Результаты реализации виброгасителя подвижного узла станка приведены на рисунке 5.13, где: а) спектр СКЗ виброскорости шпиндельного узла станка до применения устройства; б) спектр СКЗ виброскорости после применения устройства создания предварительного натяга.

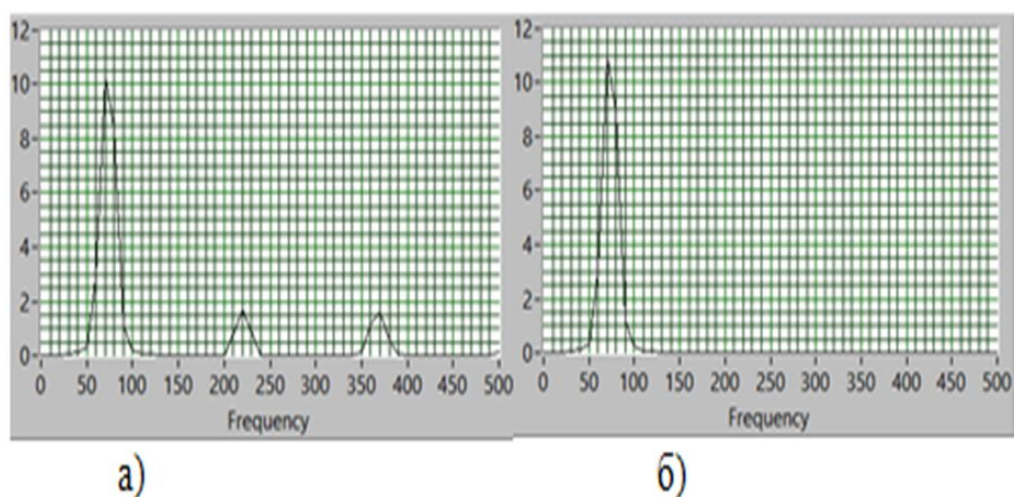


Рисунок 5.13 – Спектр СКЗ виброскорости шпиндельного узла станка: а) до применения устройства; б) после применения устройства создания предварительного натяга

5.3.3 Виброгаситель динамический

Виброгаситель динамический (22.5. ВД) [266, 267, 293] применяется для виброзащиты от «внутренних» вибрационных воздействий, обусловленных повышенной виброактивностью элементов ТС, например, от динамических составляющих сил резания $\sum F_{iPEЗ} \cdot \sin \omega_i \cdot t$ или иных сил, обусловленных дефектами в этих элементах. Кинематическая схема виброгасителя динамического приведена на рисунке 5.14, где: 1, 2 – основание и корпус гасителя; 3 – элемент упругий; 4 – привод; 5 – опора шаровая; 6 – винт ходовой; 7 – демпфер пневматический; 8 – подвижная масса; 9 – дроссель регулируемый; 10, 11 – датчики; 12 – каналы информационные; 13 – система управления.

Снижение уровня вибрации достигается при выполнении условий, рассмотренных в математической модели (2.30, 2.31), путем настройки инерционных $I_{ВД}$, (кг м²) и диссипативных $b_{ВД}$ (Н с/м) параметров и собственной частоты $\omega_{ВД}$ (рад/с) виброгасителя ВД:

$$\omega_i = \omega_{ВД} = \left[\frac{c_{ВД}}{I_{ВД}} \right]^{0.5} = \left[\frac{c_{\text{эллипс}} \cdot m_{\text{эллипс}}}{m_{\text{эллипс}} + \left[\frac{I_{ВД}}{l_{ВД-X}^2} \right]} \right]^{0.5}; \quad (5.19)$$

$$b_{ВД} = \left[\frac{3 \cdot c_{ВД} \cdot m_{ВД}^2}{2 \cdot (m_{ВД} + m_{\text{эллипс}})} \right]^{0.5}; \quad (5.20)$$

$$I_{ВД} = l_{ВД-X}^2 \cdot m_{ВД}, \quad (5.21)$$

где $I_{ВД}$ – момент инерции гасителя ВД (кг м²); $l_{ВД-X}$ – регулируемая длина упругого элемента – 3, изменение величины которой происходит от привода – 4 через ходовой винт – 6; $m_{ВД}$ – подвижная масса – 8 (кг); $c_{ВД}$ и $c_{\text{эллс}}$ – жесткость упругого элемента – 3 и элемента ТС (Н/м); $m_{\text{эллс}}$ – масса элемента ТС (Н/м); ω_i – частота возбуждения (рад/с).

Необходимая величина демпфирования достигается регулированием проходного сечения дросселя – 9 по сигналу от системы управления – 13 и измеренной величины вибрации датчиками – 10, 11.

Для гашения вибраций элементов ТС виброгаситель настраивают таким образом, чтобы его собственная частота соответствовала частоте вынужденных колебаний защищаемого объекта. Для контроля уровня вибрации стола и подвижного груза – 8 на подвижной массе груза виброгасителя и столе установлены датчики – 10, 11.

При возникновении вибраций на обрабатывающем центре подвижная масса – 8, закрепленная на упругом элементе – 3, начинает совершать колебания, которые измеряются датчиками – 10, 11 и поступают по информационным каналам – 12 в систему управления – 13 для анализа и выработки управляющего воздействия.

При этом на шаговый привод подается управляющий сигнал, и груз – 8 перемещается в положение, при котором собственная частота виброгасителя равна или приближена по значению к частоте колебаний технологического оборудования, в результате появляется эффект виброгашения.

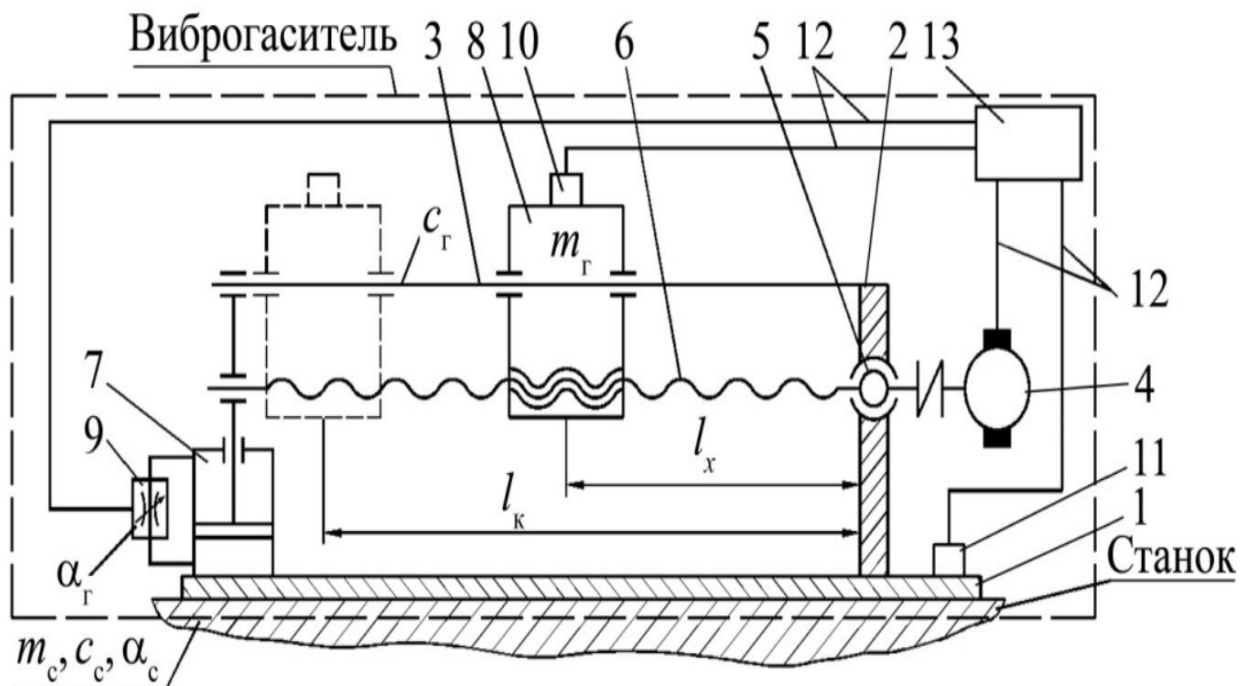


Рисунок 5.14 – Кинематическая схема динамического вибрационного гасителя

Результаты реализации динамического вибрационного гасителя приведены на рисунке 5.15, где: а) до применения ВД гасителя, б) после применения ВД.

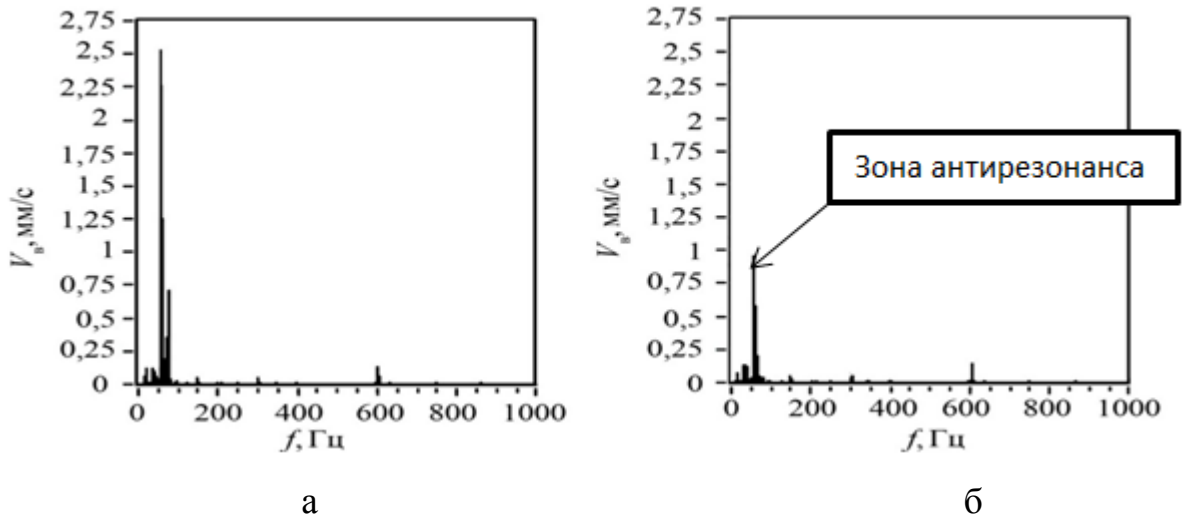


Рисунок 5.15 – Спектр СКЗ виброскорости суппорта станка:
а) до применения ВД; б) после применения ВД

5.3.4 Виброгаситель ударного типа односторонний

Виброгаситель ударного типа (**22.6 ВУТ**) [268, 295] применяются для виброзащиты от «внутренних» ударно-импульсных воздействий, обусловленных повышенной виброактивностью элементов ТС, аналогичных вышерассмотренному ВД, и имеет схожие конструкционные элементы. Кинематическая схема виброгасителя ударного типа одностороннего приведена на рисунке 5.16, где: 1, 2 – основание и корпус гасителя; 3 – боек; 4 – система управления; 5 – вибродатчик; 6 – элемент упругий; 7 – подвижная наковальня.

Для реализации способа ударного виброгашения снижение уровня вибрации достигается при выполнении условий, рассмотренных в математической модели (2.32, 2.33), путем настройки инерционных $I_{ВД}$ (кг м²) и диссипативных $b_{ВД}$

(Н с/м) параметров и собственной частоты $\omega_{ВД}$ (рад/с) виброгасителя ВУТ, а также величины зазора $\Delta_{ВУТ}$ между бойком – 3 и подвижной наковальней – 7:

$$\frac{\omega_i}{2} = \omega_{ВУТ} = \left[\frac{c_{ВУТ}}{I_{ВУТ}} \right]^{0.5}. \quad (5.22)$$

Здесь и далее принятые обозначения для ВД применимы и для расчета параметров ВУТ. Отличие заключается в возможности регулирования зазора в необходимых пределах: $\Delta_{ВУТ} < 0$ («отрицательного зазора»), $\Delta_{ВУТ} = 0$ («нулевого зазора»), $\Delta_{ВУТ} > 0$ («положительного зазора»).

Система управления – 4 осуществляет перемещение подвижной наковальни – 7 от привода в зависимости от уровня вибраций, возникающих в подвижном узле станка и измеренных вибродатчиком – 5.

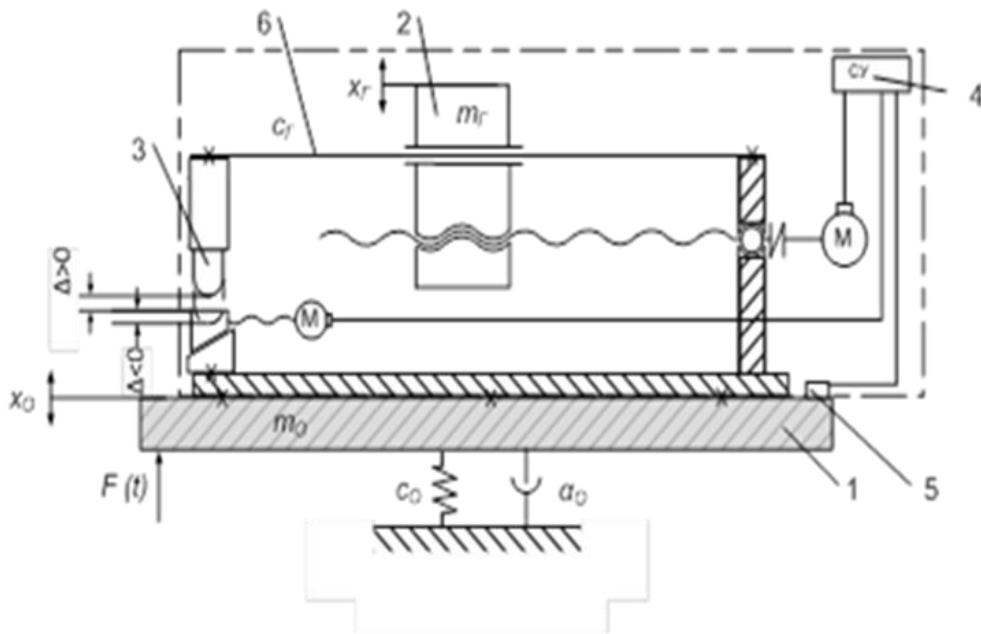


Рисунок 5.16 – Кинематическая схема гасителя ударного действия

На рисунке 5.17 приведена конструкция гасителя ударного действия

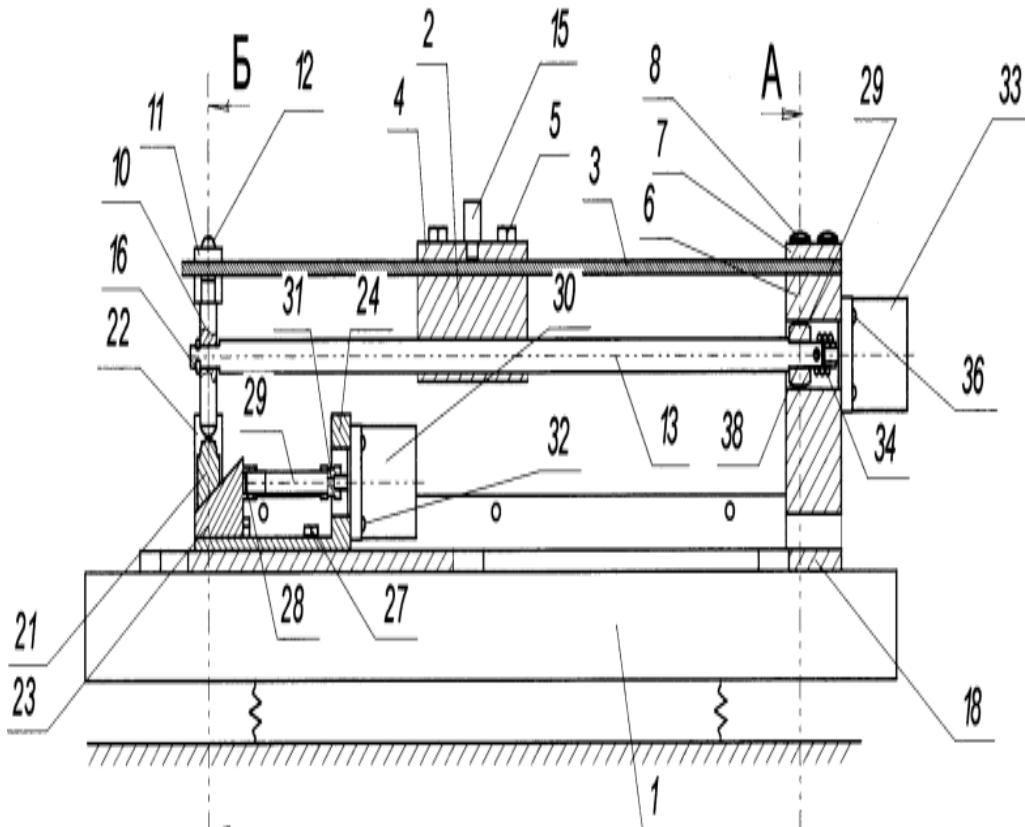


Рисунок 5.17 – Гаситель колебаний ударного типа

Гаситель колебаний ударного типа, жестко крепят к объекту виброзащиты – 1, колебания которого необходимо гасить. При возникновении вертикальных колебаний на объекте виброзащиты – 1 опосредованно системой управления осуществляется перемещение Т-образной массы – 2 через ходовой винт – 13 вдоль упругой балки – 3. Балка – 3 начинает совершать изгибные колебания, которые гасит наковальня.

Верхнее основание наковальни – 21 образует с нижним основанием – 23 клиновую передачу. При перемещении нижнего основания – 23 опосредованно системой управления через ходовой винт – 29, верхнее основание – 21 перемещается в направлении, перпендикулярном направлению движения нижнего основания – 23.

При значении зазора, близком к нулю, получается устойчивое гашение колебаний. При значении зазора больше нуля гашение колебаний более эффективно, но имеется шанс несрабатывания бойка – 10. Такое значение зазора используют для гашения значительных колебаний объекта виброзащиты – 1. Боек – 10 при-

жимают к наковальне, когда требуется обеспечить включение гасителя лишь на определенном уровне возбуждения.

Для гашения колебаний объекта виброзащиты – 1 производится настройка гасителя колебаний ударного типа путем изменения жесткости упругой балки – 3 так, чтобы при этом собственная частота гасителя колебаний ударного типа соответствовала частоте вынужденных колебаний объекта виброзащиты – 1.

Настройка осуществляется автоматически по алгоритму, заложенному в системе управления. Использование предложенной конструкции наковальни позволяет увеличить диапазон амплитуд и частот изгибных колебаний, совершаемых упругим элементом в виде балки – 3, и в полностью автоматическом режиме производить настройку работы гасителя.

Датчик – 15, установленный на Т-образной массе – 2, сравнивает частоту колебаний с датчиком виброскорости – 40, установленном на объекте виброзащиты 1. При достижении частоты колебания виброгасителя и частоты объекта – 1 возникает эффект виброгашения. Муфта – 34 передает крутящий момент от шагового двигателя – 33 на ходовой винт – 13. Муфта – 31 передает крутящий момент от шагового двигателя – 30 на ходовой винт – 29.

Дополнительно рабочий диапазон гасителя колебаний ударного типа изменяется за счет добавления дополнительных грузов к Т-образной массе – 2, использования пружин – 25 другой жесткости. Втулка – 39 с роликами – 38 обеспечивают движение ходового винта – 13 в заданном направлении, остальные движения игнорируются.

Наковальня позволяет изменять коэффициент демпфирования для исключения значительных амплитуд колебаний демпфера. Предлагаемое устройство гасит поперечные колебания только в заданном направлении.

Результаты реализации гасителя ударного действия приведены на рисунке 5.18, где: а) до применения ВУТ, б) после применения ВУТ.

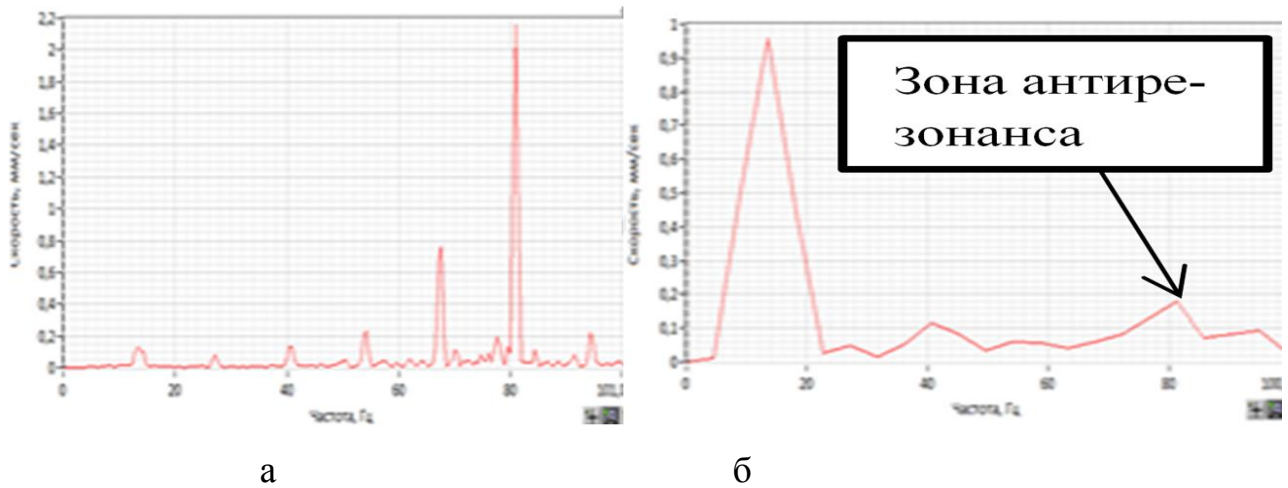


Рисунок 5.18 – Спектр СКЗ виброскорости суппорта:
а) до применения ВУТ, б) после применения ВУТ

5.3.5 Виброгаситель автобалансирующий

Виброгаситель автобалансирующий (**22.7 ВАБ**) [237, 239, 305], принципиальная схема которого приведена на рисунке 5.19, применяется для виброзащиты от «внутренних» вибрационных воздействий, обусловленных разбалансировкой вращающихся элементов ТС, возникающих при механообработке, вследствие нагрузок или неравномерного износа инструмента, от нагрева и т. п.

В рассматриваемом случае ограничимся только частным техническим решением для случая «жесткого ротора», когда возможно применение шарового автобалансирующего устройства с принудительным перемещением корректирующих масс, которое может быть встроено в конструкцию балансируемого элемента ТС, например, на шлифкруге или торцевой фрезе и т. п. Эффективность применения может быть оценена по условиям снижения силового воздействия на опоры ротора (подшипники шпинделя) K_R и величины измеренной виброперемещений

на нем $A_{ИЗМ}$:

$$K_R \approx \frac{\omega_i^2 \cdot (m_{ИНСТ} \cdot e_{ИНСТ} - m_{ШАР} \cdot e_{ШАР})}{\omega^2 + \zeta_{II} - 1}; \quad (5.23)$$

$$A_{ИЗМ} \leq [A] \approx \frac{v^2 \cdot \varpi^2}{1 - \varpi^2} \cdot \left[\frac{M \cdot e_{ШАР}}{m \cdot (R - e_{ШАР})} \right];$$

$$\text{где: } v = \frac{m_{ШАР} \cdot (R - r_{ШАР})}{M + n \cdot m_{ШАР}}; \varpi = \frac{\omega_{инст}}{\sqrt{\frac{c_{пст}}{M + n_{ШАР} \cdot m_{ШАР}}}} > 1,41 \quad (5.24)$$

Здесь $e_{инст}$, $e_{шар}$ – величины возникшего дисбаланса и шариков (м); $[A]$ – допускаемый уровень СКЗ (мкм, или мм/с); $m_{инст}$, M , $m_{шар}$, $n_{шар}$ – массы возникшего дисбаланса инструмента, ротора (шпинделя) и шарика соответственно (кг), количество шаров; $\xi_{п} = b_{п} / (2 \cdot M \cdot c_{п})^{0,5}$ – безразмерный коэффициент демпфирования опоры ротора; $\omega_{инст}$ – частота вращения (рад/с); $c_{п}$ – жесткость опоры ротора (подшипников Н/м).

Снижение уровня вибрации осуществляется путем управления величиной дисбаланса шариков $e_{шар}$ от привода – 6 по сигналам СУ – данным датчика – 12 либо «самоустановкой» шариков в положение, противоположное направлению дисбаланса $m_{дис} \cdot e_{дис}$.

В работах, использованных при написании данного раздела, отмечена необходимость использования ВАБ только на «закритических» частотах $\varpi > 1,41$.

На «докритических» частотах и при разгоне шарики должны находиться в центре устройства ВАБ, чтобы избежать повышенной вибрации.

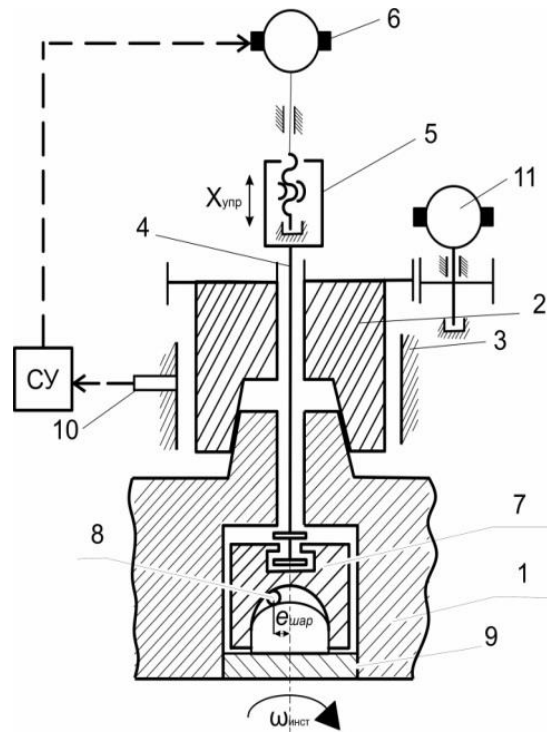


Рисунок 5.19 – Конструкция шарикового автобалансирующего устройства: 1 – инструмент; 2 – шпиндель; 3 – опора шпинделя; 4 – тяга; 5 – ходовой винт; 6 – двигатель; 7 – подвижный элемент балансира; 8 – шарики; 9 – элемент балансира; 10 – вибродатчик; 11 – привод главного движения; СУ – система управления; « $e_{\text{шар}}$ » – эксцентриситет шарикового балансира; $x_{\text{упр}}$ – управляющее воздействие на подвижный элемент балансира

Результаты экспериментального применения автобалансирующего устройства приведены на рисунке 5.20, где: а) до применения ВАБ; б) после применения ВАБ.

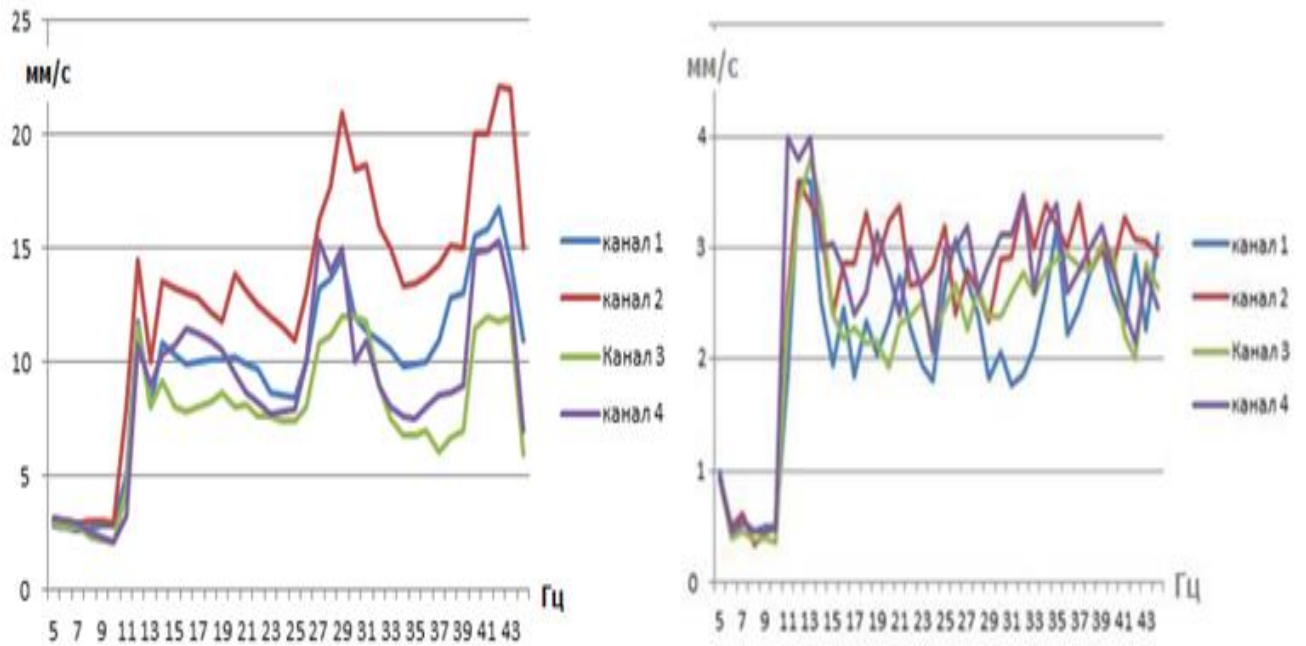


Рисунок 5.20 – Экспериментальное СКЗ виброскорости от частоты вращения ротора: а) до применения ВАБ; б) после применения ВАБ

5.4 Выводы

Разработаны алгоритмы для повышения эффективности механообработки за счет обоснованных принимаемых технических решений виброзащиты конструктивными способами, отличающиеся тем, что обеспечивают снижение ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС при помощи:

1. обоснованного назначения вида виброгасителей и мест их установки;
2. алгоритмов управления инерционно-упругими и диссипативными параметрами по результатам мониторинга в широком диапазоне «внешних» и «внутренних» воздействий;
3. использования рассмотренных технических решений, которые позволяют:
 - а) повысить время стойкости инструмента не менее чем на 15–25 %;
 - б) снизить уровень вибраций на обрабатываемой детали на 36 дБ, что повышает качество обработки на 1–2 качества.

ГЛАВА 6. МЕТОДЫ И АЛГОРИТМЫ ПРИМЕНЕНИЯ УСТРОЙСТВ ТЕСТОВОГО ВИБРАЦИОННОГО МОНИТОРИНГА

6.1 Алгоритм тестового вибромониторинга

Методы тестового вибромониторинга элементов ТС с использованием симулятора тестового воздействия (**13 СТВ**) применяются для выбора технических решений по алгоритму, рассмотренного в главе 2. Определение причин повышенной вибрации устройствами тестового вибромониторинга на элементах ТС необходимо для рационального выбора технических решений виброзащиты, которые возникают как следствие «внешних» или «внутренних» воздействий.

На рисунке 6.1 приведен алгоритм тестового вибромониторинга для решения вышеуказанных задач.

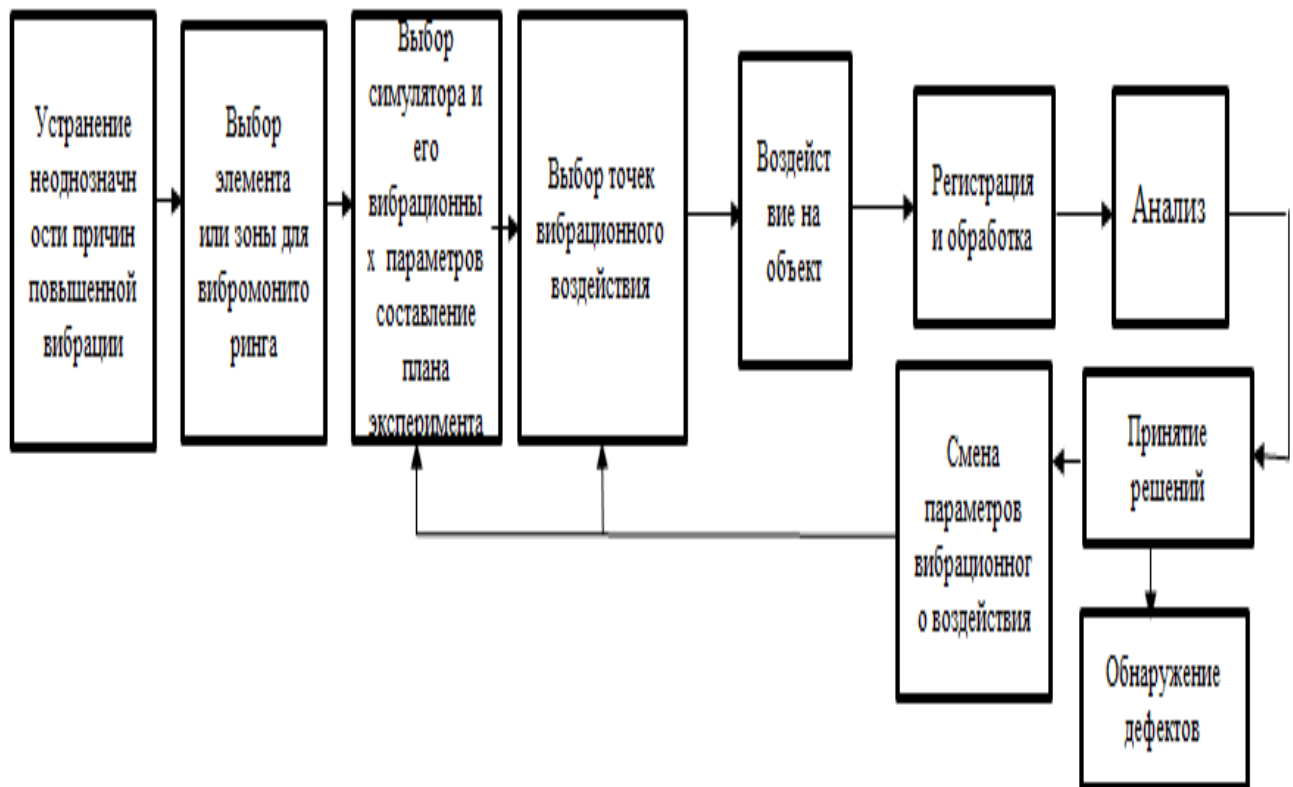


Рисунок 6.1 – Алгоритм тестового вибромониторинга

Использование такого технического решения повышает точность вибраци-

онного контроля (определение резонансных частот) и обусловлено необходимостью оперативного нахождения элементов ТС, имеющих повышенную виброактивность, которую сложно обнаружить иными методами.

6.2 Устройства для определения динамической жесткости несущих элементов ТС

Реализация тестового вибромониторинга позволяет выявить резонансные частоты элементов ТС за счет применения устройства для определения динамической жесткости несущих узлов станка [9, 15, 22, 23, 48] вследствие «внутренних» воздействий, обусловленных динамическими составляющими сил резания. Для создания динамической нагрузки использован симулятор тестового воздействия (13 СТВ), который выполнен в виде устройства с заданными силовыми параметрами.

Принципиальная схема устройства для определения динамической жесткости несущих узлов станка и их резонансных частот приведена на рисунке 6.2, где: 1 – эксцентриковый вал (или многозаходный кулачок) ; 2 – державка с упругим элементом; 3 – патрон; 4 – задний центр; 5 – упругий элемент; 6 – резцедержатель; 7 – подшипник; 8–11 – акселерометры; 12 – датчик оборотов; (АЦП) — виброизмеритель К 5101; ПК – персональный компьютер с СПМО [229, 230]; $\Delta F_{рез x}$, $\Delta F_{рез y}$, $\Delta F_{рез z}$ – направления действия составляющих силы резания.

Силовое воздействие происходит по гармоническому закону (или свип-сигналу) и возбуждает колебания исследуемых элементов ТС, вибрационные параметры которых регистрируются при помощи датчиков по технологическим осям X, Y, Z.

Это связано, как правило, с конструктивными и скрытыми дефектами: износом сопрягаемых поверхностей элементов оснастки или шарико-винтовой передачи (ШВП) и других несущих узлов станка, проявляющихся только при наличии как статической, так и динамической нагрузок. Таким образом, возможно опреде-

ление частотных зон с повышенным уровнем вибрации, что отрицательно сказывается на эффективности механообработки.

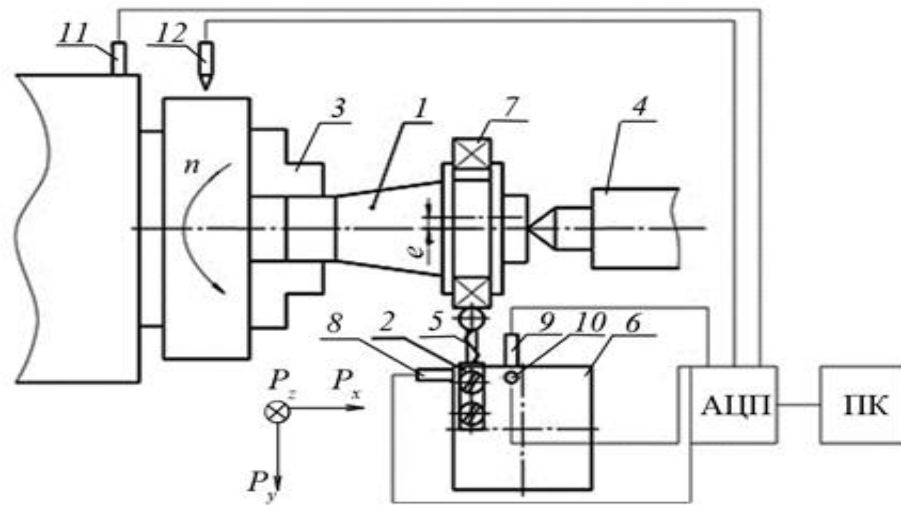


Рисунок 6.2 – Принципиальная схема устройства для определения динамической жесткости несущих узлов токарно-винторезного станка

На рисунке 6.3 приведена конструкция устройства для определения динамической жесткости несущих элементов металлорежущих станков.

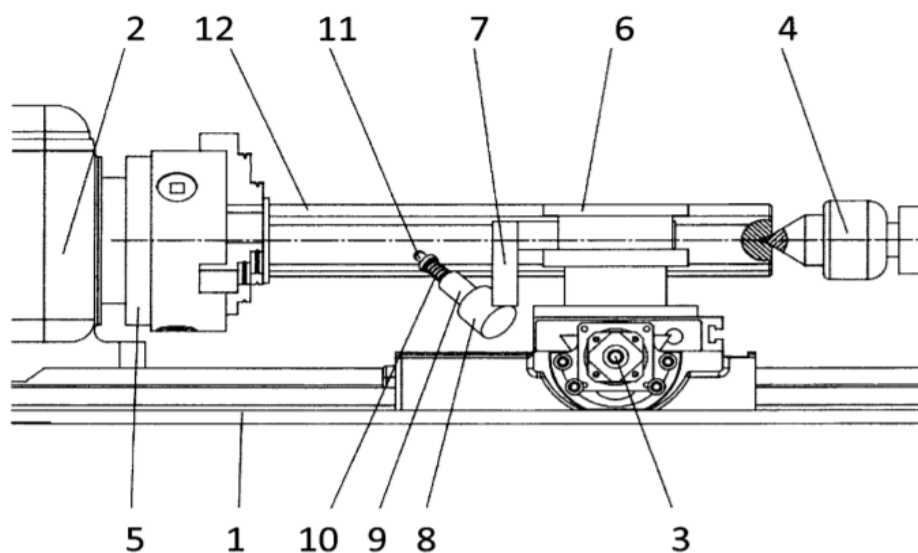


Рисунок 6.3 – Устройство для определения динамической жесткости несущих элементов металлорежущих станков

В устройстве для определения динамической жесткости несущих узлов станка и их резонансных частот используется державка, которая закреплена в резцедержателе – 7. К державке прикреплен толкатель – 11, содержащий плунжерную пару, с пружиной возврата.

Акселерометры установлены на несущих элементах станка: на шпиндельном узле, задней бабке, станине. Акселерометры подключены к аналого-цифровому преобразователю, который связан с ЭВМ. В патроне передней бабки закреплена оправка, выполненная в виде однозаходного кулачка, контактирующего с плоским наконечником плунжерной пары.

Устройство создает динамическую нагрузку в радиальном направлении металлорежущего станка. Кулачок эксцентриковой формы при вращении создает возвратно-поступательное движение толкателя, поджатого при помощи пружины.

На рисунке 6.4 приведены результаты эксперимента при определении резонансных частот на узлах станка при тестовом воздействии в виде спектрограмм СКЗ виброперемещений в направлении действия силы $F_{рез}$ у [252, 261].

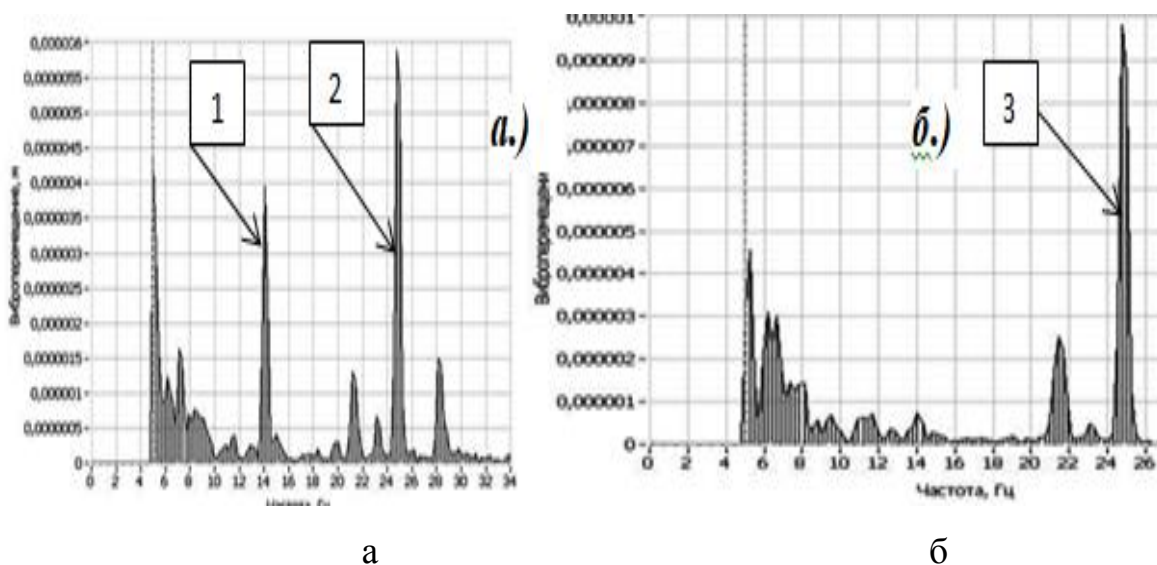


Рисунок 6.4 – Результаты эксперимента при определении резонансных частот Ω^* ; на узлах станка при тестовом воздействии в виде спектрограмм СКЗ виброперемещений в направлении действия силы $\Delta F_{рез}$ у: а) на резцедержателе; б) на задней бабке (1, 2, 3 – максимумы резонансных частот)

6.3 Методика для вибромониторинга гидропривода станка

Методы тестового вибромониторинга применимы для определения дефектов элементов гидропривода технологического оборудования, существенно снижающих эффективность механообработки. Такие приводы широко применяются в шлифовальных, полировальных, хонинговальных и других станках, а также в качестве привода приспособлений. Вибромониторинг осуществляется «локализацией» элемента гидропривода при помощи устройства для подсоединения диагностического оборудования и перераспределения потоков при диагностировании гидросистем [292, 300] и последующего измерения общего уровня вибрации по заданному плану двухфакторного эксперимента (давлению и скорости)

На рисунке 6.5 приведена схема включения в гидропривод устройства для подсоединения диагностического оборудования на примере насоса НШ-32, состоящая из следующих элементов: 1 – насоса; 2 – устройства подсоединения диагностического оборудования; 3 – дросселя; 4 – манометра; 5 – предохранительного клапана, акселерометра.

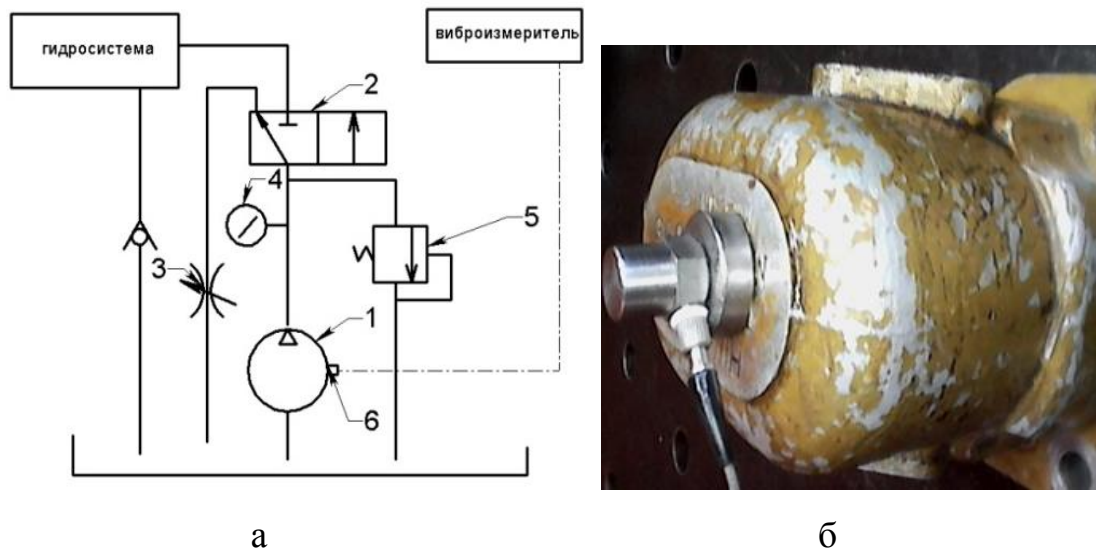


Рисунок 6.5 – а) схема включения в гидропривод устройства для подсоединения диагностического оборудования; б) схема установки акселерометра на насосе

На рисунке 6.6 приведена конструкция устройства для подсоединения диагностического оборудования и перераспределения потоков при диагностировании гидросистем.

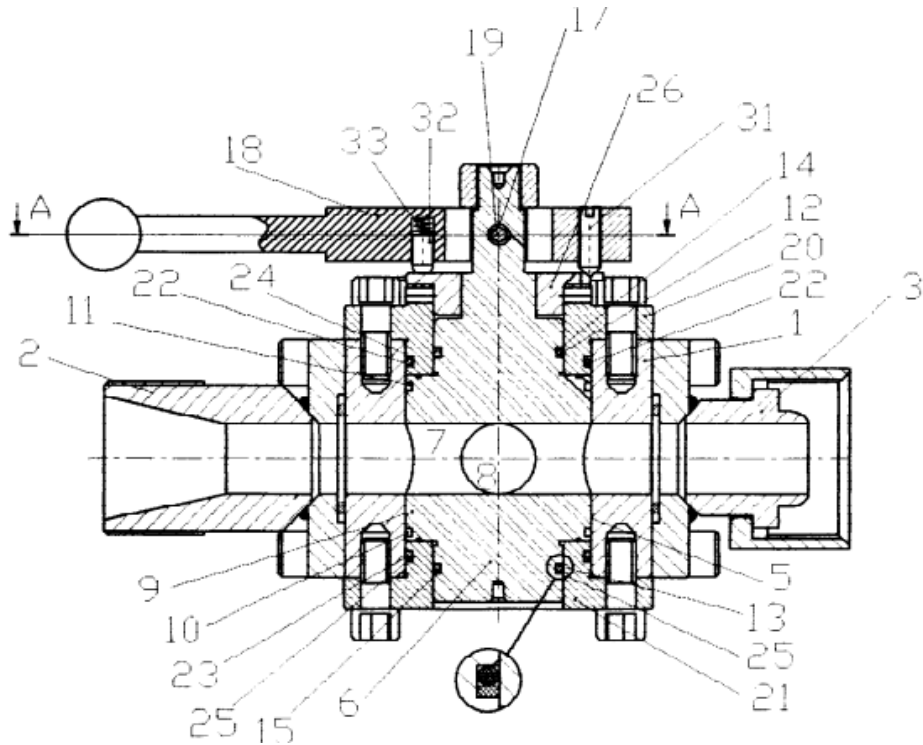


Рисунок 6.6 – Устройство для подсоединения диагностического оборудования и перераспределения потоков при диагностировании гидросистем

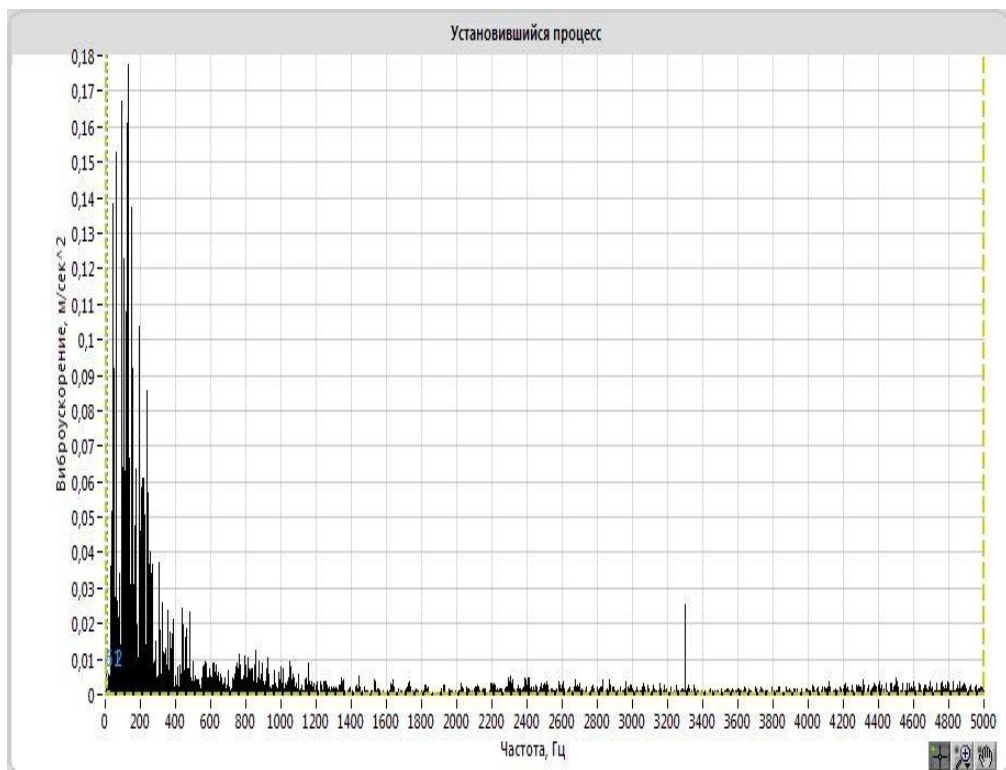
Устройство для подсоединения диагностического оборудования содержит корпус – 1 с тремя соединительными патрубками – 2, 3, 4. Корпус полый внутри в виде сквозной расточки, образующей камеру – 5, в которой размещен поворотный золотник – 6 с радиальными каналами – 7, 8, расположенными в центральной части рабочей поверхности большего диаметра – 9, относительно которых симметрично по обе стороны от каналов – 7, 8 расположены диаметральные пазы щелевого уплотнения – 10, 11, а каждая торцевая поверхность меньшего диаметра имеет комбинированные уплотнения, выполненные в виде резиновых – 12, 13 и фторопластовых – 14, 15 колец.

Задача данного технического решения – повышение точности и адекватности диагностики, легкости управления и обеспечение возможности применения устройства при диагностировании любых гидросистем машин.

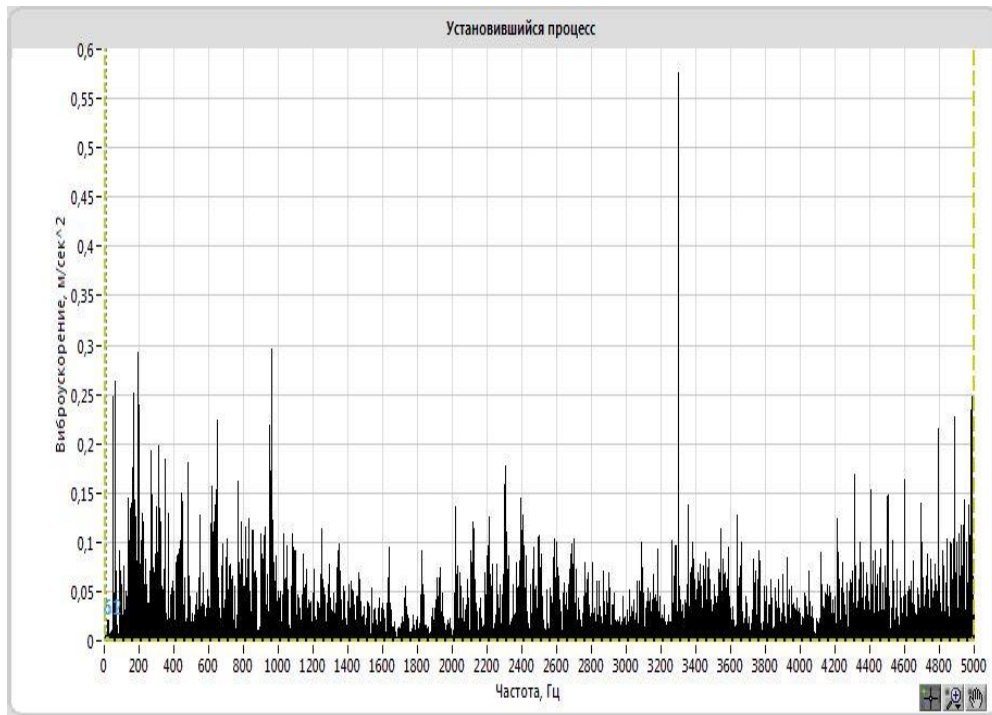
Результат заключается в обеспечении локализации диагностируемого гидроэлемента от остальной гидросистемы, что позволяет выявить дефекты данного устройства.

На рисунках 6.7, а, б приведены сравнительные спектрограммы двух насосов с разными объемными к.п.д., обусловленными износом рабочих поверхностей в соответствии с планом эксперимента (таблица 6.1).

Анализ приведённых данных показывает, что применение разработанного СПМО [229, 230] в сочетании с устройством для подсоединения диагностического оборудования позволяет оперативно локализовать и выявить дефектный элемент гидропривода непосредственно на станке без демонтажа в производственных условиях.



а) $n=500$ об/мин; $p=5$ МПа $\eta_{об} = 0,5 - 0,6$



б) $n=500$ об/мин; $p=0$ МПа $\eta_{об} = 0,85 - 0,95$

Риснок 6.7 – Сравнительные спектрограммы \ddot{A}_{RMS} насосов НШ 32 при условиях работы в соответствии с планом эксперимента (таблица 6.1) с разным объемным

к.п.д.: $\eta_{об} = 0,5 - 0,6$; $\eta_{об} = 0,85 - 0,95$

Таблица 6.1– План эксперимента

№ экспери- мента	Давление P , МПа	Частота вращения n , об/мин	СКЗ м/с ²	
			К.п.д. насоса (1)=0,5	К.п.д. насоса (2)=0,95
1	0	500	0,65	0,35
2	0	800	0,75	0,41
3	5	500	0,35	0,29
4	5	800	0,45	0,35

Из анализа полученных спектрограмм можно сделать заключение о к.п.д. насоса и корреляции СКЗ виброускорения (общего уровня вибрации) с параметрами частоты вращения и давления, по которым можно установить неисправность данного гидроэлемента. Следует также отметить, что утечки вследствие повышенных зазоров между подвижными элементами гидроэлемента создают демпфирующий слой, снижающий вибрации на высоких частотах.

6.4 Устройства для определения демпфирующих свойств материалов и узлов

Вибромониторинг, проведенный при помощи модифицированного устройства для определения демпфирующих свойств материалов [281] (рисунок 6.8), изготовленных способом наплавки [300], которые были рассмотрены в главе 5, позволяет выявить рациональное техническое решение снижения уровня вибрации, в частности, определить повышение демпфирующих свойств полученных материалов не менее чем в 1,8–2,5 раза по сравнению с традиционно применяемыми при изготовлении элементов ТС (СЧ, Сталь 3, Сталь 40 Х и др. материалы).

Традиционно для определения демпфирующих свойств материалов и узлов применяется оценка по декременту затухания, подразумевающая некоторое импульсное воздействие на испытуемый образец. Однако этот метод не всегда применим, т. к. требуется образец достаточно больших размеров, а также возникновения погрешности при измерении. Следует отметить, что при изготовлении деталей методом наплавки, аддитивной технологии или других способов испытуемый образец может иметь недостаточных геометрических размеров. Поэтому для определения демпфирующих свойств материалов необходимо универсальное устройство, способное с высокой достоверностью определять указанные свойства в широком диапазоне частот и малых геометрических размеров образца при различных способах нагружения (сжатие, изгиб, кручение).

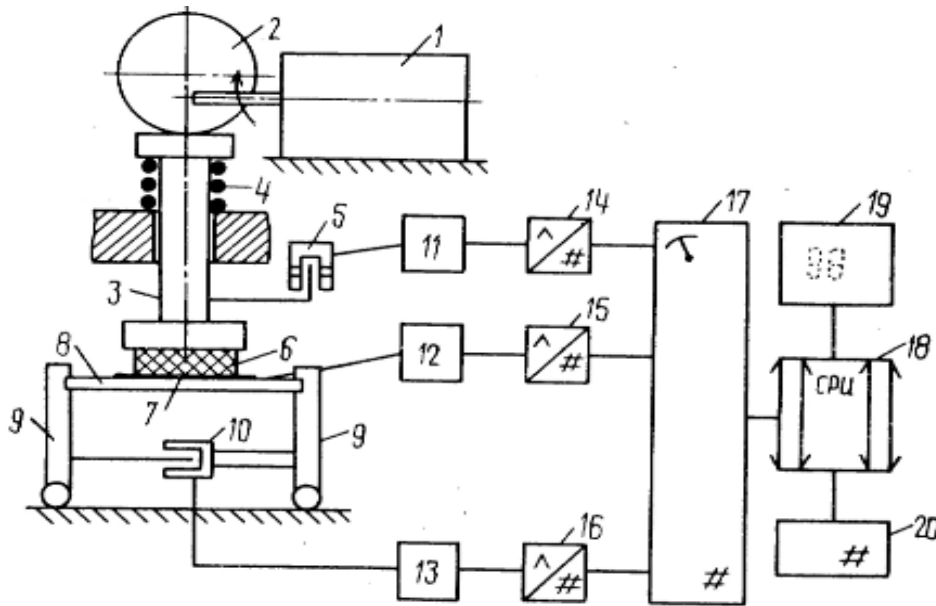


Рисунок 6.8 – Устройство для определения демпфирующих свойств материалов

Испытываемый образец – 6 определённых геометрических размеров устанавливается между толкателем – 3 и компенсирующей пружиной – 8. Пружина – 4 прижимает толкатель к кулачку – 2.

При включении привода – 1 кулачок сообщает возвратно-поступательное движение толкателю – 3, который воздействует на образец – 6. Датчик – 5 регистрирует виброперемещение толкателя – 3. Деформация компенсирующей пружины, жёсткость которой на два–три порядка больше жесткости образца, регистрируется датчиком усилия – 10.

Данные от указанных датчиков передаются через АЦП – 11, 12, 13 на усилители – 14, 15, 16 и далее через соответствующий интерфейс – 17 на ЭВМ – 18. Значения виброперемещения и силы, по которым определяется коэффициент демпфирования, анализируются на ПК.

Для определения коэффициента демпфирования может использоваться методика, предложенная А.С. Глазыриным в работах [246], по идентификации параметров механической системы по граничным окolorезонансным частотам. Следует отметить сложность реализации такой установки и сложность ее настройки, поэтому в дальнейшем установка была модифицирована (рисунок 6.9).

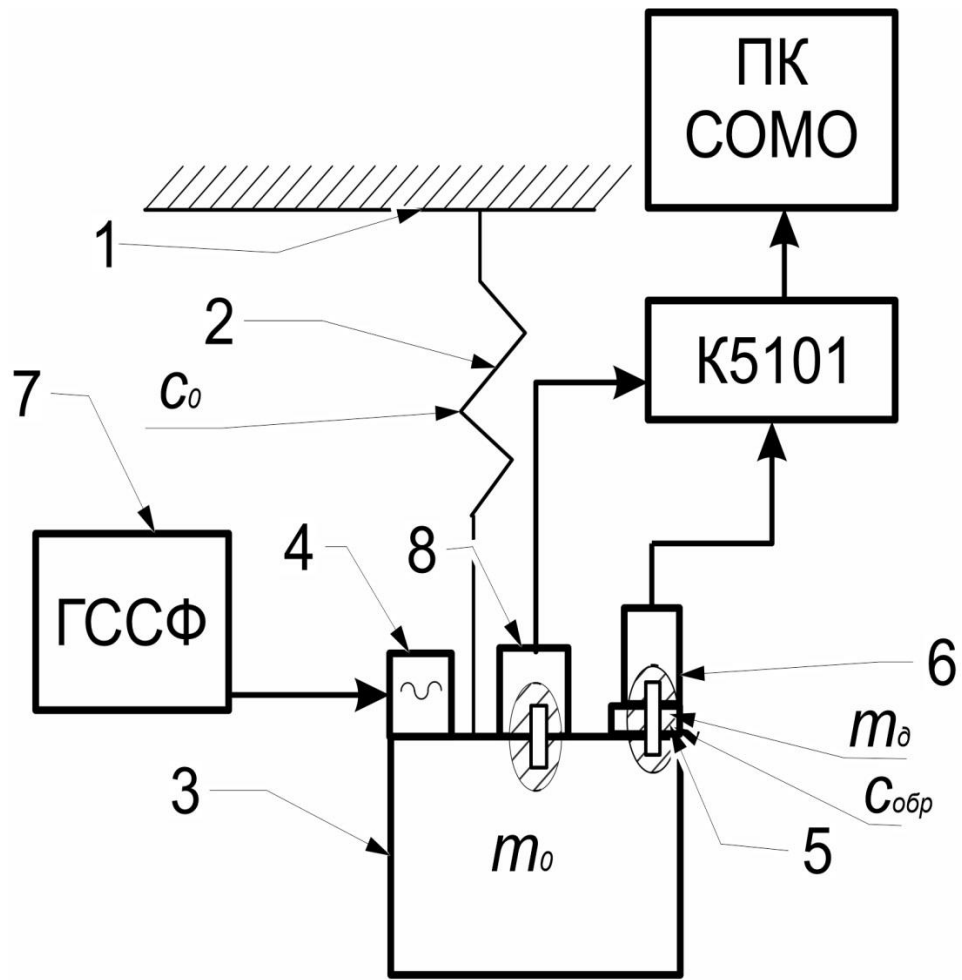


Рисунок 6.9 – Устройство для определения демпфирующих свойств материалов: 1 – корпус, 2 – пружина, 3 – масса, 4 – генератор электромеханический, 5 – испытуемый образец, 6, 8 – акселерометры, 7 – генератор сигналов специальной формы

На рисунке 6.10 приведены формы измеренных сигналов: а) от входного акселерометра – 8, установленного на массе – 3; б) от акселерометра – 6, установленного на испытуемом образце – 5.

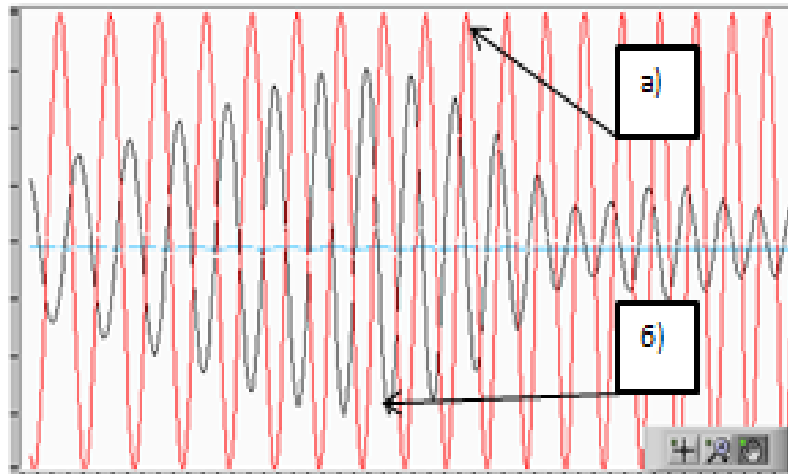


Рисунок 6.10 – Формы измеренных сигналов: а) входного от акселерометра – 8; б) от акселерометра – 6, установленного на испытуемом образце – 5

Испытуемый образец заданных размеров – 5 устанавливается на массе – 3, которая через пружину – 2 крепится к корпусу – 1. Возбуждение колебаний массы – 3 осуществляется электромеханическим генератором – 4, при этом возбуждаемая (входная) вибрация измеряется акселерометром – 8, а вибрация, передаваемая на образец – 5, – акселерометром – 6. Данные от акселерометров – 6, 8 передаются на виброизмерительный комплекс К-5101 и ПК с СПМО «Виброрегистратор-М» [229, 230] для последующего анализа.

Особенность данной схемы состоит в том, что жесткость пружины – 3 и масса основания – 2 образуют колебательную систему, собственная частота которой на два порядка меньше частоты возбуждения генератором – 4, используемой для определения демпфирующих свойств образца.

При анализе полученных экспериментальных АЧХ определяется коэффициент демпфирования испытуемого образца материала. Для получения АЧХ на вход электромеханического генератора подается напряжение в виде свип-сигнала, при этом возникающие на основании вибрации будут иметь тот же закон изменения частоты:

$$A(t) = A(\omega) \cdot \sin(u \cdot \tau), \quad (6.1)$$

где ω – скорость изменения частоты возбуждения (Гц/с); τ – текущее время (с);

$$A(\omega) = \frac{F_{\text{возб}}}{m_{\text{осн}} \cdot \sqrt{((\Omega_0 / 2 \cdot \pi)_{\text{осн}}^2 - f_{\text{возб.}}^2)^2 + 4 \cdot (\zeta_{\text{осн}} / \Omega_0)^2 \cdot f_{\text{возб.}}^2}} - \text{амплитуда вибрации массы}$$

–3 (мкм, мм/с, м/с²); $F_{\text{возб}}$ – сила возбуждения от электромеханического генератора

в текущий момент времени (Н); $m_{\text{осн}}$ – масса основания (кг); $\Omega_0 = \sqrt{\frac{c_{\text{осн}}}{m_{\text{осн}}}}$ – собствен-

ная частота основания (рад/с); $f_{\text{возб.}}$ – текущая частота возбуждения (Гц); $\zeta_{\text{осн}}$ –

безразмерный коэффициент демпфирования основания.

Для получения АЧХ необходимо соблюдать условия: скорость изменения частоты возбуждения ω не должна превышать значений 50–100 Гц/с; максимальная величина времени свип-сигнала τ – не более 50 с

$$f_{\text{возб.}} / \Omega_0 / 2\pi = 20 \dots 100. \quad (6.2)$$

При изменении частоты возбуждения в пределах $f_{\text{возб.}} = 12\text{--}5000$ Гц в колебательной системе испытуемого объекта возникает резонанс на частотах, определяемых геометрическими параметрами. Для испытуемого объекта типа балка (нагруженная на изгиб) резонансная частота определяется по зависимости (6.3):

$$\Omega_{\text{обект.}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c_{\text{обект.б.}}}{m_{\text{дат.}} \cdot l_{\text{обект.}}^2}}, \quad (6.3)$$

где $c_{\text{обект.}} = 3 \cdot \frac{E_{\text{обект.}} \cdot J_{\text{обект.б.}}}{l_{\text{обект.}}^3}$ – жесткость испытуемого объекта типа балка (н*м/

рад); $E_{\text{обект.}}$ – модуль упругости материала испытуемого объекта (Н/м²); $J_{\text{обект.}}$ – момент инерции поперечного сечения образца испытуемого объекта (м⁴); l – длина образца (м); $m_{\text{дат.}}$ – масса датчика (кг).

Для испытуемого объекта типа кольцо, нагруженное на сжатие, – по зависимости (6.4):

$$\Omega_{\text{обект.к.}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c_{\text{обект.к.}}}{m_{\text{дат.}}}}, \quad (6.4)$$

где $\Omega_{\text{объект.к.}}$ – собственная частота колебательной системы испытуемого объекта

$c_{\text{объект.к.}} = \frac{E_{\text{объект.}} \cdot F_{\text{объект.}}^2}{W_{\text{объект.}}}$ – жесткость испытуемого объекта типа кольцо (н/м);
(Гц);

$F_{\text{объект.}}$ – площадь поперечного сечения образца объекта типа кольцо (м^2); $W_{\text{объект.}}$ – объем испытуемого объекта типа кольцо (м^3).

Для определения демпфирующих свойств испытываемого объекта $\zeta_{\text{объект}}$ воспользуемся методикой, приведённой в [143] для определения коэффициента динамичности, т. е. величины снижения амплитуды вибрации испытуемого объекта относительно основания при кинематическом возбуждении по зависимости:

$$k_{\text{х.объект.}} = \frac{A_{\text{объект}}}{A(\omega)} = \frac{z_g^2}{\sqrt{(1-z_g^2)^2 + 4 \cdot \zeta_{\text{объект}}^2 \cdot z_g^2}}, \quad (6.5)$$

где $z_g = \Omega_{\text{объект.}} / f_{\text{возб.}}$ – безразмерная частота; $A_{\text{объект}}$ – амплитуда вибрации испытываемого объекта на резонансной частоте (мкм, мм/с, м/с^2) при $z_g = 1$.

При $z_g = 1$ рассчитываем коэффициент демпфирования объекта при соответствующих типах нагрузки (изгиб, сжатие):

$$\zeta_{\text{х.объект}} = \frac{1}{2 \cdot k_{\text{х.объект.}}}. \quad (6.6)$$

Коэффициент демпфирования на образце типа кольцо диаметром 20 мм и толщиной 5 мм, полученном путем наплавки на Сталь 40X многослойной многокомпонентной металлической системы $Fe-Mo-Cr-Ti-Ni-Cu-Al$, по сравнению с образцом из Стали 40X (традиционно применяющейся при изготовлении корпусов фрез) увеличился как минимум на 50–65 %.

Приведенная методика и устройство для определения демпфирующих свойств материалов позволяет производить экспресс-анализ многослойной многокомпонентной металлической наплавки для уточнения состава ее компонентов и толщины слоя в производственных условиях.

6.5 Устройства симуляции тестового воздействия «внешнего» импульсно-вибрационного источника

Для выявления дефектов виброгасящих опор станка, фундамента, а также определения их рациональных инерционно-упругих и диссипативных параметров возможно использование сейсмических вибраторов для симуляции тестового воздействия от «внешнего» источника вибрационно-импульсного воздействия.

На рисунке 6.10 приведена принципиальная схема симуляции тестового воздействия от «внешнего» источника путем возбуждения вибрационно-импульсного воздействия на технологическое оборудование [282, 284, 286, 289, 290].

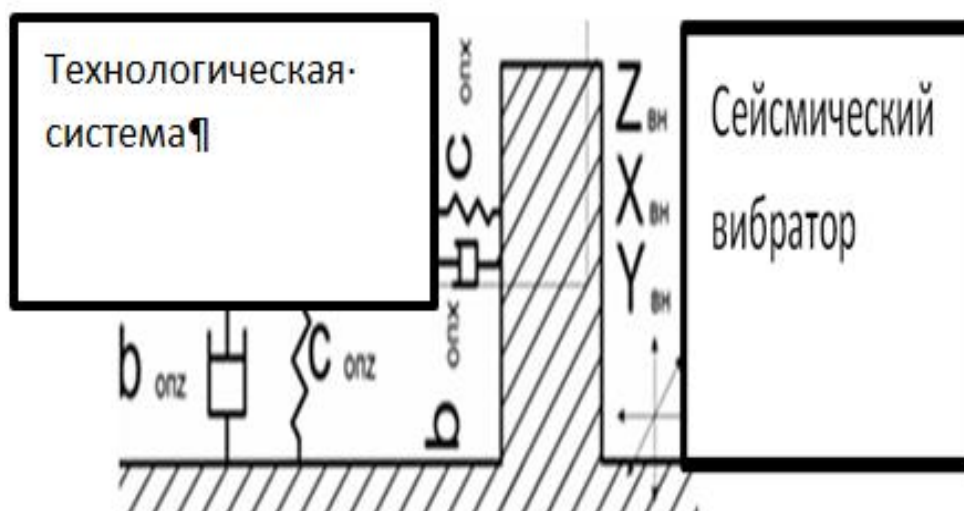


Рисунок 6.11 – Принципиальная схема симуляции тестового динамического воздействия сейсмического гармонического или свип-сигналов

На рисунке 6.12 приведены спектры виброперемещений при: а) отсутствии дефектов, б) наличии дефектов виброопор.

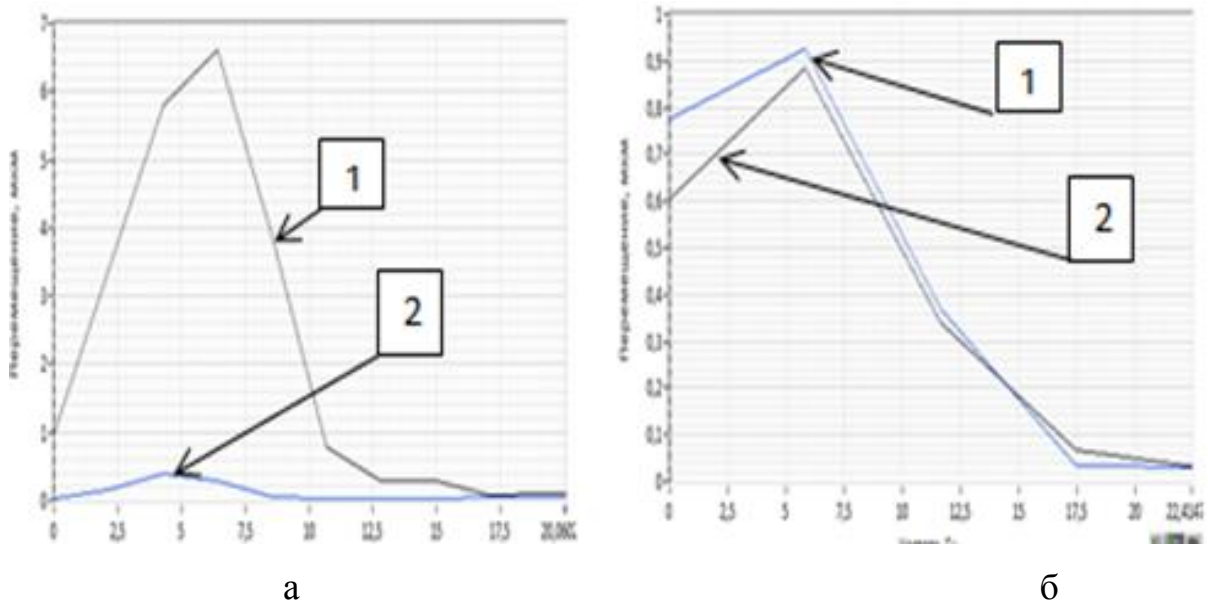


Рисунок 6.12 – Спектры виброперемещений: а) при отсутствии дефектов; б) при наличии дефектов. 1 – сигнал входного воздействия, 2 – сигнал на защищаемом объекте

Вибрационно-импульсное воздействие для симуляции «внешнего» источника осуществляется при помощи сейсмического вибратора, который устанавливается на расстоянии от 0,5 до 5 м и более от станка, с диагностируемыми виброопорами или фундаментом. В рассматриваемом случае сейсмический вибратор создает колебания в горизонтальной или вертикальной плоскостях в частотном диапазоне от 2 до 50 Гц.

Возбуждаемая вибрация, имеющая параметры, эквивалентные вероятным параметрам техногенного или природного источника, передается на основание станка, где установлен акселерометр, данные с которого передаются на виброрегистратор К5101 и ПК с СПМО.

Другие акселерометры устанавливаются на элементах ТС. Для выявления дефектов виброгасящих опор станка, фундамента, а также определения их рациональных инерционно-упругих и диссипативных параметров может быть использован сейсмический вибратор с гидрообъемным генератором, принципиальная схема которого приведена на рисунке 6.13.

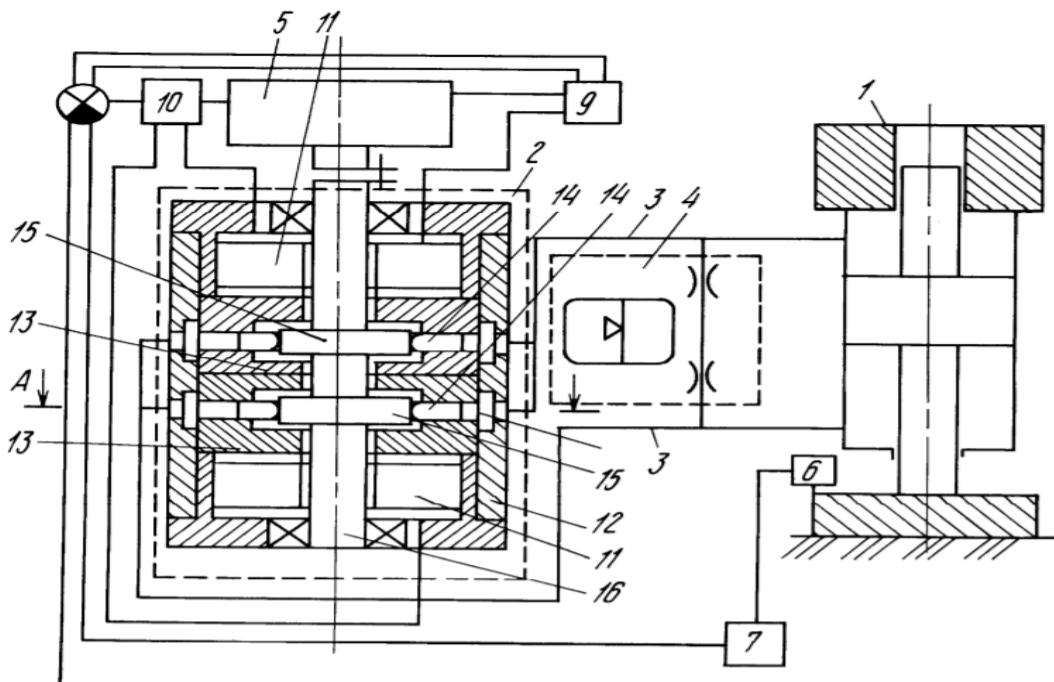


Рисунок 6.13 – Вибратор с гидрообъемным генератором колебаний

Вибратор с гидрообъёмным генератором колебаний состоит из исполнительного механизма – 1, связанного с гидрообъемным генератором колебаний – 2, магистралями – 3, последние связаны между собой системой поддержания среднего давления – 4.

Гидрообъемный генератор колебаний – 2 связан с приводным двигателем – 5. На исполнительном механизме – 1 установлен датчик – 6, передающий информацию на автоматический регулирующий усилитель – 7, сигнал с которого передается на сравнивающее устройство – 8, где сопоставляется с сигналом от задающего устройства – 9.

При несовпадении сигналов с задающего устройства – 9 и датчика – 6 сравнивающее устройство – 8 передает разность на усилитель – 10, который связан с приводным двигателем – 5 и двигателями поворота – 11, размещенными в корпусе – 12 гидрообъемного генератора колебаний – 2. В корпусе – 12 размещены блоки цилиндров – 13 с поршнями – 14, которые опираются на кулачки – 15, жестко установленные на приводном валу – 16. Выходы двигателей поворота связаны с блоками цилиндров – 11.

Сейсмический вибратор с гидрообъемным генератором колебаний работает следующим образом. Задающее устройство – 9 подает управляющее воздействие на приводной двигатель – 5, который приводит во вращение приводной вал – 16 гидрообъемного генератора колебаний – 2 с заданной частотой. Через кулачки – 15, установленные на приводном валу – 16, движение передается на поршни – 14, совершающие возвратно-поступательное движение в блоках цилиндров – 13. При этом генерируется знакопеременный поток в магистралях – 3, которые связывают гидрообъемный генератор колебаний с исполнительным механизмом – 1. Причем потоки будут всегда в противофазе в рабочих полостях исполнительного механизма. Система поддержания среднего давления – 4 обеспечивает начальное давление в полостях исполнительного механизма, около которого возбуждаются колебания, а также компенсирует утечки жидкости в подвижных сопряжениях гидрообъемного генератора колебаний и исполнительного механизма.

Исполнительный механизм воздействует на среду, и колебания фиксируются датчиком – 6, сигнал с которого поступает на автоматический регулирующий усилитель – 7, а затем в сравнивающее устройство – 8, где сопоставляется с управляющим сигналом с задающего устройства – 9.

Если возникло рассогласование на амплитуде между управляющим сигналом и сигналом с датчика, то со сравнивающего устройства через усилитель – 10 подается сигнал на один из двигателей поворота – 11, который поворачивает блок цилиндров на тот угол, который соответствует необходимой амплитуде пульсирующего потока, а следовательно, и амплитуде выходного сигнала с исполнительного механизма, что должно соответствовать нулевому рассогласованию сигналов с задающего устройства и датчика.

При несовпадении частоты с датчика и задающего устройства управляющее воздействие подается на приводной двигатель – 5, который сводит это несовпадение до нуля.

Если не совпадают сигналы с задающего устройства и датчика по фазе, то сравнивающее устройство через усилитель – 10 подает сигнал на оба двигателя поворота – 11, которые синхронно поворачивают блоки цилиндров относительно

вращающегося приводного вала и корпуса, сводя тем самым рассогласование по фазе к нулю.

Таким образом реализуется независимое управление основными параметрами исполнительного механизма сейсмического вибратора с гидрообъемным генератором колебаний.

Использование предложенного устройства в сравнении с известными повышает точность управления параметрами сейсмического вибратора за счет непосредственной независимой коррекции параметров (частоты, амплитуды и фазы) колебаний.

Методика выявления дефектов виброгасящих опор станка аналогична рассмотренной в предыдущем разделе для определения коэффициента динамичности по зависимости (6.5):

$k_{x.обект.} \leq 1$ или $k_{x.обект.} \ll 1$ – дефекты в виброгасящих опорах отсутствуют;

$k_{x.обект.} > 1$ – необходимо устранить дефекты в виброгасящих опор станка.

По спектрам виброперемещений, которые приведены на рисунке 6.11, определяется эффективность применяемой виброопоры, или фундамента, а также отсутствие или наличие дефектов в данных элементах. Для оценки эффективности применяемых виброгасящих опор необходимо также учитывать допустимый уровень вибрации при работе металлообрабатывающего оборудования.

Приведенная методика и устройства ее реализации позволяют проводить экспресс-анализ для выявления дефектов виброгасящих опор станка, фундамента, а также для определения их рациональных инерционно-упругих и диссипативных параметров в производственных условиях.

6.5 Выводы

Предложены методы выбора и расчета устройств тестового вибрационного мониторинга для выявления элементов ТС, являющихся причиной снижения эффективности механообработки, позволяют:

1. Выявить дефектные элементы ТС, которые затруднительно определить методом функциональной диагностики «"Скрытые" дефекты в элементах ТС, дефекты виброгасящих опор станка или фундамента (или нерационально выбранные параметры)».
2. Определить частотные диапазоны, на которых могут возникнуть резонансные явления элементов ТС, сопровождающиеся значительным увеличением вибрации, для последующего исключения этих частот из режимов механообработки.
3. Определить места установки виброгасителей в зависимости от причины импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС.
4. Повысить эффективность механообработки в 1,3–1,6 раз за счет снижения рисков выхода из строя элементов ТС и электронных блоков его системы управления СЧПУ вследствие повышенного уровня вибрации.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненные в диссертации научные исследования представляют собой совокупность предлагаемых технических решений, устройств, методов и алгоритмов, которые представлены следующими новыми результатами:

1. На основе разработанной концепции сформированы алгоритмы виброзащиты конструкторско-технологическими способами по результатам вибромониторинга с использованием функционального и тестового методов, что значительно снижает временные затраты на диагностику и повышает достоверность результатов. Систематизированы математические модели динамических процессов от «внешних» и «внутренних» источников ударно-вибрационных воздействий на ТС.
2. Модернизирован метод исследования процессов, влияющих на техническое состояние объектов машиностроения и способы управления динамическими процессами в системе ТС, позволяющий производить комплексный вибрационный функциональный и тестовый мониторинг ее элементов, выполнять запись информации в базу данных с обработкой и анализом, осуществлять выбор обоснованного технологического решения с целью разработки специального программно-математического обеспечения (СПМО) в производственных условиях. Реализация СПМО позволила создать методику выбора оптимальных режимов механообработки с целью снижения вибрации деталей, а также методику выбора оптимальной геометрии инструмента, что повышает производительность не менее чем на 25–30 %.
3. Разработаны алгоритмы повышения эффективности механообработки за счет обоснованно принимаемых технических решений виброзащиты технологическими способами, обеспечивающих снижение ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС с применением рационального выбора режимов механообработки и геометрии инструмента, а также изготовления элементов ТС с повышенными диссипативными свойствами путем многослойной многокомпонентной наплавки из сплавов цветных металлов. Предлагаемые техниче-

ские решения позволяют: значительно повысить эффективность механообработки за счет снижения уровня вибрационно-импульсных воздействий на элементы ТС, а именно: а) повысить производительность не менее чем на 25–35 %, б) повысить стойкость инструмента на 30 %.

4. Разработаны алгоритмы для повышения эффективности механообработки за счет обосновано принимаемых технических решений виброзащиты конструктивными способами, обеспечивающих снижение ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС путем обоснованного назначения вида виброгасителей, мест их установки и алгоритмов управления инерционно-упругими и диссипативными параметрами по результатам мониторинга в широком диапазоне «внешних» и «внутренних» воздействий. Использование рассмотренных технических решений позволяет: а) повысить время стойкости инструмента не менее чем на 15–25 %, б) снизить уровень вибраций на обрабатываемой детали на 36 дБ, что повышает качество обработки на 1–2 качества.
5. Разработаны методы выбора устройств тестового вибрационного мониторинга для выявления элементов ТС, являющихся причиной снижения эффективности механообработки. Использование рассмотренных технических решений позволяет:
 - а) выявить дефектные элементы ТС, которые затруднительно определить методом функциональной диагностики, т. е. «скрытые» дефекты в элементах ТС, дефекты виброгасящих опор станка или фундамента;
 - б) определить частотные диапазоны, на которых могут возникнуть резонансные явления элементов ТС, сопровождающиеся значительным увеличением вибрации, для последующего исключения этих частот из режимов механообработки;
 - в) определить места установки виброгасителей в зависимости от причины импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС;
 - г) повысить эффективность механообработки в 1,5–2 раза за счет снижения рисков выхода из строя элементов ТС.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ СОКРАЩЕНИЙ

- ДИПС (СПИД) – система деталь, инструмент, приспособление, санок;
- ТС – технологическая система;
- СУ – система управления;
- ПК – персональный компьютер;
- БД – база данных;
- ФНЧ – фильтр низких частот;
- ФВЧ – фильтр высоких частот;
- ПФ – полосовой фильтр;
- ЗФ – зум филльтр;
- АФЧХ – амплитуднофазовая частотная характеристика;
- ВОО – виброгасящие опоры станков и другого оборудования;
- ВИВ – виброгаситель источника вибрации;
- ВВТ – виброгаситель вязкого трения;
- ВПУ – виброгаситель для подвижного узла станка;
- ВД – виброгаситель динамический;
- ВУТ – виброгаситель ударного типа;
- ВАБ – виброгаситель автобалансирующий;
- СТВ – симулятор тестового воздействия;
- КРМ – коррекция режимов резания;
- КГИ – коррекция геометрии инструмента;
- СОЖ – смазочно-охлаждающая жидкость;
- МОД – модификация поверхности инструмента;
- АТ – аддитивная технология;
- ШВП – шарико-винтовая передача;
- РВД – рукава высокого давления;
- $\Phi(j)$ – функциональные многофакторные зависимости;
- I_i – измеренные параметры вибраций (параметры вибромониторинга);
- $[B_i]$ – значения величин вибрационных параметров в базе данных;

\mathcal{E} – экономическая эффективность (руб.);

$\mathcal{E}\phi$ – эффективность механообработки.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

K_{δ} – комплексный критерий качества механообработки по измеренным показателям геометрической точности;

$\Gamma_{инстр}(d; z; \alpha; \gamma; \omega_{ps})$ – геометрические параметры инструмента;

IP_{cm} – производительность механообработки, т. е. объем материала, снимаемый за единицу времени $\text{мм}^3/\text{мин}$ (оборот размерного инструмента $\text{мм}^3/\text{об}$ или на зуб $\text{мм}^3/\text{зуб}$);

Z_{mo} – энергозатраты при механообработке;

\mathcal{E} – экономическая эффективность;

$ЗПТР_{mo}$ – временные (час) и финансовые (руб.) затраты на реализацию технических решений конструкторско-технологических способов снижения вибраций;

$t_{с.и.}$ – время стойкости инструмента;

S_z $\text{мм}/\text{зуб}$. – подача;

t или ap – глубина фрезерования мм ;

B или ae – ширина фрезерования мм ;

$\Gamma_{инстр}$ – параметр, характеризующий геометрию режущего инструмента;

$d_{инст}$ – диаметр инструмента (фрезы) мм ;

$Z_{инст}$ – число зубьев фрезы;

$\alpha_{инст}$ – задний угол режущего инструмента;

$\gamma_{инст}$ – передний угол режущего инструмента;

$\omega_{инст}$...или... $\lambda_{инст}$ – угол подъема спирали фрезы;

$t_{инст}$ – шаг зубьев фрезы;

$HRC_{дет}$ – твердость детали;

$\sigma_{дет}$ – предел прочности материала детали (МПа);

$HRC_{инстр}$ – твердость режущих кромок инструмента;

$\Omega_i^* = (\frac{c_i}{m_i})^{0.5}$ – резонансные частоты элементов ДИПС (рад/с);

C_i – жесткость i -го элемента ТС (Н/м);

m_i – масса i -го элемента ТС (кг);

$\xi_i = b_i / \sqrt{2 \cdot m_i \cdot c_i}$ – безразмерный коэффициент демпфирования i -го элемента ТС;

b_i – коэффициент демпфирования i -го элемента ТС (Н*с/м);

$C_{дет}$ – жесткость детали (Н/м);

$C_{инстр}$ – жесткость инструмента (Н/м);

$\delta_{лр}$ – допуск на линейные размеры;

$\delta_{оурп}$ – допуск на относительное расположение поверхностей (неперпендикулярность, непараллельность и пр.);

$\delta_{форм}$ – допуск на погрешность формы (не плоскостность, некруглость и пр.);

$\delta_{волн}$ – допуск на волнистость (при финишных операциях механообработки шлифование, хонингование, полирование);

$\delta_{ш} = R_z(R_a)(S_z, S_a)$ – шероховатость;

$HV_{дет}$ – микротвёрдость;

$\Delta_{накл}$ – глубина наклепа (мкм);

$A_{iRMSx}, A_{iRMSy}, A_{iRMSz}$ – среднеквадратичные значения (СКЗ) виброперемещений, мкм;

$\dot{A}_{iRMSx}, \dot{A}_{iRMSy}, \dot{A}_{iRMSz}$ – (СКЗ) среднеквадратичные значения виброскоростей, мм/с;

$\ddot{A}_{iRMSx}, \ddot{A}_{iRMSy}, \ddot{A}_{iRMSz}$ – (СКЗ) среднеквадратичные значения виброускорений, м/с²;

$P_i = A_{iPIC} / A_{iRMS}$ – величина пик-фактора – отношение пикового значения измеренной вибрации к его среднеквадратичному значению;

$E_{xi} = \mu^4 / \sigma^4 - 3$ – значения эксцесса (где μ^4 – четвертый центральный момент, σ^4 – дисперсия случайной величины);

lj – биты информации;

$I_{i.X}$ – момент инерции i -го элемента ТС относительно соответствующей оси X, Y, Z (кг*м²);

\bar{K}_X – коэффициент динамичности;

m_{TC} – суммарная масса всех элементов ТС (кг);

I_{TC} – момент инерции системы ДИПС относительно центра масс (кг*м²);

$L_{xTC}, L_{yTC}, L_{zTC}, \dots, L_{z_{инст}}$ – размеры соответствующих элементов системы ТС относительно осей X, Y, Z (м);

b_{OP} – коэффициент вязкого трения ВОО (Н с/м);

ω_i – частота возбуждения (рад/с);

$f_i = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{c_i / I_i} = \frac{1}{2\pi} \cdot \omega_i$ – частота (Гц);

z_{TC} (м), $\beta_{z.TC}$ (рад) – соответственно обобщенные координаты линейных и угловых перемещений ТС;

$I_{эkv.инст} = I_{x.инст} = I_{y.инст}$ – экваториальный приведенный момент инерции инструмента и инструментальной оснастки, кг*м²;

$\omega_{зубц} = \omega_{шпн.} \cdot z_{инст}$ – зубцовая частота (рад/с);

$\omega_{шпн.}$ – частота вращения шпинделя (рад/с);

$F_{x.y.z.рез}$ – проекции силы резания на оси X, Y, Z (Н);

$\Delta F_{x.y.z.рез.}$ – проекции динамических составляющих силы резания на оси X, Y, Z (Н);

$z_{нэ}$ – величина виброперемещений подвижных элементов ТС (мкм);

$e_{дисб}$ – величина дисбаланса (мм);

$m_{дисб}$ – масса дисбаланса (кг).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Инструмент для высокопроизводительного и экологического резания / В.Н. Андреев, Г.В. Боровский, В.Г. Боровский, С.Н. Григорьев. – М.: Машиностроение, 2010. – 480 с.
2. Асташев, В.К. О моделях возбуждения автоколебаний при резании / В.К. Асташев, Г.К. Корендясев. – Институт машиноведения РАН, г. Москва. Проблемы Механики Современных Машин, 2012, Т. 2
3. Алейников, Д.П. Исследование вибрационных признаков износа цилиндрических фрез / Д.П. Алейников, А.В. Лукьянов, О.О. Трохимик // Транспортная инфраструктура Сибирского региона. – 2017. – Т. 2. – С. 593–598.
4. Алейников, Д.П. Моделирование сил резания и определение вибродиагностических признаков дефектов концевых фрез / Д.П. Алейников, А.В. Лукьянов // Системы. Методы. Технологии. – 2017. – № 1 (33). – С. 39–47.
5. Алейников, Д.П., Лукьянов А.В. Анализ вибрационных параметров концевых фрез при их износе / Д.П. Алейников, А.В. Лукьянов // Системы. Методы. Технологии. – 2017. – № 4 (36). – С. 71–77.
6. Аршанский, М.М. Вибродиагностика и управление точностью обработки на металлорежущих станках / М.М. Аршанский, В.П. Щербаков. – М.: Машиностроение, 1980. – 136 с.
7. Borovskii, G.V. Ultraprecision machining of brittle optical materials / G.V. Borovskii, M.A. Shavva, E.M. Zakharevich [и др.]. // Russian Engineering Research. – 2015. – 35(12). – С. 883–886.
8. Бармин, Б.П. Вибрации и режимы резания / Б.П. Бармин. – М.: Машиностроение, 1979. – 72 с.
9. Безъязычный, В.Ф. Обзор условий проведения высокоскоростной обработки резанием / В.Ф. Безъязычный, Р.Н. Фоменко // Инженерный журнал. – 2006. – № 6.

10. Васин, С.А. Резание материалов / С.А. Васин, А.С. Верещака, В.С. Кушнер. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. – 448 с.
11. Быков, Г.Т. Математическая модель динамической составляющей силы резания с учетом упругих колебаний / Г.Т. Быков, А.А. Маликов // г. Тула, ТулГУ. – 2008. – № 3. – С. 117–119.
12. Гамини, М. Исследование влияния неравномерности окружного шага зубьев на колебания системы СПИД: дис. ... канд. техн. наук / Гамини М. – М.: МВТУ, 1983. – 161 с.
13. Григорьев, С.Н. Технологическое обеспечение качества поверхностного слоя керамического инструмента для повышения его работоспособности при обработке закаленных сталей / С.Н. Григорьев, М.А. Волосова, В.Г. Боровский // Станки и инструмент. – 2005. – № 9. – С. 14–19.
14. Григорьев, С.Н. Диагностика автоматизированного производства / С.Н. Григорьев, В.Д. Гурин, М.П. Козочкин. – М.: Машиностроение, 2011. – 600 с.
15. Григорьев, С.Н. Инструментальная оснастка станков с ЧПУ: справочник / [С.Н. Григорьев и др.]; под общ. ред. А.Р. Маслова. – М.: Машиностроение, 2006. – 544 с.
16. Вильсон, А.Л. Оценка динамического качества станка по параметрам волнистости поверхности обработанных деталей в производственных условиях: Методические рекомендации / Составители: А.Л. Вильсон, Р.В. Иорданян, В.А. Великовский; Под ред. Б.И. Черпакова. - М.: ЭНИМС. – 1987. – 32 с.
17. Городецкий, Ю.И. Динамика процесса резания металлов и устойчивость течения ступенчатых валов / Ю.И. Городецкий // Прогрессивные технологии в машиностроении: Сб. науч. тр. ЧГТУ. Челябинск. – 1997. – С. 68–69.
18. Городецкий, Ю.И. Исследование автоколебаний динамической системы фрезерного станка с нелинейным элементом, Ю.И. Городецкий, С.Н. Стребуляев, Ю.Е. Майорова. // Вестник научно-технического развития Национальная Технологическая Группа. № 9 (25), 2009 г.

19. Гаврюшин, С.С. Метод определения условий механической обработки тонкостенных деталей / С.С. Гаврюшин, А.Д. Жаргалова, Г.П. Лазаренко [и др.]. // МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2015 г.
20. Гуськов, А.М. Численный анализ динамики цилиндрического фрезерования. Проблемы динамики и прочности исполнительных механизмов и машин / А.М. Гуськов, А.Г. Рыбин // Материалы научной конференции. Астрахань. – 2002. – С. 119 – 122.
21. Драчев, О.И. Технология вибрационной обработки и вибрационного точения мало жестких деталей / О.И. Драчев. – Сер. Управление качеством технологических процессов в машиностроении: Ирбит, 2015.
22. Дроздов, Н. А. К вопросу о вибрациях станка при токарной обработке / Н. А. Дроздов / Станки и инструмент. – 1937. – № 22. – С. 21–25.
23. Дудукало, Д.В. Адаптация токарных технологических систем для получения сложнопрофильных поверхностей в поперечном сечении детали / Д.В. Дудукало, М.С. Чепчуров, М.Ю. Вагнер // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2020. – Т. 24. – № 2 (151). – С. 250-261.
24. Жарков, И. Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И. Г. Жарков. – Машиностроение, 1986. – 184 с.
25. Подураев, В.Н. Обработка резанием с вибрациями / В.Н. Подураев. – М.: Машиностроение, 1970. – 351 с.
26. Производительная обработка нержавеющей и жаропрочных материалов / Н.И. Резников, И.Г. Жарков, В.Н. Зайцев [и др.]. – Государственное научно-техническое изд-во Машиностроительная литература: М., 1960. – 195 с.
27. Козочкин, М. П. Создание портативных мобильных диагностических систем для мониторинга и настройка технических процессов и машинных систем / М. П. Козочкин, А. В. Гусев // МГТУ СТАНКИН. – 2011. – №. 1 – с. 42–47.
28. Проблемы технической диагностики станочного оборудования на современном этапе развития / С.Н. Григорьев, М.П. Козочкин, Ф.С. Сабиров [и др.]. // Вестник МГТУ Станкин. – 2010. – № 4. – С.27-36.

29. Козочкин, М.П. Разработка переносного и интегрированного диагностического комплекса для анализа технологических процессов обработки деталей на металлорежущих станках / М.П. Козочкин, А.Н. Порватов // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. – 2013. – № 2. – С. 18-24.
30. Козочкин, М.П. Оперативная диагностика при металлообработке – проблемы и задачи / М.П. Козочкин, Ф.С. Сабиров // Вестник МГТУ Станкин. – 2008. – № 3. – С. 14-18. Кудинов, В. А. Крутильные изгибные колебания элементов передач и несущей системы при обработке дисковыми фрезами / В. А. Кудинов, Е.В. Чумбридзе, Е.В. Хлебалов // Кн.: Передачи и опоры. М.: МосСтанкин. – 1974. – С. 181–196 .
31. Kozochkin, M. P. Development and Analysis of Algorithmically-Controlled Adaptive Analog Filters as Components in Information and Measurement Systems /M. P. Kozochkin, A. R. Maslov & A. N. Porvatov //Measurement Techniques volume61, pages1153-1158 (2019).
32. Кудинов, В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 360 с.
33. Кудинов, В.А. Поузловой анализ динамических характеристик упругой системы станка / В.А. Кудинов, В.М. Чуприна // Станки и инструмент. – 1989. – №1 – С. 8–10.
34. Кушнер, В.С. Теория стружкообразования / В.С. Кушнер, О.Ю. Бургонова. – Омск: Издательство ОмГТУ, 2011 – 176 с.
35. Лонцих, П.А. Динамическое моделирование сложных механических систем / П.А. Лонцих // Вестник ИрГТУ. – 2002. – №12. – С. 128–134.
36. Лонцих П.А. Обеспечение качества, анализ динамических параметров и диагностика технического состояния оборудования технологических систем / П.А. Лонцих // Вестник ИрГТУ. – 2003. – № 3–4. – С.30–35.
37. Малафеев, Ю. М. Выбор режущего инструмента и прогнозирование его стойкости при обработке пермаллоя 50Н / Ю. М. Малафеев, Д.Н. Приходько // Вестник НТУУ «КПИ». Серия Машиностроение. – 2012. – № 64. – С. 15–18.

38. Михайль, Р.К. Исследование с помощью корреляционных функций влияние вибраций на шероховатость поверхности при растачивании: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.07 / Михайль Р.К. – М., 1970. – 15 с.
39. Михайлюк, Э.А. Фрезерование с вынужденными колебаниями низкой частоты / Э.А. Михайлюк, Я.И. Солер // Машиностроитель. – 1979. – № 12. – С. 22–24.
40. Маслов А.Р. Измерение параметров шероховатости обрабатываемой поверхности при точении деталей из жаропрочных сплавов / Маслов А.Р. // Измерительная техника. – 2012. – № 6. – С. 37–40.
41. Maslov, A.R. Study of machineability of high strength aluminum alloy in end-milling processes / A.R. Maslov, E.G. Tivirev // AIP Conference Proceedings. – 2021. – 2318. – 150036.
42. Мурашкин, Л.С. Прикладная нелинейная механика станков / Л.С. Мурашкин, С.Л. Мурашкин. – Л.: Машиностроение, 1977. – 192 с
43. Grubyi, S.V. Cutting characteristics in the end milling of stainless steel / S.V. Grubyi // Russian Engineering Research. – 2017. – 37(2). – С. 125–133.
44. Потапов, В.А. Проблемы вибрации при высокоскоростном фрезеровании алюминия в авиакосмической промышленности / В.А. Потапов // Modern machine shop. – 2001. – №1. – С. 10–20.
45. Прилуцкий, В.А. Технологические методы снижения волнистости поверхности / В.А. Прилуцкий. – М. Машиностроение, 1978. – 136 с.
46. Плотников, А.Л. Управление режимами резания на токарных станках с ЧПУ / А.Л. Плотников, А.О. Таубе. – Волгоград: РПК «Политехник» ВолгГТУ, 2003. – 184 с.
47. Подураев, В. И. Активный контроль износа инструмента методом акустической эмиссии / В. И. Подураев, А.А. Барзов, А.В. Кибальченко // Вестник машиностроения. – 1985. – № 4. – С. 14–19.
48. Use of Infrared Thermography for Evaluating Linear Dimensions of Subsurface Defects./Bashevskaya, O.S., Bushuev, S.V., Poduraev, Y.V., ...Shcherbakov, M.I., Garskov, R.V.//Measurement Techniques, 2017, 60(5), стр. 457–462

49. Свинин, В.М. Исследование механизма регенеративного возбуждения колебаний и возможностей их гашения при постоянной и переменной скорости резания / В.М. Свинин, С.В. Савоськина // Вестник ЧитГТУ: Вып. 29. Чита: ЧитГТУ. – 2003. – С. 16–23.
50. Свинин, В.М. Гашение автоколебаний закрепленного в центрах нежесткого вала при точении многолезвовой головкой с переменным шагом зубьев / В.М. Свинин, А.Ю. Прохоров // Тольяттинский государственный университет (Тольятти). – 2016. – № 2. – С. 67–65.
51. Синопальников, В.А. Надежность и диагностика технологических систем / В.А. Синопальников, С.Н. Григорьев. – М.: Высшая школа, 2005. – 343 с.
52. Тимофеев, С.А. Высокопроизводительное фрезерование авиационных деталей из алюминиевых сплавов по критерию заданной электропроводности / С.А. Тимофеев // Высокоэффективные технологии производства летательных аппаратов: сб. докл. Иркутск: Изд-во ИрГТУ. – 2012. – С. 25–33.
53. Чепчуров, М.С. Повышение эффективности автоматизированной восстановительной механической обработки крупногабаритных деталей путем идентификации технологических параметров: автореферат..док. тех. наук / Чепчуров, М.С.; Москва, 2009.
54. Созинов, А.И. Повышение эффективности черновой обработки заготовок из титановых сплавов / А.И. Созинов, А.Н. Строшков. – Изд-во Metallurgia, 1990. – 206с.
55. Черпаков, Б.И. Технологическое обеспечение машиностроительного производства / Б.И. Черпаков, Л.И. Вереина. – учебник для студ. учреждений сред. проф. Образования. М.: Издательский центр «Академия», 2010. – 416 с.
56. Chaevskiy, P.A. Optimization of prefabricated tools for effective machining of rocket and space technology parts / P.A. Chaevskiy, S.V. Grubyi // AIP Conference Proceedings. – 2021. – 2318. – 150002.
57. Chaevskiy, P. A. Optimization of prefabricated tools for effective machining of rocket and space technology parts / P. A. Chaevskiy, S. V. Grubyi //AIP Conference

- Proceedings. – 2021. – Vol. 2318. – Art.no 150002
<https://aip.scitation.org...df/10.1063/5.0036167>.
58. Shavva, M.A. Diamond Grinding of Hard-Alloy Punches Using Wheels with a Multilayer Composite Electrolytic Coating / M.A. Shavva, S.V. Grubiy // Russian Engineering Research. – 2020. – 40(10). – С. 826–832.
59. Grubiy, S. V. Ultra-precision Machining of Surfaces of Elements of Devices from Optical Materials Lecture Notes in Mechanical Engineering / S. V. Grubiy, M. A. Shavva, V. V. Lapshin // Спец. выпуск Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019). – 2020. – С. 953 – 961
<https://www.scopus.com/reiteCnt=0&searchTerm>.
60. Эльясберг, М. Е. Автоколебания металлорежущих станков / М. Е. Эльясберг. – М.: ОКБС, 1993. – 180 с.
61. Ласуков, А.А. Элементное стружкообразование: современное состояние проблемы / А.А. Ласуков, А.В. Барсук // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 3.
62. Жаргалова, А.Д. О «мягких» режимах резания для обработки тонкостенных деталей / Жаргалова А.Д., С.С. Гаврюшин, Г.П. Лазаренко [и др.]. // Интернет-журнал «Науковедение». – 2016. – Том 8. – №6.
63. Кремлева, Л.В. Сравнение вариантов схем базирования съемных лопастей гребных винтов при их обработке / Л.В. Кремлева, А.Н. Елисеев // Северный (Арктический) федеральный университет им. М.В. Ломоносова.
64. Куликов, М.Ю. Особенности проектирования инструмента для операций фрезоточения / М.Ю. Куликов, Д.В. Волков // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2018. – № 10. – (71).
65. Орликов, М.Л. Динамика станков / М.Л. Орликов. – 2-е изд. Высшая шк., 1989. – 272 с.
66. Синёв, А.В. Робот-станок параллельной кинематики с устройствами динамического гашения колебаний / Синёв А.В., Чистяков А.Г., Былинин Л.Б. [и др.]. // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2009. – № 2.

67. Дядя, С. И. Исследование механизма возбуждения автоколебаний при концевом фрезеровании тонкостенного элемента детали / С. И. Дядя // Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье. – 2017. – С. 92 – 100.
68. Дядя, С. И. Влияние условий концевого финишного фрезерования на параметры колебаний тонкостенной детали / С. И. Дядя, Е. Б. Козлова, А. И. Гермашев [и др.]. // Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье. – 2015. – С. 46 – 52.
69. Ташлицкий, Н.И. Первичный источник энергии возбуждения автоколебаний при резании металлов / Н.И. Ташлицкий // Вестник машиностроения. – 1960. – №2. – С. 45-50.
70. Ву. Подробная модель силы резания и ее применение при срезании волнистости обработанной поверхности / Ву // Современное машиностроение, серия Б. – 1989. – №2. – С. 155-164.
71. Санкин, Ю.Н. Динамика несущих систем металлорежущих станков / Ю.Н. Санкин – М. Машиностроение, 1986. – 96 с.
72. Логоминов, В.А. Анализ подходов по учету динамики сил резания при прогнозировании виброустойчивости механической обработки / В.А. Логоминов, Ю.Н. Внуков // г. Запорожье. – 2011 – С.131-153.
73. Расторгуев, Д. А. Влияние параметров упругой системы на фазовые траектории движения инструмента / Д. А. Расторгуев // Вестник НГИЭИ. – 2015. – № 12 (55). – С. 93.
74. Латышев, В.Н. Облегчение процесса резания материалов микро и нанодозами СОТС Латышев В.Н., Наумов А.Г. и др.// Металлообработка.№4. 2008 с. 7-13.
75. Латышев В. Н., Наумов А. Г., Верещака А. С., Бушев А. Е. Экологически чистые смазочно-охлаждающие технологические средства//Вестник машиностроения, 1999. № 7. С. 32-35.
76. Латышев В. Н., Наумов А. Г. Активация СОТС//В кн. Смазочно-охлаждающие технологические средства. Справочник. Под общей ред. Л. В. Худобина. М.: Машиностроение. 2006. 543 с.

77. Козочкин, Н.В., Исследование связи вибраций при резании с качеством получаемой поверхности. М.П. Козочкин Н.В., Солис.// Вестник РУДН, серия Инженерные исследования №3, 2009 с.8.
78. Григорьев, С.Н. Модификация поверхности режущего инструмента из быстрорежущей стали путем вакуумно-плазменной обработки. Григорьев С.Н., Волосова М.А., Климов В.Н.// Физика и химия обработки материалов.№5. 2005 с. 11-18.
79. Григорьев С.Н., Волосова М.А. Инженерия поверхности металлорежущего инструмента методом комбинированной вакуумно-плазменной обработки. Часть 1. Ремонт, восстановление, модернизация, 2004, №7, с.2-6.
80. Свинин В.М., Савилов А.В. и др. Подавление автоколебаний при токарной обработке программной модуляцией скорости резания системы числового программного управления станка. Вестник Иркутского государственного технического университета. 2018;22(12): 115—124. DOI:
81. katalog-interaktivnuj vibroopory станков.
82. Борьба с вибрациями в прецизионной металлообработке./ В. Хомяков, Ю. Николаев, К. Шереметьев/Журнал «Техномир», № 1 (27) 2006.
83. Залаева С. Ш., Рыбка О. А. Производственная санитария и гигиена труда. Часть 1. Производственное освещение. Вибрация. Учебное пособие. – Белгород, 2008. – 180 с.
84. Болдин Л.А. Металлорежущие станки. Вопросы эксплуатации. М.: МАШГИЗ – 1957. – 260 с.
85. Алексеева Т.В., Бабанская В.Д., Башта Т.М. и др. Техническая диагностика гидравлического привода. – М.: Машинстроение. 1989. – 264 с.
86. Computer-Aided Modeling of the Milled Groove Side Surface / V.M. Utenkov, A.G. Shirshov, P.A. Vykov et al. // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – 2017. – 46(6). – С. 589–595.
87. Зорев, Н.Н. Исследование элементов механики процесса резания / Н.Н. Зорев. – М.: Машгиз, 1952.

88. Розенберг, Ю.А. Резание материалов. Учебник для вузов / Ю.А. Розенберг. – Курган: изд. ОАО «Полиграфический комбинат» Зауралье, 2007 – 294 с.
89. Полетика, М.Ф. Методика определения интенсивности износа и стойкости инструмента при переменной скорости резания / М.Ф. Полетика, А.И. Афонасов // В сборнике: Современные проблемы машиностроения. Сборник научных трудов VII Международной научно-технической конференции. под редакцией А.Ю. Арляпова, А.Б. Кима; Национальный исследовательский Томский политехнический университет. – 2013. – С. 345-348.
90. Poletika, M.F. Contact processes in cutting with cemented carbide tools / M.F. Poletika, V.A. Pushnykh // Key Engineering Materials. – 1998. – V. 138-140. – P. 357-393.
91. Poleshchenko, K.N. The influence of hard alloy ion beam modification on contact effects under cutting conditions / K.N. Poleshchenko, M.F. Poletika, G.A. Vershinin // Fizika i khimiya obrabotki materialov. – 1996. – № 4. – P. 21-26.
92. Полетика, М.Ф. Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента / М.Ф. Полетика. – М.: Машиностроение, 1969. – 148 с.
93. Полетика, М.Ф. Контактные условия как управляющий фактор при элементном стужкообразовании / М.Ф. Полетика // Сб. научн. Тр. «Прогрессивные технологические процессы в машиностроении». Томск: ТПУ. – 1997.
94. Полетика, М.Ф. Контактные нагрузки и температуры на изношенном инструменте. / М.Ф. Полетика, В.Н. Козлов // Прогрессивные технологические процессы в машиностроении: Сборник научных трудов. Томск: ТПУ. – 1997. – С. 18-21
95. Режущий инструмент. Учебник для вузов / Д.В. Кожевников, В.А. Гречишников, С.В. Кирсанов. [и др.]; под редакцией С.В. Кирсанова. 3-е изд.– М.: Машиностроение, 2007.
96. Кожевников, Д.В. Резание материалов / Д.В. Кожевников, С.В. Кирсанов. – М.: Машиностроение, 2007. – 304 с.

97. Куфарев, Г.Л. Стружкообразование и качество обработанной поверхности при несвободном резании / Г.Л. Куфарев, К.Б. Окенов, В.Д. Говорухин. – «Местеп» -Фрунзе, 1970. – 170 с.
98. Кирсанов, С. В. Экспериментальное определение составляющих силы резания, действующей на ружейное сверло / С. В. Кирсанов, Р. С. Цыганков // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2017. – № 2 (239). – С. 26-28.
99. Куфарев, Г.Л. Зависимость радиуса витка сливной стружки при точении от параметров процесса резания / Г.Л. Куфарев // Исследование процесса резания и режущих инструментов. Томск: Издательство ТПУ. – 1984. – С. 32-40.
100. Коротков, А.Н. Контроль качества конструкционных сталей при производстве горно-шахтного оборудования в условиях машиностроительных предприятий Кузбасса / А.Н. Коротков, Л.П. Короткова, Д.В. Видин, С.В. Лашина, О.В. Фролова // Вестник КузГТУ. - 2016. - №1. - С. 119-128.
101. Коровин, Г.И. Влияние геометрических параметров режущего лезвия на формирование области пластической деформации при резании титанового сплава ОТ-4 / Г.И. Коровин, А.В. Филиппов, А.В. Проскоков [и др.]. // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия Машиностроения. – 2016. – № 17. – С. 56 – 64.
102. Официальный сайт ООО "Фишер Шпиндель Технолоджи". – URL: <http://fischerspindle.ru/> (дата обращения: 26.02.2018).
103. Патент № 2601525 Российская Федерация, С2 МПК В23С 5/10. Фреза концевая для обработки титановых сплавов: № 2014127926/02: заявлено: 07.07.2014: опубликовано 10.11.2016 / Коровин Г.И., Золотухин Д.В., Рожков П.С., Шерстобитов С.Я.; заявитель Общество с ограниченной ответственностью "МИОН. – 7 с.
104. Фрезы концевые из быстрорежущей стали для обработки титановых сплавов. Официальный сайт ООО ПК «МИОН»/ URL: <http://pkmion.ru/catalog/dlya-obrabotki-titanovykh-splavov/710-dlya-obrabotki-titanovykh-splavov> (дата обращения: 05.03.2021).
105. Губайдулина, Р.Х. Фрезерование титановых сплавов концевыми фрезами с волнообразными лезвиями / Р.Х. Губайдулина, С.И. Петрушин, Т.С. Хвостенко //

- XVII Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием. Механики XXI века. Братск: изд-во БрГУ. – 2018. – № 17. – С. 174-178.
106. Коровин, Г.И. Преимущества волновой фрезы при обработке титанового сплава / Г.И. Коровин, С.И. Петрушин, Е.С. Попов // Братск, XVII Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием – Механики – XXI веку № 17 – Братск: изд-во БрГУ. – 2018. – с.179-182.
107. Korovin, G.I. Machining of titanium alloys with wave milling cutters / G.I. Korovin, S.I. Petrushin, R.H. Gubaidulina //Materials Science Forum. – 2018. – 927. – P. 79–85.
108. Petrushin, S.I. The effect of cutting conditions on power inputs when machining / S.I. Petrushin, S.V. Gruby, S.C. Nosirsoda et al. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2016. – 142(1). – 012070.
109. Cutting Edge Geometry Effect on Plastic Deformation of Titanium Alloy/ G.I Korovin, A.V. Filippov, A.V. Proskokov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2016. – 125(1). – 012012.
110. Geometric analysis of composite cutting tools with replaceable polyhedral plates / S.I. Petrushin, R.Kh. Gubaidulina, A.A. Bakanov et al. // Russian Engineering Research. – 2009. – 29(6). – С. 587–594.
111. Ahmadi, K. Modeling the mechanics and dynamics of arbitrary edge drills / K. Ahmadi, A. Savilov // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 2015. – Vol. 89. – P. 208-220.
112. Altintas Y. General Mechanics and Dynamics Model for Helical End Mills / Y. Altintas, P. Lee. // Journal of Manufacturing Science and Engineering. – 1998. – P. 684–692.
113. Altintas, Y. Manufacturing Automation / Y. Altintas // Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design. Cambridge University Press. – 2012. – P. 366.
114. Altintas Y. Stability Prediction and Design of Variable Pitch Cutters / Y. Altintas, S. Engin, E. Budak // ASME J. Manuf. Sci. Eng. – 1999– P. 173–178.

115. Campatelli, G. Prediction of milling cutting force coefficients for Aluminum 6082-T4 / G. Campatelli, A. Scippa // Conference on High Performance Cutting. – 2012. – P. 563 – 568.
116. Cempel, C. Determination of vibration symptom limit value in diagnostics of machinery / C. Cempel // Maintenance management international. – № 5. – 1985. – P. 297-204.
117. Cempel, C. Limit value in practice of vibration diagnostics of machines / C. Cempel // 9-th EFNMS Congress, Helsinki. – 1988. – P. 154–173.
118. Doolan, P. Computer Design of a Vibration Free Face Milling Cutter / P. Doolan, M.S. Phadke, S.M. Wu // ASME J. Eng. Indus. – 1975. – vol. 97. - №. 3. – P .925–930.
119. Командури, Р. Новые данные о механизме стружкообразования при обработке резанием титановых сплавов./ Р. Командури, Б. Ван Туркович, пер. с англ. М.М.Эйдинова // Ржущие инструменты. – 1981. – Вып. 2. – С. 1 – 9.
120. Командури, Р. Механизм образования непрерывной сегментной стружки при обработке резанием / Р. Командури, Р. Браун // Конструирование и технология машиностроения: труды американского общества инженеров-механиков. – 1981. – № 1. – с. 145-153.
121. Liu, D. Investigation of Tool Wear and Chip Morphology in Dry Trochoidal Milling of Titanium Alloy Ti-6Al-4V / D. Liu, Y. Zhang, M. Luo et al. // Materials (Basel). – 2019. – 12 (12). – 1937.
122. Investigation on Wear Behavior of Cryogenically Treated Ti-6Al-4V Titanium Alloy under Dry and Wet Conditions / Y. Li, X. Wang, S. Yang, L. Hou et al. // Materials (Basel). – 2019. – 12(18). – 2850.
123. Investigation of Cutting Force in Longitudinal-Torsional Ultrasonic-Assisted Milling of Ti-6Al-4V / Y. Niu, F. Jiao, B. Zhao et al. // Materials (Basel). – 2019. – 12(12). – 1955.
124. Bari, P. Geometric models of non-standard toothed end mills / P. Bari, M. Law, P. Vakhi // International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2020. – V. 111. – Is. 11-12. – P. 3319-3342.

125. Modelling and simulation of effect of ultrasonic vibrations on machining of Ti6Al4V / P. Sandip, J. Shashikant, T. Asim et al. // *Affiliations expand.* – 2014. – 54(2):694-705.
126. Feasibility study of ultrasonic elliptical vibration-assisted reaming of carbon fiber reinforced plastics/titanium alloy stacks / D. Geng, D. Zhang, Z. Li et al. // *Ultrasonics.* – 2017. – 75:80-90. doi: 10.1016/j.ultras.2016.11.011. Epub 2016 Nov 18. PMID: 27939789.
127. Kim, E. A Study on the Optimal Machining Parameters of the Induction Assisted Milling with Inconel 718 / E. J. Kim, C. M. Lee // *Affiliations expand PMID.* – 30641907 PMCID: MC6356316 DOI: 10.3390/ma12020233.
128. Machining of Titanium Metal Matrix Composites: Progress Overview / C. Escaich, Z. Shi, L. Baron et al. // *Affiliations expand PMID.* – 2020. – 13 (21). – 5011. doi: 10.3390/ma13215011.: 33172130 PMCID: PMC7664433 doi: 10.3390/ma13215011.
129. Study of the Effects of Initial Cutting Conditions and Transition Period on Ultimate Tool Life when Machining Inconel 718 / M. Memarianpour, S. Ali Niknam, S. Turenne et. al // doi: 10.3390/ma14030592. – 2021. – 27. – 14(3).
130. Srikanta, C. Performance improvement studies for cutting tools with a perforated surface when turning titanium alloy / C. Srikanta, H. Mervyn // *MATEC Web of Conferences* 144, 03003. – 2018. – <https://doi.org/10.1051/mateconf/201814403003>.
131. Safavi, M. Experimental Characterization of Tool Wear Morphology and Cutting Force Profile in Dry and Wet Turning of Titanium Metal Matrix Composites (Ti-MMCs) / M. Safavi, M. Balazinski, H. Mehmanparast // *Metals.* – 2020. – 10(11). – 1459.
132. Kilickap, E. Mathematical Modelling and Optimization of Cutting Force, Tool Wear and Surface Roughness by Using Artificial Neural Network and Response Surface Methodology in Milling of Ti-6242S / E. Kilickap, A. Yardimeden, Y. Çelik. // *Received.* – 2017.

133. Sahu, N.K. Modelling and multiobjective optimization for productivity improvement in high-speed milling of Ti-6Al-4V using RSM and GA. / N.K. Sahu, A.B. Andhare // J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng. – 2017.
134. Çelik, Y.H. Effect of cutting parameters on workpiece and tool properties during drilling of Ti-6Al-4V / Y.H Çelik, H. Yildiz, H.C. Özek // Mater. Test. – 2016, – 58. –P. 519–525.
135. Tehranizadeh, F. Investigating effects of serration geometry on milling forces and chatter stability for their optimal selection / F. Tehranizadeh, R. Koca, E. Budak // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 2019. – 144. –103425.
136. Bari, P. Improved chip thickness model for serrated end milling / P. Bari, M. Law, P. Wahi // CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology. – 2019. – 25. – P. 36-49.
137. Guo, Y. Modeling of cutting forces with a serrated end mill / Y. Guo, B. Lin, W. Wang // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 2019. – 144. – 103425.
138. Dombovari, Z. Mechanics and dynamics of serrated cylindrical and tapered end mills / Z. Dombovari, Y. Altintas, G. Stepan // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 2010. – 50 (6). – P. 511-520.
139. Alifov, A.A. On the Calculation by the Method of Direct Linearization of Mixed Oscillations in a System with Limited Power-Supply / A.A. Alifov // Advances in Computer Science for Engineering and Education. – 2020. –P. .23-31.
140. Alifov, A.A. Oscillations for Delayed Elastic Constraint and a Limited Power Energy Source / A.A. Alifov // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – 2020. – 49(2). – P. 105–109.
141. Вейц, В.Л. Колебательные системы машинных / В.Л. Вейц, А.И. Кочура, А.И. Федотов. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1979. – 255 с.
142. Вибрации в технике. Справочник. В 6 т. Т. 1. Колебания линейных систем / [В.Н. Челомей]; под ред. В.В. Болотина. – М.: Машиностроение, 1978. – 352 с.

143. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./ [В.Н. Челомей]; под ред. М.Д. Генкина. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 5. Измерения и испытания. – 1981. – 496с.
144. Бабаков, И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М.: Наука, 1968. –749 с.
145. Балакин, П.Д. Систематика средств виброизоляции техногенных систем / Балакин П.Д. // Омский научный вестник. – 2020. – № 3 (171). – С. 5-8.
146. Бурьян, Ю.А. Инерционная компенсация виброактивных сил в колебательной системе / Ю.А. Бурьян, Д.В. Ситников, М.В. Силков // Динамика систем, механизмов и машин. – 2020. Т. 8. – № 1. С. 16-23.
147. Ганиев, Р.Ф. Колебания твердых тел / Р.Ф. Ганиев, В.О. Кононенко. – М. Наука, 1976. – 420 с.
148. Демин, А. В. Исследование параметров и характеристик пневмоамортизатора с электромагнитным демпфирующим устройством при случайных видах воздействий в программном комплексе MATLAB SIMULINK / А. В. Демин, Р. Н. Хамитов // Динамика систем, механизмов и машин. 2017– Т. 5 – № 3. – С. 23–26.
149. Демин, А. В. Исследование изменения усилия, развиваемого электромагнитным компенсатором жесткости в зависимости от конструкции / А. В. Демин, Р. Н. Хамитов // Омский научный вестник. Серия Приборы, машины и технологии. 2016. N 4(148). – С. 94–98.
150. Демин, А. В. Электропневматический амортизатор в системах поддрессори- вания автотранспорта / А. В. Демин, Р. Н. Хамитов, С. В. Исупов // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования: сборник науч. тр. по материалам ежегодных конф. / Воронежская государственная лесотехническая академия; отв. ред. А. И. Новиков. – Воронеж. – 2016. – Т. 3. – № 1(4). – С. 80–83.
151. Елисеев, С.В. О влиянии связности внешних сил на режимы динамического гашения колебаний в технологических и транспортных устройствах / С.В. Елисеев, Н.К. Кузнецов, А.В. Елисеев // В сборнике: Авиамашиностроение и транспорт сибиря. сборник статей XII Международной научно-технической конференции. – 2019. – С. 347-353.

152. Eliseev, S.V. Reduced characteristics in assessing properties of mechanical oscillatory systems: generalized approaches in the construction of mathematical models / S.V. Eliseev, A.V. Eliseev // *Studies in Systems, Decision and Control* (см. в книгах). – 2020. – Т. 252. – С. 269-381.
153. Eliseev, S.V. Features of representation of mechanical circuits based on equipment of the theory of circuits and automatic control theory / S.V. Eliseev, A.V. Eliseev // *Studies in Systems, Decision and Control* (см. в книгах). 2020. – Т. 252. С. 35-75.
154. Динамическое состояние вибрационной машины: узлы колебаний, центры жесткости, коэффициенты связности / С.В. Елисеев, Н.К. Кузнецов, Р.С. Большаков [и др.]. // *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование*. – 2019. – № 3 (63). – С. 45-52.
155. Sorokin, V.N. Dynamics of anti-vibration mount with quazi-zero stiffness / V.N. Sorokin, B.A. Kalashnikov, I.Y. Efimov // В сборнике: *Journal of Physics: Conference Series*. – 2019. – С. 012135.
156. Сорокин, В.Н. Повышение эффективности виброзащиты на базе пневматических резинокордных устройств / В.Н. Сорокин, Н.В. Захаренков // *Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. – 2017. – Т. 1. – № 1. – С. 50-56.
157. Коренев Б.Г., Резников Л.М./Динамические гасители колебаний. Теория и технические приложения.//Наука. ISBN: 5-02-013816-9. 1988.с. 306.
158. Харкевич, А.А. Автоколебания. М.: Государственное изд-во технико-теоретической литературы, 1954. - 172 с.
159. Харкевич, А.А. Спектры и анализ, Изд.5-е М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ» 2009.240 с.
160. Алейников Д.П. Алгоритм определения гибких границ мониторинга вибрации обрабатывающих центров / Д.П. Алейников, А.В. Лукьянов // В сборнике: *Математика, ее приложения и математическое образование (МПМО17). Материалы VI Международной конференции*. - 2017. - С. 33-37.
161. Балицкий, Ф.Я. Неразрушающий контроль: Справочник: В 8 т. / Под общ. ред. В.В. Клюева. – 2-е изд., испр. Т. 7: В 2 кн. Кн. 1: В.И. Иванов, И.Э. Власов

- Метод акустической эмиссии. Кн. 2: Ф.Я. Балицкий, А.В. Барков, Н.А. Баркова и др. Вибродиагностика. – М.: Машиностроение, 2006. – 829 с.
162. Барков, А.В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации / А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев. – Л.: АО ВАСТ, 1997. – 170 с.
163. Болсуновский, С.А. Методика и техническое оснащение оценки вибрационных характеристик системы «станок – приспособление – инструмент – деталь» в процессе скоростного фрезерования / С.А. Болсуновский, В.Д. Вермель // Научно-технический отчет ЦАГИ 2008 год: Сб. статей: Центральный Аэрогидродинамический Институт. Жуковский. – 2009. – 100 с.
164. Ведмидь, П.А. Программирование обработки в NX / П.А. Ведмидь, А.В. Сулинов. – М.: ДМК Пресс, 2014. – 304 с.
165. Витенберг, Ю.Р. Оценка волнистости поверхности с помощью корреляционных функций / Ю.Р. Витенберг // Вестник машиностроения. – 1971. – №8. – С. 58–60.
166. Всеобщее управление качеством / О.П. Глудкин, Н.М. Горбунов, А.И. Гуров, Ю.В. Зорин. – М.: Радио и связь, 1999. – 600 с.
167. Григорьев, Н. В. Вибрация энергетических машин: справочное пособие / Н. В. Григорьев. – Л. «Машиностроение», 1974. – 260 с.
168. Куликов, Г.Б. Диагностика механических систем привода полиграфических машин с использованием искусственных нейронных сетей. автореферат диссерт. д. т.н. МГУП 2008 г.
169. Смирнов, В. И. Методы и средства функциональной диагностики и контроля технологических процессов на основе электромагнитных датчиков., автореферат диссерт. д. т.н. УлГТУ. Ульяновск. 2001 г.
170. Сушко, А.Е. Комплексный подход к вопросам повышения надежности работы оборудования // Вибрация машин: измерение снижение защита. 2006. №3. С. 42-47.
171. Герике Б.Л., Сушко, А.Е., Герике П.Б. Внедрение цифровых технологий в области технической диагностики, обслуживания и ремонта горных машин и оборудования // Техника и технология горного дела 2018, №3. С.19-28.

172. Дукарт А.В., Абдуллин И.Х., Фам Вьет Нгок, Фам Тхань Бинь. / К определению свободных колебаний стержня с присоединенным осциллятором при наличии трения // Теория и практика расчета зданий, сооружений и элементов конструкций. Аналитические и численные методы. // Сборник трудов IV международной научно-практической конференции – М.: МГСУ, 2011. – С. 142-154.
173. Кораблев, П.А. Влияние жесткости технологической системы на износ режущего инструмента / П.А. Кораблев // Труды. МАТИ. – 1961. – № 52. – С. 45–51.
174. Краковский, Ю.М. Математические и программные средства оценки технического состояния оборудования / Ю.М. Краковский. – Иркутск: Изд-во Иркут. гос. ун-та, 2003. – 268 с.
175. Краковский, Ю.М. Программный комплекс диагностики роторных машин / Ю.М. Краковский, А.В. Лукьянов, С.Н. Элхутов // Контроль. Диагностика. – 2001. – №6. – С. 32–36.
176. Краковский, Ю.М. Программный комплекс гибкого мониторинга роторных машин по виброданным / Ю.М. Краковский, С.В. Симнов // Контроль. Диагностика. – 2002. – № 12. – С. 51–55.
177. Криворучко, Д.В. Моделирование процессов резания методом конечных элементов: методологические основы / Д.В. Криворучко, В.А. Залогова. – моногр. Сумы: Университетская книга, 2012. – 496 с.
178. Нагорный, В.В. Контроль динамического состояния металлообрабатывающей технологической системы и прогнозирование ее ресурса / В.В. Нагорный. – Сумы: СумГУ, 2016. – 242 с.
179. Metelkina, E. The use of measuring phase-chronometric systems in the production of cyclic aggregates of aircraft / E. Metelkina, A. Komshin // MATEC Web of Conferences. – 2017. – 129. – 01048.
180. Sinitsa, M.O. Development of a control system for large-sized products to improve product quality in mechanical engineering/ M.O. Sinitsa, A.S. Komshin // IOP Conference Series Materials Science and Engineering. – 2020. – 971:022057.
181. Хабаров, С.С. Применение волоконно-оптической измерительной технологии и фазохронометрического метода для контроля и мониторинга технического

- состояния конструкций летательных аппаратов / С.С. Хабаров, А.С. Комшин // Измерительная техника. – 2021. – № 2. – С. 49-56.
182. Методика постановки эксперимента в среде CoDeSys на примере системы управления вентиляцией / Прохоров С. В., Нгуен В. В., Шилин А. А. [и др.]. // Доклады ТУСУР. – 2019. – Т. 22, № 4. – С. 109–115.
183. [vibro-expert.ru>metodiki-vibronaladki.html](http://vibro-expert.ru/metodiki-vibronaladki.html).
184. Курсы по балансировке . www.vdiagnostike.ru
185. ООО «ВиброЛаб» инженерный консалтинг vibrolab.org.
186. НПО «Диагностические технологии»/ [www.diatechnic.ru /](http://www.diatechnic.ru/)
187. Петрухин, В.В. Основы вибродиагностики и средства измерения вибрации / В.В. Петрухин, С.В. Петрухин. – М.: Инфра-Инженерия, 2010. – 176 с.
188. Симонов, С.В. Математические и программные средства гибкого мониторинга оборудования по данным вибрации: дис. канд. техн. наук: 05.13.01 / Симонов С. В. – Иркутск, 2002. – 125 с.
189. Особенности диагностики нагруженных фундаментов электроприводов газокompрессорной станции без остановки технологических процессов / О.Г. Кумпяк, З.Р. Галяутдинов, Г.И. Однокопылов [и др.]. // Вестник ТГАСУ. – 2017. – № 1. – С. 114–121.
190. Нестеренко, В. П. Автоматическая балансировка роторов приборов и машин со многими степенями свободы / В. П. Нестеренко. – Томск: Изд-во ТПИ, 1985. – 84с.
191. Tomilin, A. K. Frequency Dependence of the Internal Friction of the AMg6 / A. K. Tomilin, F. Yu. Kuznetsov, I. S. Konovalenko // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2021. – Vol. 50. 3. – P. 243-250.
192. Томилин, А. К. Автобалансировка высокоскоростной двухсекционной газовой центрифуги для обогащения урана / А. К. Томилин, Е. Н. Пашков, Г. Р. Зиякаев // Обогащение руд научно-технический и производственный журнал. – 2019. – № 6. – С. 49-54.

193. Tomilin, A. K. Vibrations of a conductive string in a nonstationary magnetic field under presence of two nonlinear factors / A. K. Tomilin, N. F. Kuril'skaya // *Journal of Applied and Industrial Mathematics*. – 2017. – Vol. 11. – iss. 4. – P. 600-604.
194. Saruev, Lev A. Mathematical Modeling and Experimental Evaluation of the Stress in the Connecting Elements of the Rods at a Rotational-Impact Loading / L. A. Saruev, S. S. Vasenin // *Applied Mechanics and Materials Scientific Journal*. – 2015. – Vol. 770. –P. 424-428.
195. Microstructure and Compressive Behavior of Ti-6Al-4V Alloy Built by Electron Beam Free-Form Fabrication / V. A. Klimenov, V. V. Fedorov, M. S. Slobodyan [et al.] // *Journal of Materials Engineering and Performance* . — 2020 . — Vol. 29, iss. 11 . — [P. 7710-7721] .
196. The potential for grain refinement of Wire-Arc Additive Manufactured (WAAM) Ti-6Al-4V by ZrN and TiN inoculation / J.R. Kennedy, A.E. Davis, A.E. Caballero et al. // *Addit. Manuf.* – 2021. – V. 40 – P. 101928.
197. Klimenov, V. A. Oriented polypropylene film technologies / V. A. Klimenov, E. A. Mikut'skiy // *Journal of Economics and Social Sciences electronic scientific journal*: 2019 . — № 15 . [4 p.] .
198. Сумина, Д. И. Исследование физико-механических свойств Ti-Au сплавов, полученных с применением метода контактной сварки трехслойных 2D-композитов / Д. И. Сумина, С. В. Матренин, В. А. Клименов // *Перспективные материалы конструкционного и функционального назначения сборник научных трудов Международной научно-технической молодежной конференции, Томск, 21–25 сентября 2020 г.:* / Национальный исследовательский Томский политехнический университет. Инженерная школа новых производственных технологий; под ред. С. П. Бужковой . — Томск : Изд-во ТПУ , 2020 .
199. Arc Welding Processes for Additive Manufacturing: A Review / Z. Pan, D. Ding, B. Wu et al. // *Trans. Intelligent Welding Manufactur.* – 2017. – V. 1. – No. 1. – P. 3–24.
200. Lee, Y.-R., Han, M.-K., Kim, M.-K., Moon, W.-J., Song, H.-J., Park, Y.-J. Effect of golвермельdaddition on the microstructure, mechanical properties and corrosion be-

havior of Ti alloys(2014) Gold Bulletin, 47 (3), pp. 153–160. DOI: 10.1007/s13404-014-0138-9.

201. Xin, Y., Han, K., Svanidze, E., Besara, T., Siegrist, T., Morosan, E. Microstructure of hardbiocompatible Ti_{1-x}Aux alloys (2019) Materials Characterization, 149, pp. 133–142. DOI:10.1016/j.matchar.2019.01.013.

202. Leyens C., Peters M. Titanium and titanium alloys. Fundamentals and applications. Weinheim, WILEY-VCH Verlag GmbH & Co., 2003.

203. Влияние продолжительности механической активации на микротвердость многокомпонентной системы W-Ta-Mo-Nb-Zr-Cr-Ti / И.А. Дитенберг, И.В. Смирнов, Д.А. Осипов [и др.]. //Известия вузов. Физика. – 2020. – Т. 63. – № 6. – С. 172-173.

204. Morphology, structural-phase state and microhardness of a multicomponent nonequiatomic W-Ta-Mo-Nb-Zr-Cr-Ti powders mixture depending on the duration of ball milling / I.A. Ditenberg, I.V. Smirnov, K.V. Grinyaev et al. //Adv Powder Technol. – 2020. – Vol. 31. – № 10. – P. 4401-4410.

205. Analysis of change in the state of hydraulic drive of machines in operation according to the diagnostic results / N.G. Grinchar, P.A. Sorokin, V.A. Karpychev, et al. // Scientia Iranicathis link is disabled. – 2020. – 27(1 B). – P. 295–301.

206. Марков, В.А. Об основных особенностях механических и амортизирующих свойств высокопористых алюминиевых сплавов / В.А. Марков, А.Ф. Овчинников, В.И. Пусев et al. // Материалы XVI Международного симпозиума «Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред» имени А.Г. Горшкова. Ярополец, 15-19 февраля 2010 г. Т.2. Чебоксары: ГУП "ИПК "Чувашия". – 2010. – С. 218-225.

207. Исследование демпфирующих свойств материалов: Методические указания к лабораторной работе / Сост. В.И. Водопьянов, А.А. Белов. – ВолгГТУ, Волгоград, 2001.-12с.

208. Демпфирующие характеристики композитных конструкционных материалов, изготовленных намоткой / А. Г. Демешкин, М. Е. Козеко, В. М. Корнев, В. Д.

Кургузов // Институт гидродинамики им. М. А. Лаврентьева СО РАН, Новосибирск. – 2016.

209. Перспективы использования титановых сплавов в слоистых композиционных материалах [Электронный ресурс] / А.А. Арисланов, Л.Ю. Гончарова, Н.А. Ночовная [и др.]. // Труды ВИАМ. – 2015. – №10. – Ст. 04. – Режим доступа: URL: <http://www.viam-works.ru> DOI: 10.18577/2307-6046-2015-0-10-4-4.

210. Исследование механических характеристик слоистого металлополимерного композиционного материала на основе листов алюминия и слоев углепластика / С.И. Войнов, Г.Ф. Железина, А.В. Ильичев [и др.]. // Вопросы материаловедения. – 2018. – №4 (96). – С. 86–97.

211. Исследование демпфирующих свойств конструкционных металлических материалов для защиты малогабаритной бортовой аппаратуры от динамических воздействий / М. Н. Письмаров, А. С. Анашкин, А. А. Куфтин [и др.]. // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2019 – №. 8. –С. 304–310.

212. Боршова, Л. В. Оптимизация процесса механической обработки деталей сложного профиля : монография / Л. В. Боршова, В. Ф. Пегашкин, М. В. Миронова ; М-во науки и высш. обр. РФ, ФГАОУ ВО «УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина», Нижнетагил. технол.ин-т (фил.). – Нижний Тагил : НТИ (филиал) УрФУ, 2019 – 150 с. – Текст : электронный. ISBN 978-5-9544-0099-1.

213. Кузнецов А.П., Каляшина А.В. Эффективность металлообрабатывающего оборудования и производственных систем. ч.1. Энергоэффективность металлообрабатывающего оборудования и производственных систем// станкоинструмент.2017. №1 с. 32-43.

214. Ширяева Е.Н., Полякова М.А. Особенности оценки надежности технологических и технических систем в действующей нормативной документации.// Магнитогорский ГТУ им. Носова Г.И.2019.т.17 №3.

215. Остапенко М.С. Повышение эффективности механической обработки на основе оценки качества применения металлорежущего инструмента. Автореферат диссертации кандидата технических наук Тюмень 2013.

216. Патент № 176611 Российская Федерация, МПК В 64 С 25/64, F 16 F 9/04. Амортизатор шасси летательного аппарата: № 2016128454: заявлено 12.07.2016: опубликовано 24.01.2018 / Хамитов Р. Н., Агарин М. Ю., Аверьянов Г. С.; заявитель ОмГТУ. – Бюл. № 3. – 7 с.
217. Specific modes of formation of dynamic states for robotic systems and their control systems, taking into account the connectivity of movements in two coordinates / S.V. Eliseev, I.I. Livshitz, P.A. Lontsikh et al. // В сборнике: Proceedings of the 2019 IEEE International Conference Quality Management, Transport and Information Security, Information Technologies IT and QM and IS 2019. – 2019. – С. 333-338.
218. ГОСТ 10816-1-99 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на не вращающихся частях. Часть 1. Общие требования. – Москва Стандартинформ, 2007. – 16 с.
219. ГОСТ ИСО 10816-3-2002. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на не вращающихся частях. Часть 3. Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт. – М.: Стандартинформ, 2007. – 10 с.
220. Патент № 2124966 Российская Федерация. Способ диагностики шпиндельного узла: № 96122006/02: заявлено 14.11.1996: опубликовано 20.01.1999 / Юркевич В.В., Пуш А.В.; заявитель Московский государственный технологический университет "СТАНКИН". – 7 с.
221. Патент № 2058875 Российская Федерация. Способ определения жесткости узла станка: № 4874995/08: заявлено 16.10.1990: опубликовано 27.04.1996 / Шатуров Г. Ф.; – 8 с.
222. Патент № 2094177 Российская Федерация. Устройство для определения радиальной динамической жесткости шпиндельных узлов металлорежущих станков: № 95110422/02: заявлено 21.06.1995: опубликовано 27.10.1997 / Юркевич В.В., Пуш А.В.; заявитель Московский государственный технологический университет "СТАНКИН". – 6 с.
223. Справочник «Sandvik Coromant», Высокопроизводительная обработка металлов резанием. М.: Издательство «Полиграфия». 2003. 301 с.

224. Каширин, А. И. Исследование вибраций при резании / А. И. Каширин. – Изд-во: АН СССР, 1944. – 262 с.
225. Новик, Ф.С. Математические методы планирования эксперимента в металлведении. Раздел 1. Общие представления о планировании экспериментов. Планы первого порядка. – М: МИСиС, 1972. – 106 с.
226. Новик, Ф.С. Математические методы планирования эксперимента в металлведении. Раздел 3. Выбор параметра оптимизации и факторов / Ф.С. Новик. – М: МИСиС, 1971. – 117 с.
227. Некрасов В.И. Многофакторный эксперимент. Планирование и обработка результатов. Курган: Изд-во КГУ, 1998, 145 с.
228. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ: № 2014661189 Российская Федерация, Виброрегистратор: №2014618793: заявлено 02.09.14: опубликовано 24.10.2014 / Гаврилин А.Н., Виноградов А.А., Серебряков К.В.
229. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ: № 2017614049 Российская Федерация, Виброрегистратор: опубликовано 05.04.17./ Гаврилин А.Н., Серебряков К.В., Мельнов К.В., Хайруллин А.Р., Мойзес Б.Б.
230. Mobile Complex for Rapid Diagnosis of the Technological System Elements / A.Gavrilin, V. Moyzes, A. Cherkasov et al. // MATEC Web of Conferences. – 2016. – 79. – 01078.
231. Тычинский, А.В. Определение рациональных режимов торцевого фрезерования на основе снижения ударно-вибрационных воздействий / А.В. Тычинский, Г.И. Коровин, А.Н. Гаврилин // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2019. – Т.23. – № 6(149). – С. 1093–1103.
232. Гаврилин, А.Н. Инновационная разработка в области повышения производительности и точности лезвийной обработки на станках с ЧПУ / А.Н. Гаврилин, П.С. Рожков, О.О. Ангаткина // Контроль. Диагностика. – 2011. – № 2. – С. 52–55.
233. Гаврилин, А.Н. Динамика фрезерования конструкционных сталей концевыми фрезами / А.Н. Гаврилин, Г.И. Коровин, П.С. Рожков // Известия Томского политехнического университета. – 2013. – Т. 323. – № 2. – С. 56–58.

234. Повышение эффективности фрезерной обработки путём снижения ударно-вибрационных нагрузок / С.Е. Иванов, А.Н. Гаврилин, А.Н. Козырев [и др.]. // Ползуновский вестник. – 2018. – № 1. – С. 77–81.
235. Гаврилин, А.Н. Метод снижения уровня вибраций при механической обработке / А.Н. Гаврилин // Контроль. Диагностика. – 2013. – № 11. – С. 23–26.
236. Гаврилин, А.Н. Моделирование динамических процессов при механической обработке / А.Н. Гаврилин // Фундаментальные исследования. – 2015. – № 2–20. – С. 4403–4407.
237. Gavrilin, A. Constructive and processing methods of reducing vibration level of the metalworking machinery elements / A. Gavrilin, B. Moyzes, O. Zharkevich // Journal of Vibroengineering. – 2015. – 17 (7) – P. 3495–35047.
238. Determining rational modes of mechanical processing of titanium body elements of oil and gas equipment by end-end machines (according to ss 23248-78) and wave-shaped cutters / G. I. Korovin, A.N. Gavrilin, S. I. Petrushin, G. I. Odnokopylov, S. N. Kladiev // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, Geo Assets Engineering. – 2021. – V. 332. – P. 75–84.
239. Гаврилин, А.Н. Конструктивные методы повышения виброустойчивости металлорежущего оборудования / А.Н. Гаврилин, Б.Б. Мойзес, А.И. Черкасов // Контроль. Диагностика. – 2013. – № 13. – С. 82–87.
240. Математическая модель виброгасителя вязкого трения для обработки деталей типа тел вращения / А.Н. Гаврилин, Е.А. Сикора, О.О. Ангаткина [и др.]. // Известия Томского политехнического университета. – 2012. – Т. 321. – № 2. – С. 117–120.
241. Методика исследования характеристик горной породы при резании-скалывании резцами PDC / А.Н. Гаврилин, Б.Б. Мойзес, Ю.Б. Червач [и др.]. // Ползуновский вестник. 2016. – № 4-2. – С. 80–83.
242. Stand for dynamic tests of technical products in the mode of amplitude-frequency modulation with hydrostatic vibratory drive / A. Nizhegorodov, A. Gavrilin, B. Moyzes et al. // Journal of Vibroengineering. –2016. – 18(6) – P. 3734–3742.

243. Research of a nonlinear model of an electric furnace mobile base plate for firing bulk minerals / A.I. Nizhegorodov, A.N. Gavrilin, B.B. Moyzes et al. // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, Geo Assets Engineering. – 2019. – 330 (9) – P. 172–183.
244. Determination of optimal milling modes by means of shock-vibration load reduction on tool and peak-factor equipment / A.N. Gavrilin, B. Moyzes, K. Kuvshinov et al. // Materials Science Forum. – 2019. – 942. – P. 87–96.
245. Testing a new alternative electric furnace for vermiculite concentrates heat treatment / A.I. Nizhegorodov, T.B. Bryanskikh, A.N. Gavrilin et al. // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, Geo Assets Engineering. 2018. – 329(4) – P. 142–153.
246. Identification of parameters of vibration electromagnetic activator mechanical system using limiting nearresonance frequency / A.N. Gavrilin, S.N. Kladiev, A.S. Glazyrin et al. // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, Geo Assets Engineering. – 2019. – 330(4) – P. 158–177.
247. Resonant oscillations with a limiting amplitude in a vibration electromagnetic activator / A.N. Gavrilin, E.V. Bolovin, A.S. Glazyrin et al. // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, Geo Assets Engineering. – 2019. – 330 (1). – P. 201–213.
248. Technological complex for processing vermiculite concentrates and conglomerates / A.I. Nizhegorodov, A.N. Gavrilin, B.B. Moyzes et al. // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, Geo Assets Engineering. – 2018. – 329(11) – P. 74–86.
249. Nizhegorodov A.I. Improving the technology for processing sungulite-vermiculite conglomerates / A.I. Nizhegorodov, A.N. Gavrilin, B.B. Moyzes // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, Geo Assets Engineering. – 2019. – 330(4) – P. 98–109.
250. Nizhegorodov A.I. Development of Bulk Lightweight Spherosilicate Material Technology Based on Sublimation of Expanded Polystyrene Granules / A.I. Nizhegorodov, A.N. Gavrilin, B.B. Moizes // Refractories and Industrial Ceramics. – 2020. – 60(5). – P. 475–481

251. Study of dynamic processes in bulk material during its baking / A.I. Nizhegorodov, A.N. Gavrilin, B.B. Moizes et al. // Eurasian Physical Technical Journal. – 2020. – 17(1). – P. 98–105.
252. Гаврилин, А.Н. Метод оперативной диагностики металлорежущего станка для обработки заготовок типа тел вращения / А.Н. Гаврилин, Б.Б. Мойзес // Контроль. Диагностика. – 2013. – № 9. – С. 81–84.
253. Nizhegorodov, A.I. Analysis of structures, properties and basic indicators of two-row axial piston hydraulic machines with an inclined cylinders block / A.I. Nizhegorodov, A.N. Gavrilin, B.B. Moyzes // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – 971(4). – 042040.
254. Nizhegorodov, A.I. Technology and equipment for processing of large-sized vermiculite micas of the kovdor deposit / A.I. Nizhegorodov, A.N. Gavrilin, B.B. Moyzes // Eurasian Physical Technical Journal. – 2021. – 17(2). – P. 100–109.
255. Modular-Pouring Furnace with the Local Granular Media Flow Rates Distributed Between Thermal Zones / A.I. Nizhegorodov, A.N. Gavrilin, B.B. Moyzes et al. // Refractories and Industrial Ceramics. – 2021. – V. 61. – P. 631–638.
256. The Study of the Dynamics of the Elastic-Mass System of the Movable Base of an Electric Furnace for Firing Thermally Activated / A.I. Nizhegorodov, A.N. Gavrilin, B.B. Moyzes et al. // AIP Conference Proceedings. – 2021. – 2340. – 020001.
257. Nizhegorodov, A.I. Hydrostatic vibratory drive of the test stands for excitation of the amplitude-modulated vibrations / A.I. Nizhegorodov, A.N. Gavrilin, B.B. Moyzes // Journal of Physics: Conference Series. – 2016. – 671(1). – 012037.
258. Actuators of the seismic vibrations sources / B.B. Moyzes, X. Zhang, A.N. Gavrilin et al. // Proceedings of 2015 International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems, MEACS. – 2015. – 7414967.
259. The system of clamping the base plate of the seismic vibrations sources to the ground / B.B. Moyzes, X. Zhang, A.N. Gavrilin et al. // 2016 Proceedings of 2015 International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems, MEACS. – 2015. – 7414968.

260. Radial-piston pump for drive of test machines / A.I. Nizhegorodov, A.N. Gavrilin, B.B. Moyzes et al. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – 289(1). – 012014.
261. Hydraulic drive of vibration stand for testing the robotic systems units by random vibration method / A.I. Nizhegorodov, A.N. Gavrilin, B.B. Moyzes et al. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – 516 (1). – 012031.
262. Nizhegorodov, A. High-torque axial-plunger hydraulic motor with phase control of the shaft rotation speed / A.I. Nizhegorodov, A.N. Gavrilin, B.B. Moyzes // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – 709(4). – 044041.
263. Nizhegorodov, A.I. Application and production technology of thermal activation products of serpentine minerals from industrial wastes / A.I. Nizhegorodov, A.N. Gavrilin, B.B. Moyzes // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, Geo Assets Engineering. – 2018. – 329(5) – P. 67–75.
264. Nizhegorodov, A.I. High-torque axial-plunger hydraulic motor with phase control of the shaft rotation speed. / A.I. Nizhegorodov, A.N. Gavrilin, B.B. Moyzes // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – 709(4). – 044041.
265. Study of the identification model of tribological interaction of friction couples / G.M. Ismailov, A.E. Tyurin, A.N. Gavrilin et al. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – 919(2). – 022056.
266. Динамический виброгаситель с системой автоматической настройки на частоту колебаний / А.Н. Гаврилин, П.С. Рожков, О.О. Ангаткина [и др.]. // Известия Томского политехнического университета. – 2011. – Т. 318. – № 2. – С. 26–29.
267. Динамический гаситель вибраций технологического оборудования / А.Н. Гаврилин, П.С. Рожков, О.О. Ангаткина [и др.]. // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2011. – № 2 (167). – С.47–50.
268. Гаврилин, А.Н. Ударный регулируемый виброгаситель с улучшенными параметрами / А.Н. Гаврилин, А.И. Черкасов, Б.Б. Мойзес // Контроль. Диагностика. – 2013. – № 13. – С. 111–112.

269. Гидравлическое устройство создания предварительного натяга в приводе рабочего органа металлорежущего станка / А.Н. Гаврилин, А.И. Черкасов, Б.Б. Мойзес [и др.]. // Ползуновский вестник. – 2016. – № 4-2. – С. 28–32.
270. Pneumatic device of the preload and dynamic loads balancing to reduce the intensity of thermal processes in the metal cutting process / A. Gavrilin, B. Moyzes, A. Cherkasov et al. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2017. – 168(1). – 012089.
271. Устройство для автоматизации контроля электродвигателей на вибрацию. Буханченко С.Е., Говорин Р.А., Гаврилин А.Н. / В книге: Современная техника и технологии. 2-ая Областная научно-практическая конференция молодежи и студентов, посвященная 100-летию Томского политехнического университета. 1996. С. 81.
272. Application of Electric-Arc Pulsed Mode for Obtaining Surfacing of Fe-Mo-Cr-Ti-Ni-Cu-Al-system / A.F. Knyaz'kov, A.N. Gavrilin, S.A. Knyaz'kov et al. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2017. – 253(1). – 012031.
273. Многокомпонентные наплавки высокой прочности, получаемые с использованием режима импульсного горения дуги / К.В. Гриняев, И.А. Дитенберг, А.Ф. Князьков, А.Н. Гаврилин [и др.]. // В книге: Сварка в России - 2019: современное состояние и перспективы. тезисы докладов Международной конференции, посвященной 100-летию со дня рождения Б.Е. Патона. Институт физики прочности и материаловедения СО РАН. – 2019. – С. 98.
274. Formation of nanostructured state in an internally oxidized vanadium alloy under severe plastic deformation / K.V. Grinyaev, I.V. Smirnov, I.A. Ditenberg et al. // Russian Physics Journal. – 2017. – 59(12). – P. 2094–2100.
275. Study of the identification model of tribological interaction of friction couples / G.M. Ismailov, A.E. Tyurin, A.N. Gavrilin et al. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – 919(2). – 022056.
276. Nizhegorodov, A. Structural and dynamic characteristics of technological power unit for heat treatment of vermiculite concentrates / A. Nizhegorodov, A. Gavrilin, B.

Moyzes // International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment (IC-MTMTE): Sevastopol. – 2019. – V. 298. – № 00020.

277. The concept of a wood chopping machine with a mechanical overload system ensuring continuity of work / Wargula L., Rosiak S., Gierz L., Gavrilin A., Bykadorov S.A. //Material and Mechanical Engineering Technology. 2021. Т. 3. № 3. С. 21-26.

278. Патент № 1208381 Российская Федерация. Шарнирный кривошипно-коромысловый механизм: № 3726708: заявлено 13.04.1984: опубликовано 30.01.1986 / Крауиньш П.Я., Гаврилин А.Н., Смайлов С.А., Пересторонин П.В.; заявитель ТПУ. – 2 с.

279. Патент № 1250445 Российская Федерация. Устройство для виброабразивной обработки: № 3871612/25-08: заявлено 29.01.85: опубликовано 15.08.1986 / Крауиньш П.Я., Смайлов С.А., Гаврилин А.Н., Киселев А.А.; заявитель ТПУ. Бюл. № 30. – 3 с.

280. Патент № 1413266 Российская Федерация. Аксиально-поршневая гидромашина: № 4166529: заявлено 25.12.1986: опубликовано 30.07.1988 / Крауиньш П.Я., Смайлов С.А., Гаврилин А.Н., Атальянц С.Н.; заявитель ТПУ. – 2 с.

281. Патент № 1824536 Российская Федерация. Устройство для определения пластичности и вязкости упруговязких материалов: № 4932347: заявлено 28.01.1991: опубликовано 30.06.1993 / Фролов Д.Н., Крауиньш П.Я., Смайлов С.А., Гаврилин А.Н., Дулинец В.М.; заявитель ТПУ. – 3 с.

282. Патент № 1787277 Российская Федерация. Способ генерации вибросейсмического сигнала в скважине и устройство для его осуществления: № 4873040: заявлено 15.10.1990: опубликовано 07.01.1993 / Крауиньш П.Я., Смайлов С.А., Гаврилин А.Н., Атальянц С.Н., Иоппа А.В.; заявитель ТПУ. – 4 с.

283. Патент № 1825399 Российская Федерация. Радиально-поршневой гидромотор; № 4923853: заявлено 02.04.1991: опубликовано 30.06.1993 / Крауиньш П.Я., Смайлов С.А., Гаврилин А.Н., Иоппа А.В.; заявитель ТПУ. – 3 с.

284. Патент № 2006882 Российская Федерация. Гидравлический вибровозбудитель для получения сейсмического свип-сигнала: № 4946650/25: заявлено

17.06.1991: опубликовано 30.01.1994 / Крауиньш П.Я., Гаврилин А.Н., Смайлов С.А., Иоппа А.В.; заявитель ТПУ. – 1 с.

285. Патент № 2071090 Российская Федерация, МПК G01V1/133. Сейсмический вибратор с гидрообъемным генератором колебаний: № 94008005/25: заявлено 05.03.94: опубликовано 27.12.1996 / Гаврилин А.Н., Говорин Р.А., Иоппа А.В., Крауиньш П.Я., Смайлов С.А.; заявитель ТПУ. – 7 с.

286. Патент № 2133326 Российская Федерация, МПК E21B28/00, 43/18, 43/25. Импульсный источник для воздействия на стенки жидкозаполненных скважин: № 97111697/03: заявлено 08.07.97: опубликовано 20.07.1999 / Крауиньш П.Я., Смайлов С.А., Иоппа А.В., Гаврилин А.Н., Говорин Р.А., Князев М.А., Мельников Н.М.; заявитель ТПУ. – 7 с.

287. Патент № 2134870 Российская Федерация, МПК G01M 17/00. Стенд для диагностики колесно-моторных блоков рельсовых транспортных средств: № 96110237/28: заявлено 27.05.98: опубликовано 20.08.1999 / Крауиньш П.Я., Смайлов С.А., Иоппа А.В., Гаврилин А.Н., Дружинин Н.В., Кочетков А.А., Богдан А.А.; заявитель ТПУ, ТОО Системы и технологии. – 6 с.

288. Патент № 2135977 Российская Федерация, МПК G01M 17/00. Стенд для технической диагностики узлов колесных пар и колесно-моторных блоков рельсовых транспортных средств: № 96105485/28: заявлено 16.03.98: опубликовано 27.08.1999 / Крауиньш П.Я., Смайлов С.А., Иоппа А.В., Гаврилин А.Н., Дружинин Н.В., Кочетков А.А., Богдан А.А.; заявитель ТПУ, ТОО Системы и технологии. – 5 с.

289. Патент № 2137156 Российская Федерация, МПК G 01V1/135. Автономный импульсный источник сейсмических сигналов: № 97111321/25: заявлено 01.07.97: опубликовано 10.09.1999 / Крауиньш П.Я., Смайлов С.А., Иоппа А.В., Гаврилин А.Н.; заявитель ТПУ. – 5 с.

290. Патент № 2176093 Российская Федерация, МПК G 01V1/135. Скважинный источник импульсов с динамическим пакером: № 2000119074/28: заявлено 17.01.00: опубликовано 20.11.2001 / Крауиньш П.Я., Смайлов С.А., Иоппа А.В., Мойзес Б.Б., Гаврилин А.Н., Плотников Е.Г.; заявитель ТПУ. – 9 с.

291. Патент № 54508 U1 Российская Федерация. Ротационный факофрагментатор для разрушения ядра хрусталика: № 2006100664/22: заявлено 10.01.2006: опубликовано 10.07.2006 / Гаврилин А.Н., Екимов А.С., Запускалов И.В., Черкасов В.И.; заявитель ТПУ. – 16 с.
292. Патент № 82280 Российская Федерация, МПК F15B 19/00, F16K 5/04. Устройство для подсоединения диагностического оборудования и перераспределения потоков при диагностировании гидросистем: № 2008146326/22: заявлено 24.11.08: опубликовано 20.04.2009 / Ларионов С.А., Терехов А.Л., Гаврилин А.Н., Григорьев В.А., Миннихметов А.В., Зачиняев В.В.; заявитель ТГАСУ, ООО фирма Техносинтез. – 15 с.
293. Патент № 98792 Российская Федерация, МПК F16F 7/112. Динамический самонастраивающийся гаситель колебаний: № 2010127063/11: заявлено 01.07.10: опубликовано 27.10.2010 / Гаврилин А.Н., Крауиньш П.Я., Витко А.В., Рожков П.С.; заявитель ФГАОУ ВО НИ ТПУ. – 13 с.
294. Патент № 2454977 C1 Российская Федерация Ротационный факофрагментатор для удаления ядра хрусталика: № 2010152177/14: заявлено 20.12.2010: опубликовано 10.07.2012 / Гаврилин А.Н., Запускалов И.В., Черкасов А.И., Кокова А.А.; заявитель ТПУ. – 7 с.
295. Патент № 145093 Российская Федерация, МПК F16F 7/10. Гаситель колебаний ударного типа: № 2014114327: заявлено 10.04.14: опубликовано 10.09.2014 / Гаврилин А.Н., Черкасов А.И., Хреновский А.С.; заявитель ФГАОУ ВО НИ ТПУ. – 9 с.
296. Патент № 171245 Российская Федерация, МПК F16F 15/027, B23Q1/72. Виброгаситель для подвижного узла станка: № 2016121468: заявлено 31.05.16: опубликовано 25.05.201 / Гаврилин А.Н., Черкасов А.И.; заявитель ФГАОУ ВО НИ ТПУ. – Бюл. № 15. – 7 с.
297. Патент № 2475660 Российская Федерация, МПК F16F 9/30, F16F 15/027, B23Й 1/76. Виброгаситель вязкого трения: № 2011132249/11: заявлено 29.07.11: опубликовано 20.02.2013 / Гаврилин А.Н., Ангаткина О.О., Сикора Е.А.; заявитель ФГАОУ ВО НИ ТПУ. – Бюл. № 5. – 7 с.

298. Патент № 2683477 Российская Федерация. Устройство для очистки дорожных покрытий от наледи и снега: № 2018121695: заявлено 13.06.2018: опубликовано 28.03.2019 / Гаврилин А.Н., Кувшинов К.А., Козырев А.Н., Черкасов А.И.; заявитель ФГАОУ ВО НИ ТПУ. – Бюл. № 5. – 9 с.
299. Патент № 2687341 Российская Федерация, МПК В23В 25/06, В23Q17/09. Устройство для определения динамической жесткости несущих элементов металлорежущих станков: № 2018109608: заявлено 19.03.18: опубликовано 13.05.2019 / Гаврилин А.Н., Черкасов А.И., Мойзес Б.Б., Кувшинов К.А.; заявитель ФГАОУ ВО НИ ТПУ. – Бюл. № 14. – 11 с.
300. Патент № 2690265 Российская Федерация, С23С 26/00, С23С 4/06, С23С 4/12. Способ получения многокомпонентных покрытий из цветных металлов: № 2018123837: заявлено 02.07.2018: опубликовано: 31.05.2019 / Князьков А.Ф., Князьков С.А., Гаврилин А.Н., Дитенберг И.А., Гриняев К.В., Смирнов И.В.; заявитель ФГАОУ ВО НИ ТПУ. – Бюл. № 16. – 10 с.
301. Патент № 2707682 Российская Федерация, F16F 15/027. Устройство для демпфирования ударных и вибрационных нагрузок: № 2019110593: заявлено 10.04.2019: опубликовано: : 28.11.2019 / Кувшинов К.А., Гаврилин А.Н., Мойзес Б.Б., Нижегородов А. И., Кузнецов М. А., Хамитов Р. Н.; заявитель ФГАОУ ВО НИ ТПУ. – Бюл. № 34. – 8 с.
302. Гидрообъемный генератор полигармонических колебаний./ Крауиньш П.Я., Гаврилин А.Н., Смайлов С.А., Климов В.С. // В сборнике: Динамика виброактивных систем и конструкций. сборник научных трудов. Иркутский политехнический институт; отв. ред. П. А. Лонцих. Иркутск, 1989. С. 107-110.
303. Планирование физического эксперимента на вибрационном гидравлическом стенде / С.А. Мухаметжанов, Б.Б. Мойзес, А.Н. Гаврилин [и др.]. // В сборнике: Интеграция науки, образования и производства – основа реализации Плана нации (Сагиновские чтения №12). Труды Международной научно-практической online конференции. В 2-х частях. 2020. – С. 347-349.
304. Виброгаситель с квазиулевым жесткостью / М.А. Кузнецов, К.А. Кувшинов, А.Н. Гаврилин [и др.]. // В сборнике: Современные проблемы машинострое-

ния. Труды XII Международной научно-технической конференции. – 2019. – С. 286-289.

305. Автобалансирующее устройство / М.А. Кузнецов, К.А. Кувшинов, А.Н. Гаврилин [и др.]. // В сборнике: Современные проблемы машиностроения. Сборник трудов XIII Международной научно-технической конференции. Томск. – 2020. – С. 208-209.

306. Гаврилин, А.Н. Управляемый кинематический генератор колебаний с гидравлическим объемным приводом. диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : специальность 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры» / Гаврилин Алексей Николаевич: Национальный исследовательский Томский политехнический университет. – Томск, 1990. – Место защиты: Национальный исследовательский Томский политехнический университет.

307. Особенности преподавания курса гидравлики, гидро и пневмопривода для студентов электромеханического направления. / Гаврилин А.Н., Иоппа А.В. // В сборнике: Технический университет: реформы в обществе и открытое образовательное пространство. труды Международной научно-практической конференции: в 2 томах. Томский политехнический университет. 1996. С. 60.

308. Гаврилин, А.Н. Диагностика технологических систем: учебное пособие в 2 частях / А. Н. Гаврилин, Б. Б. Мойзес. – Национальный исследовательский Томский политехнический университет. – Томск, 2014. – 128 с.

309. Гаврилин, А.Н. Влияние упругих деформаций технологической системы на точность формы вала: методические указания к выполнению лабораторных работ для студентов, обучающихся по направлению 150900 "Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств", специальности 151002 "Металлообрабатывающие станки и комплексы" / А.Н. Гаврилин, Б.Б. Мойзес, А.И. Черкасов. – Томский политехнический университет, Томск, 2009.

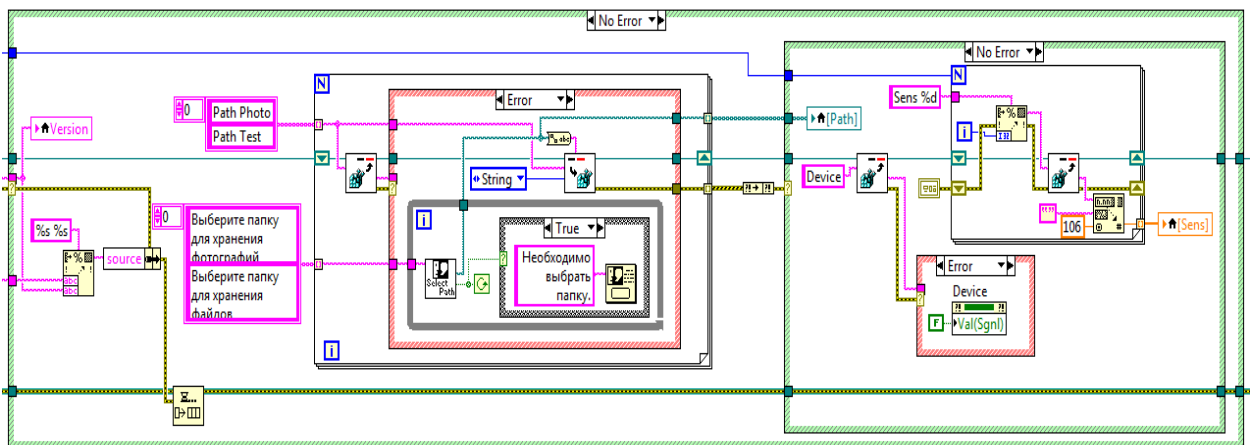
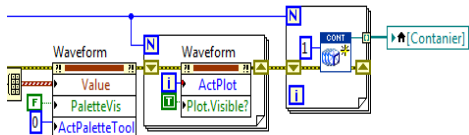
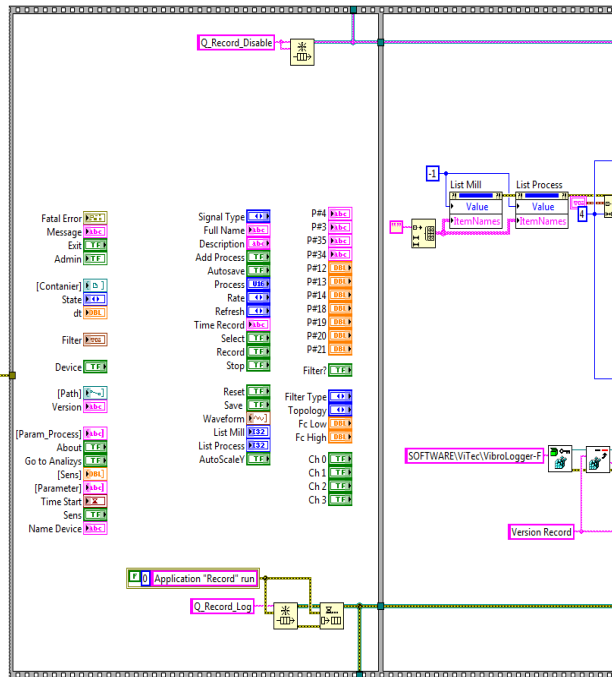
310. Гаврилин, А.Н. Определение деформаций заготовок под воздействием зажимных усилий при различных способах их закрепления: методические указания к выполнению лабораторных работ для студентов, обучающихся по направлению

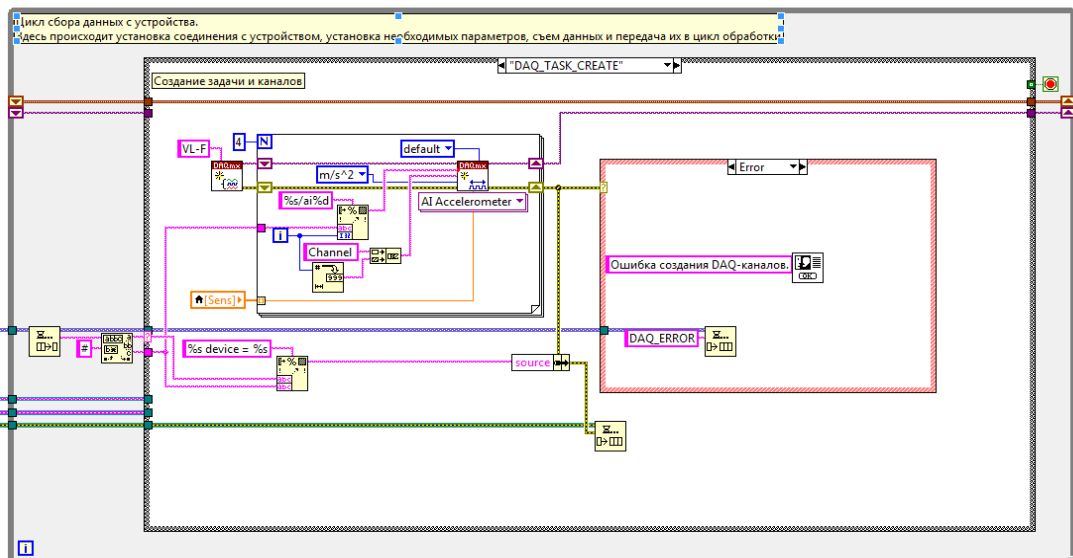
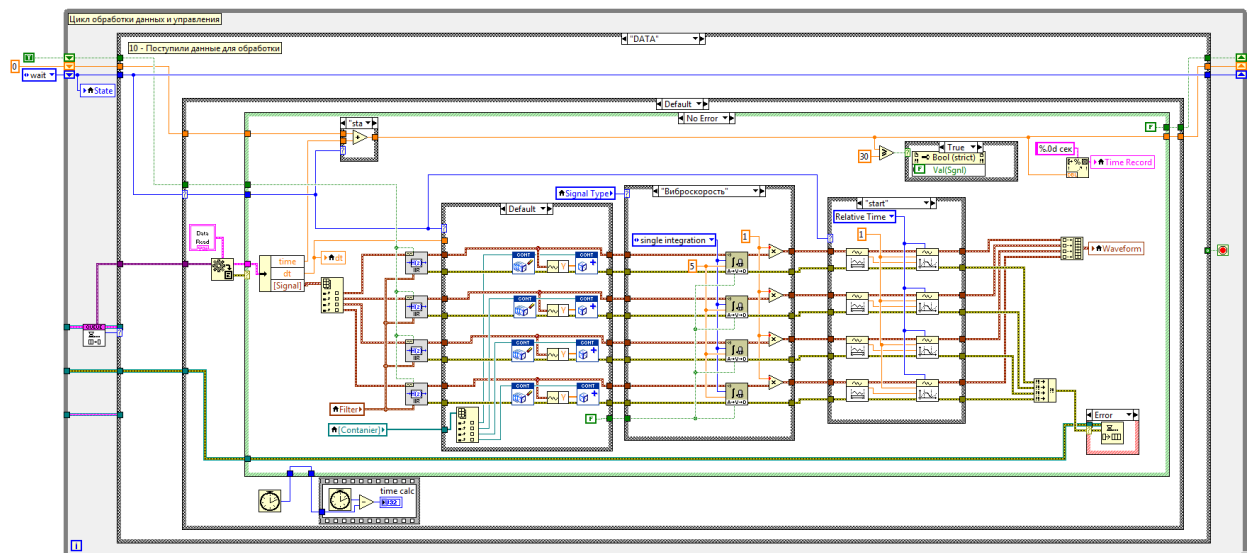
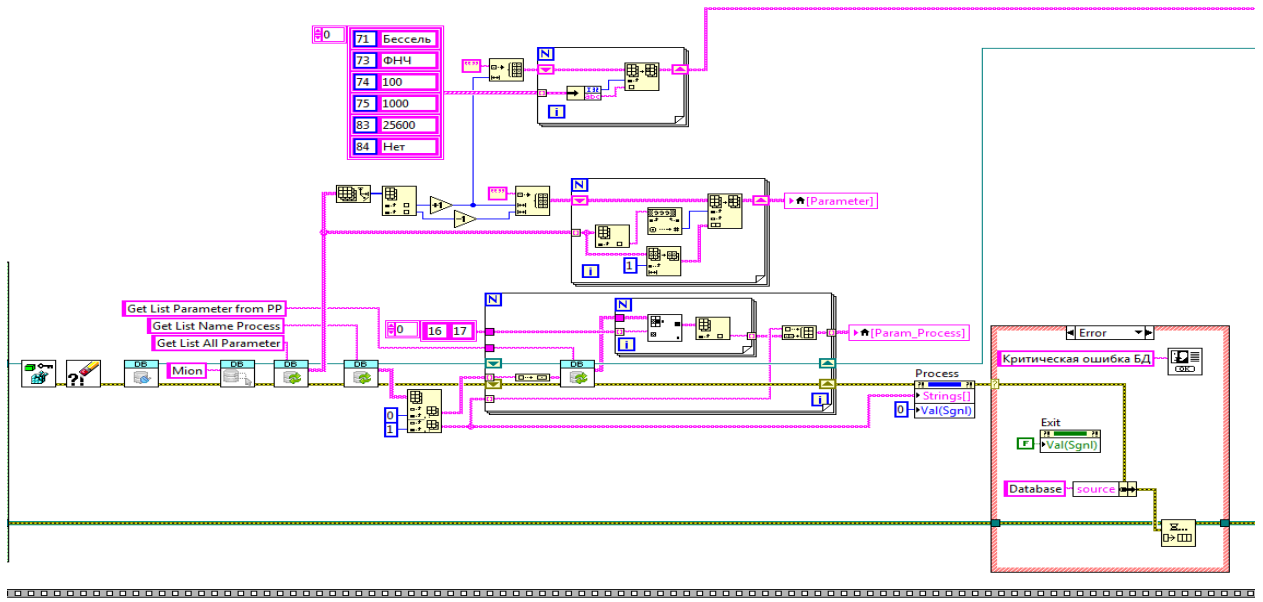
150900 "Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств", специальности 151002 "Металлообрабатывающие станки и комплексы" / А.Н. Гаврилин, Б.Б. Мойзес, А.И. Черкасов. – Томский политехнический университет, Томск, 2009.

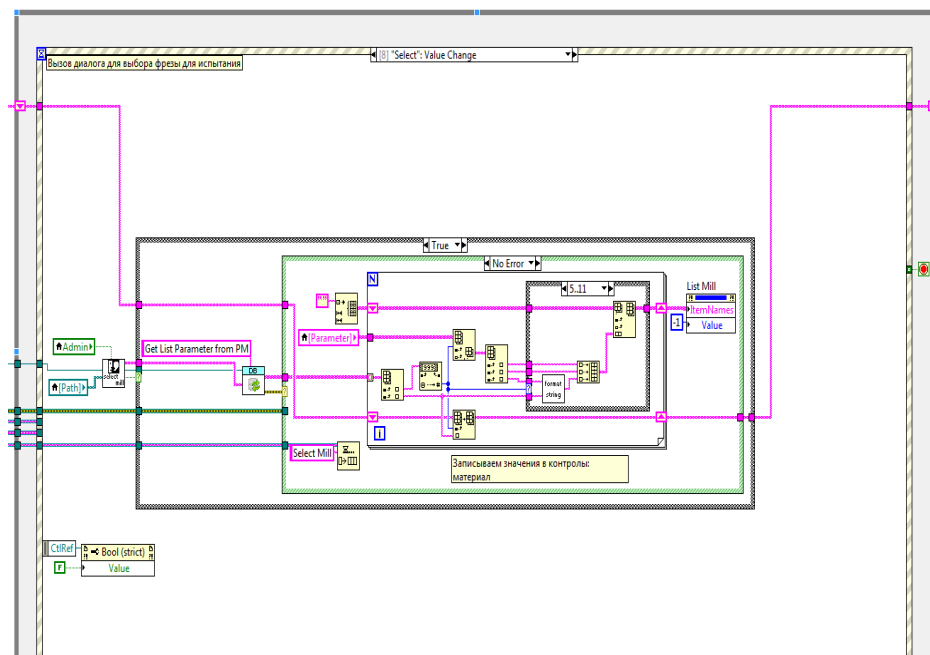
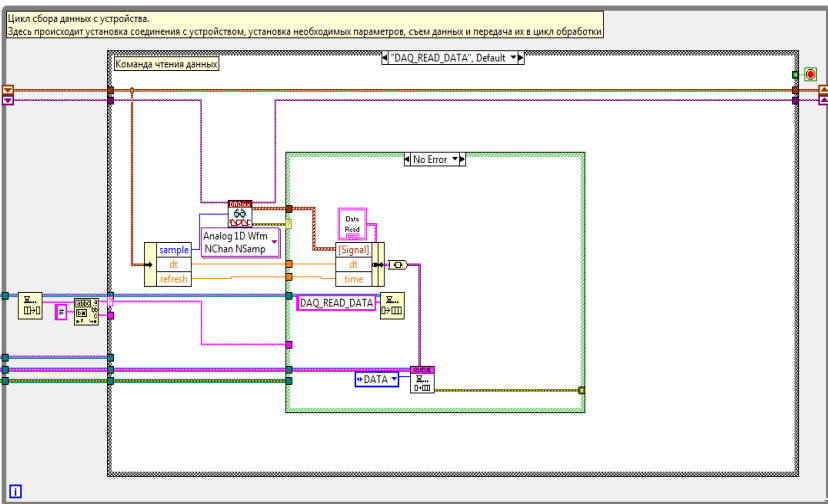
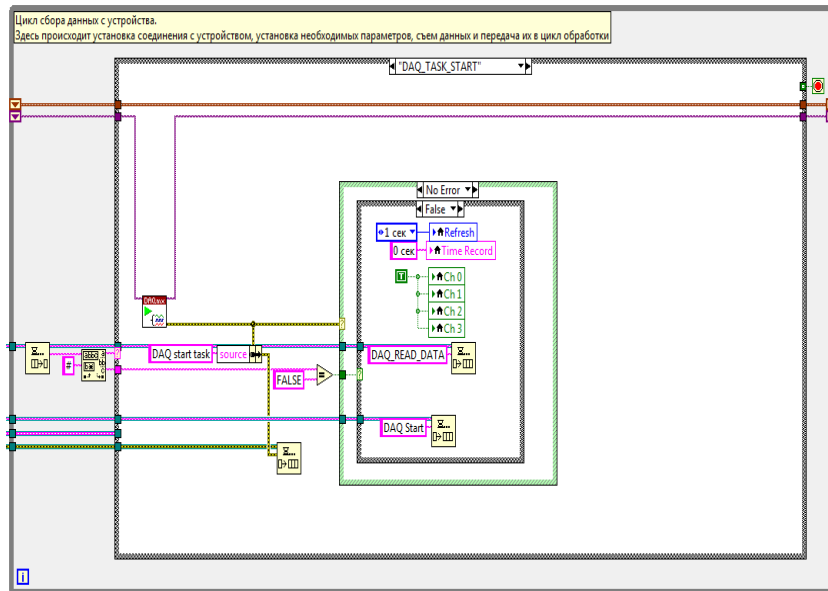
ПРИЛОЖЕНИЕ №1

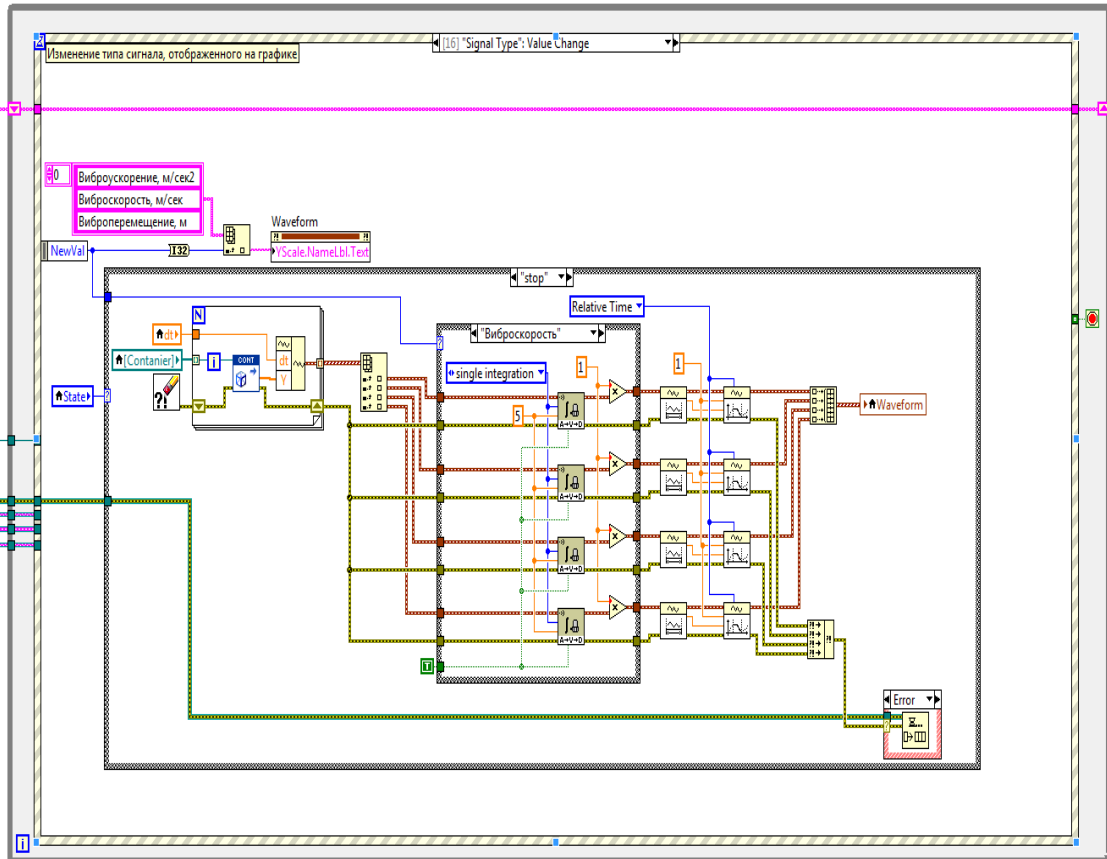
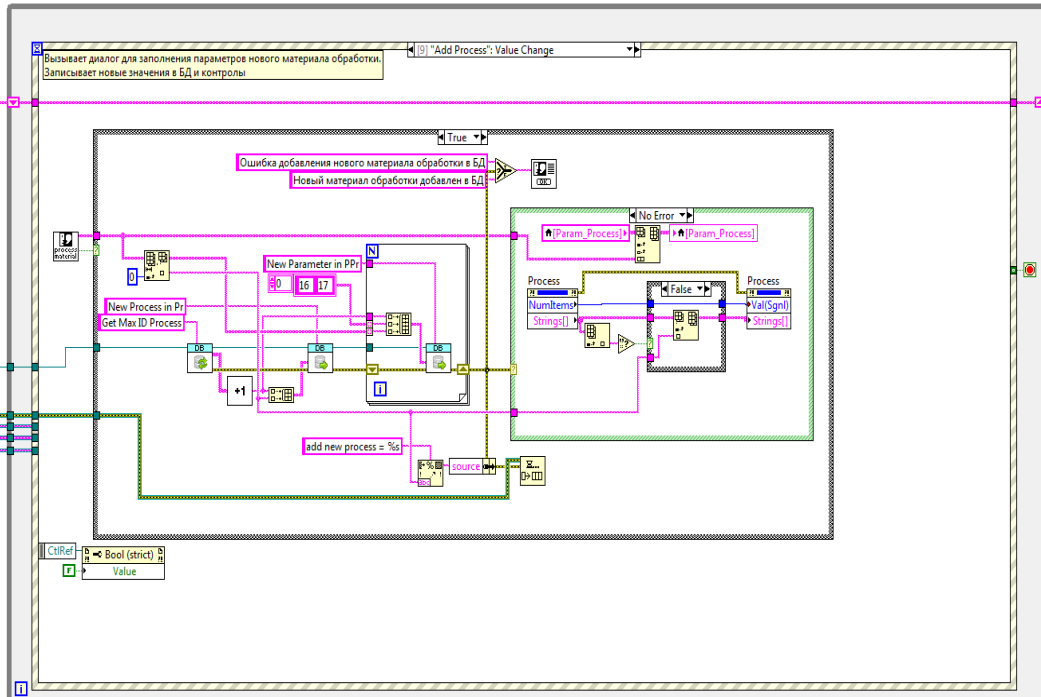
Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ: №

2014661189 Модуль записи данных

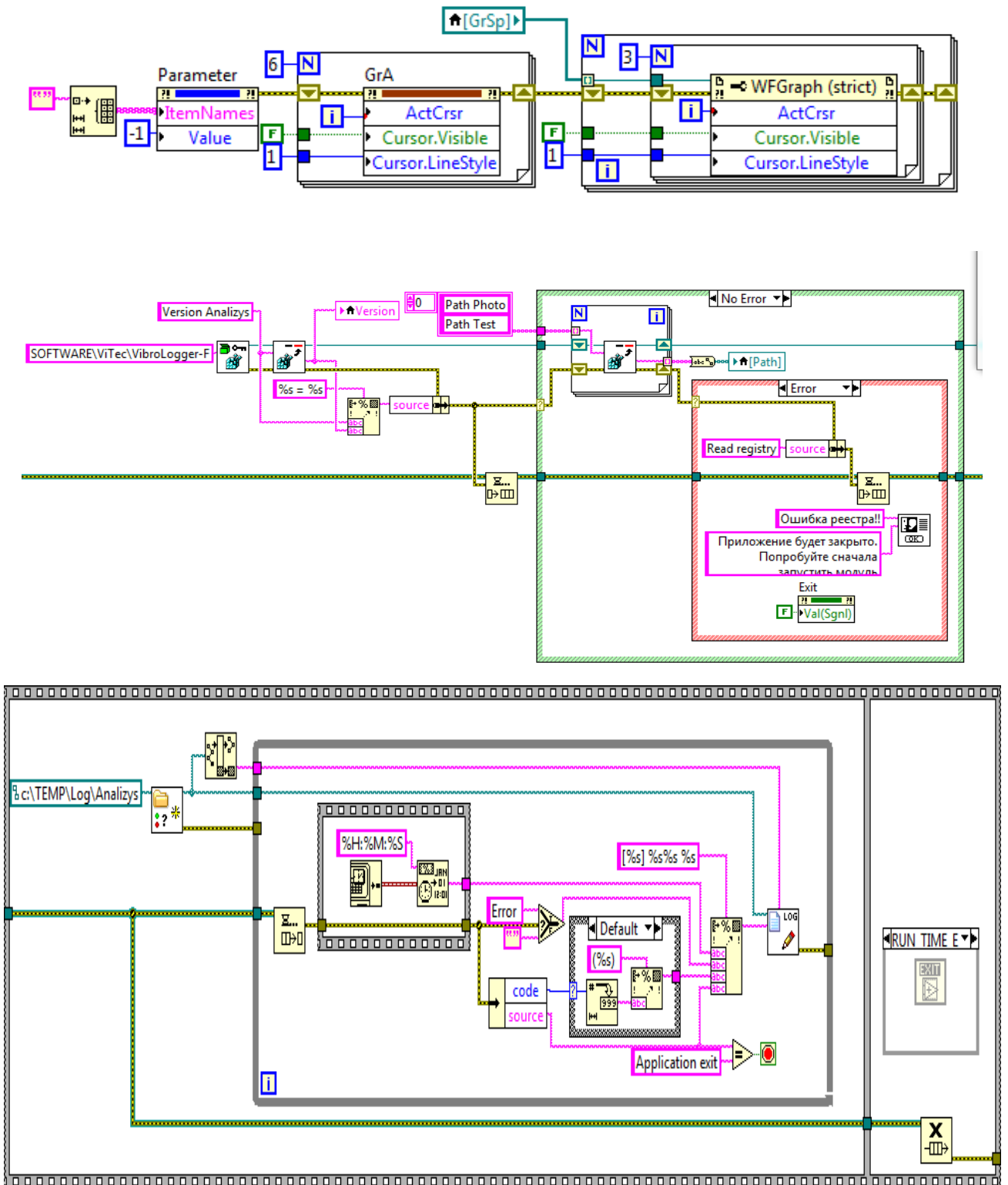


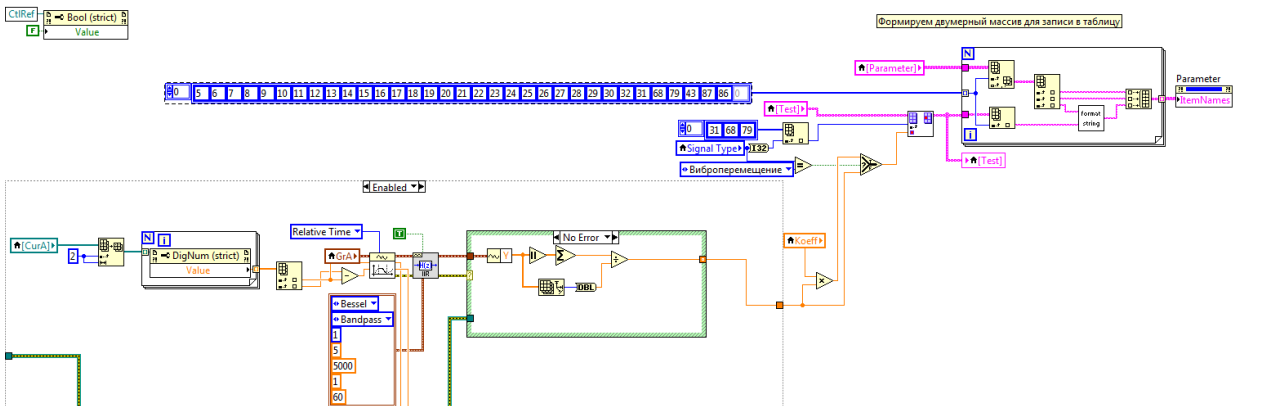
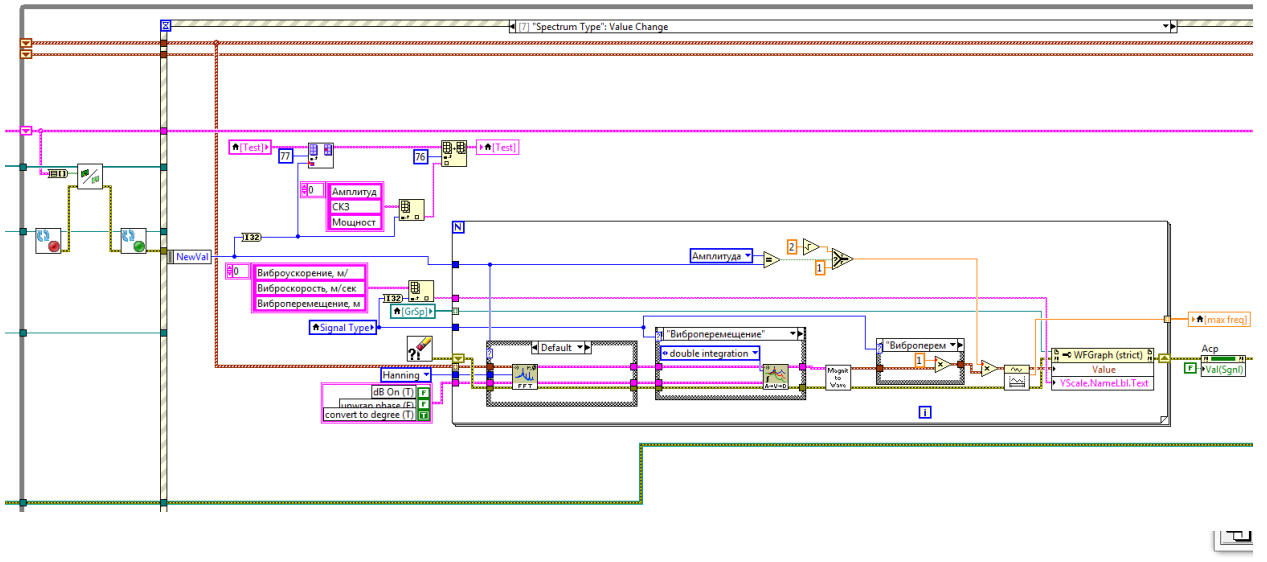
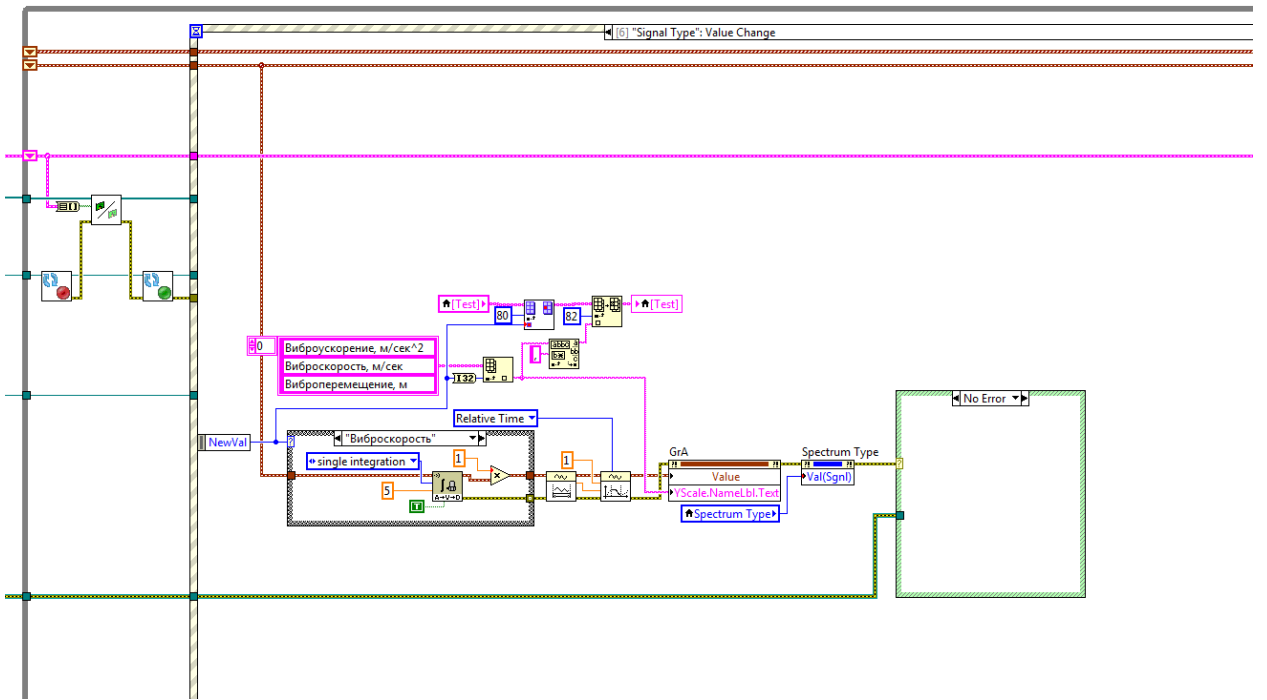


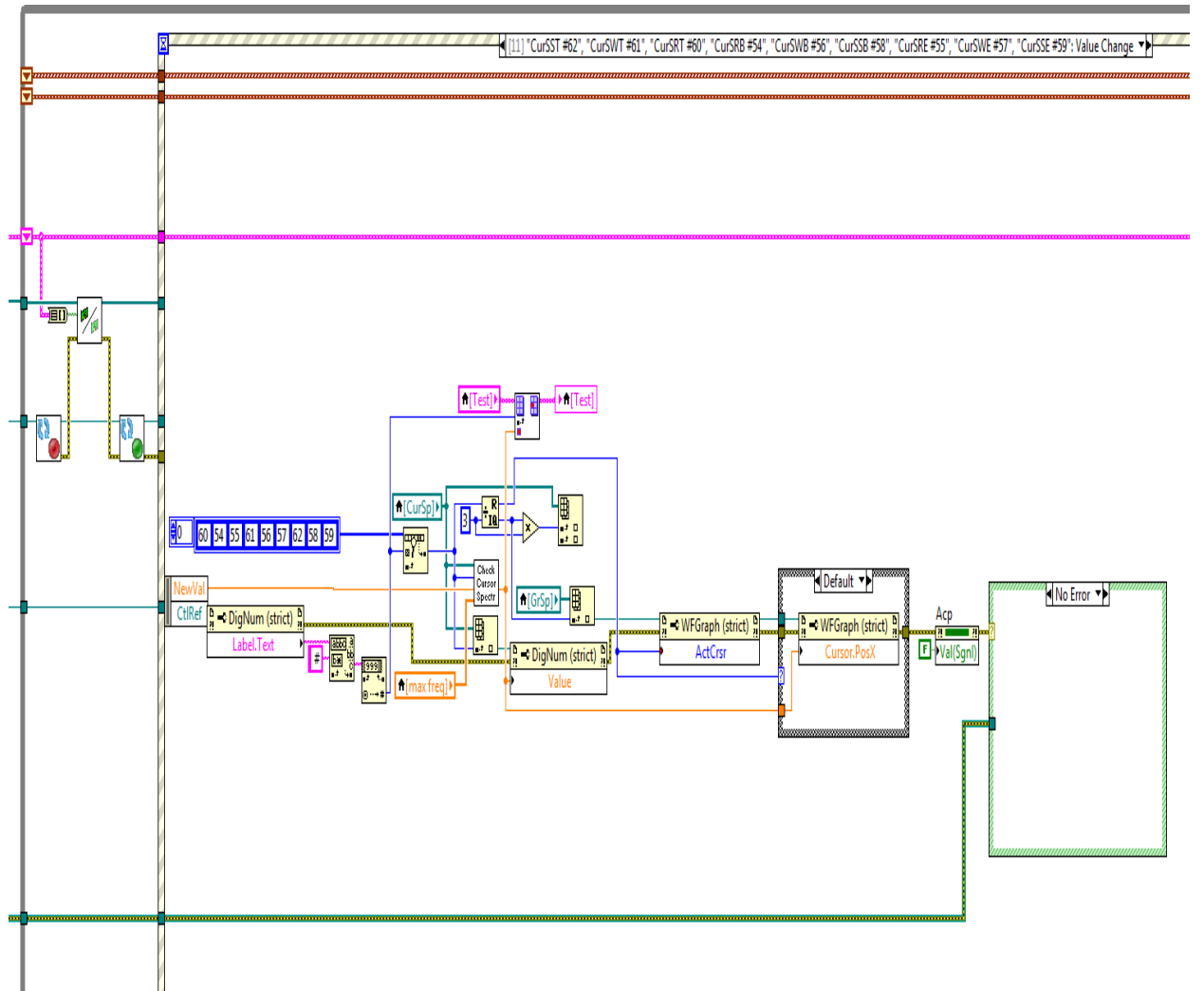
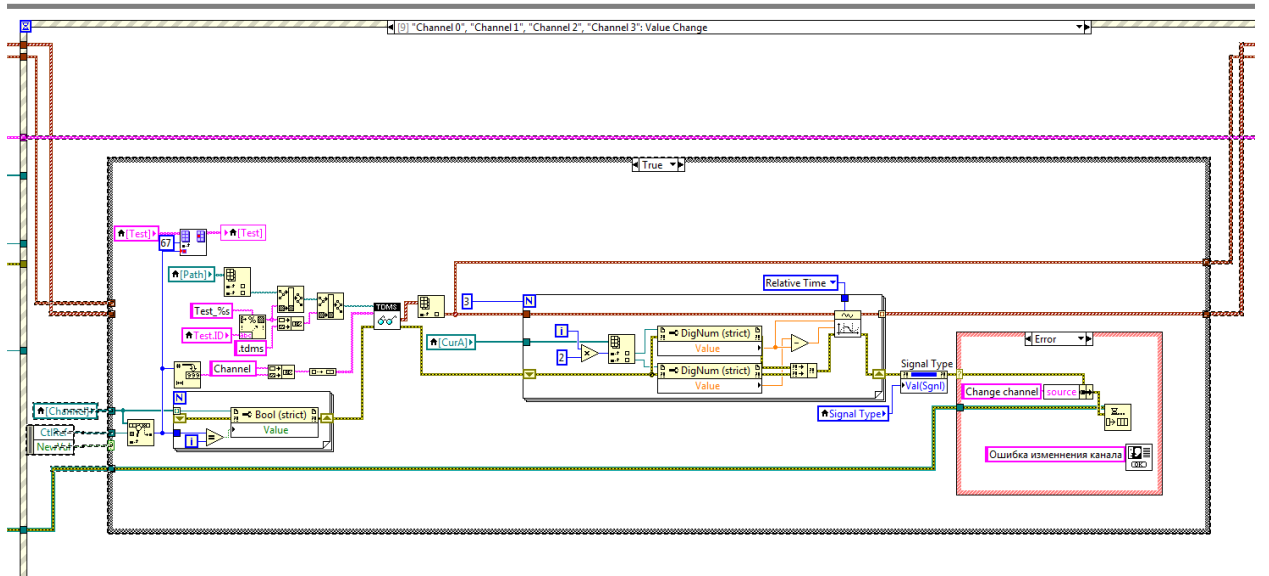




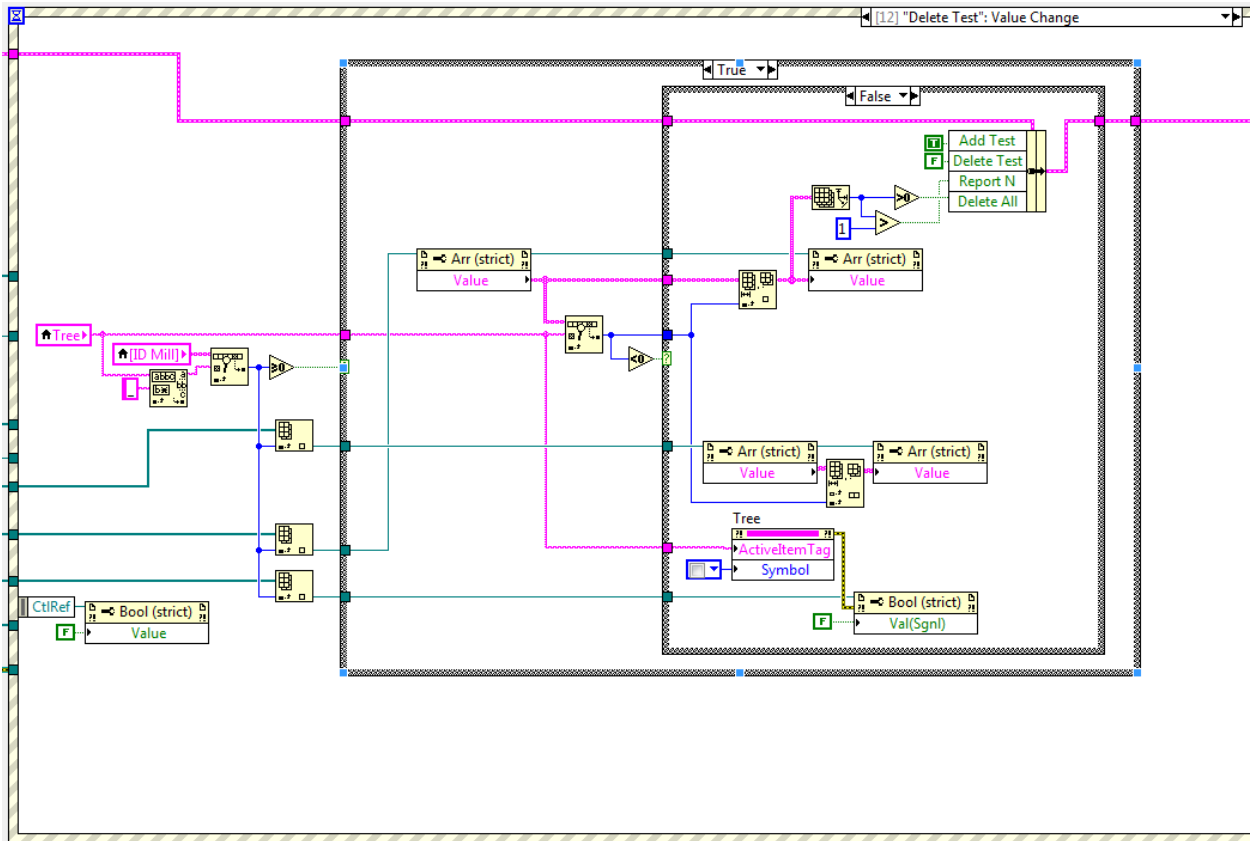
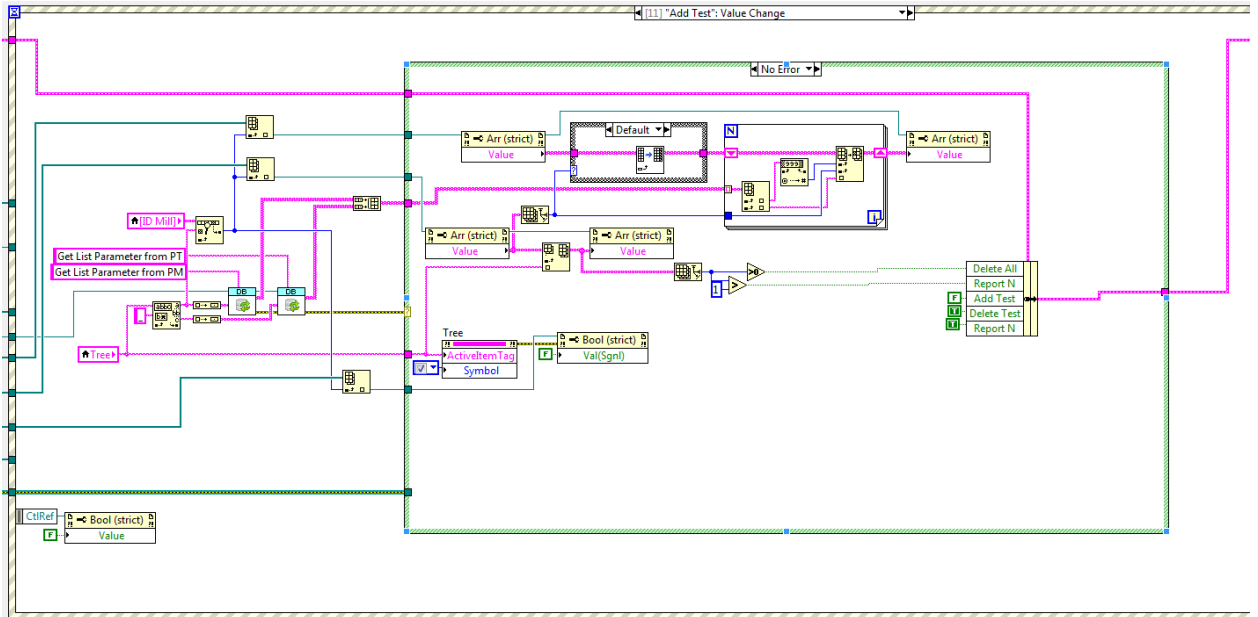
Модуль обработки сигналов

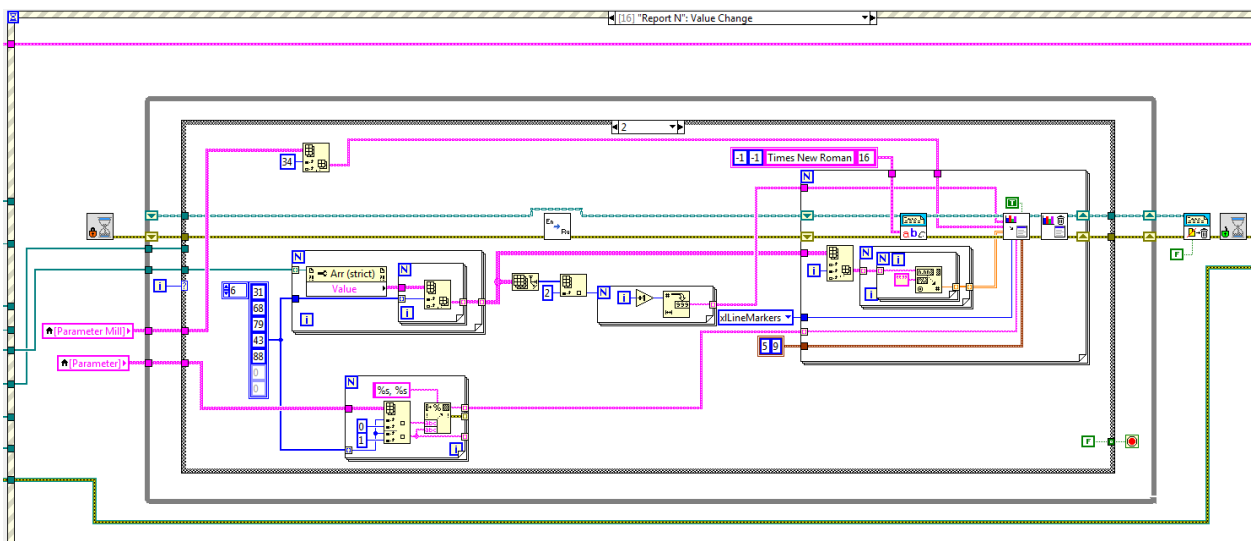
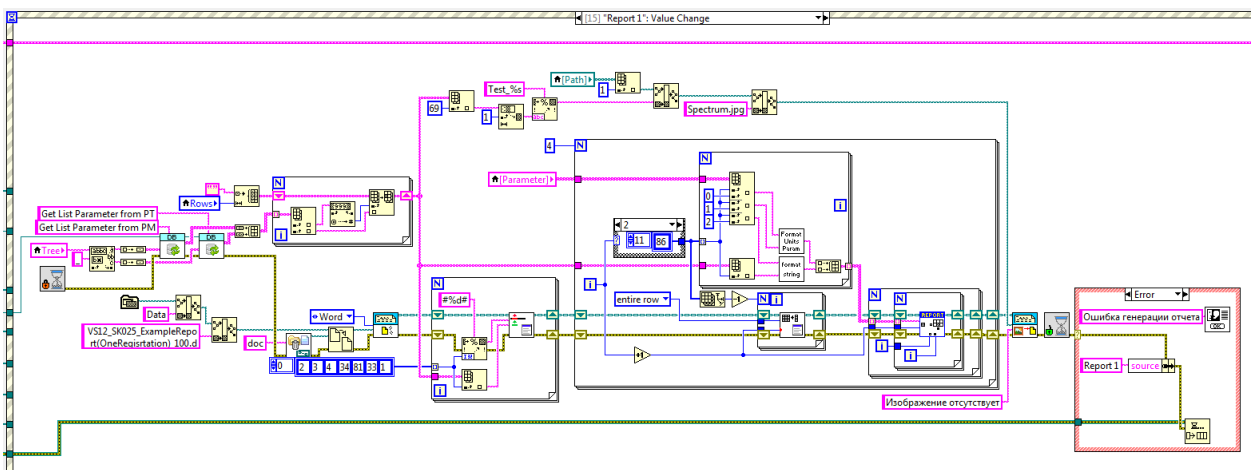
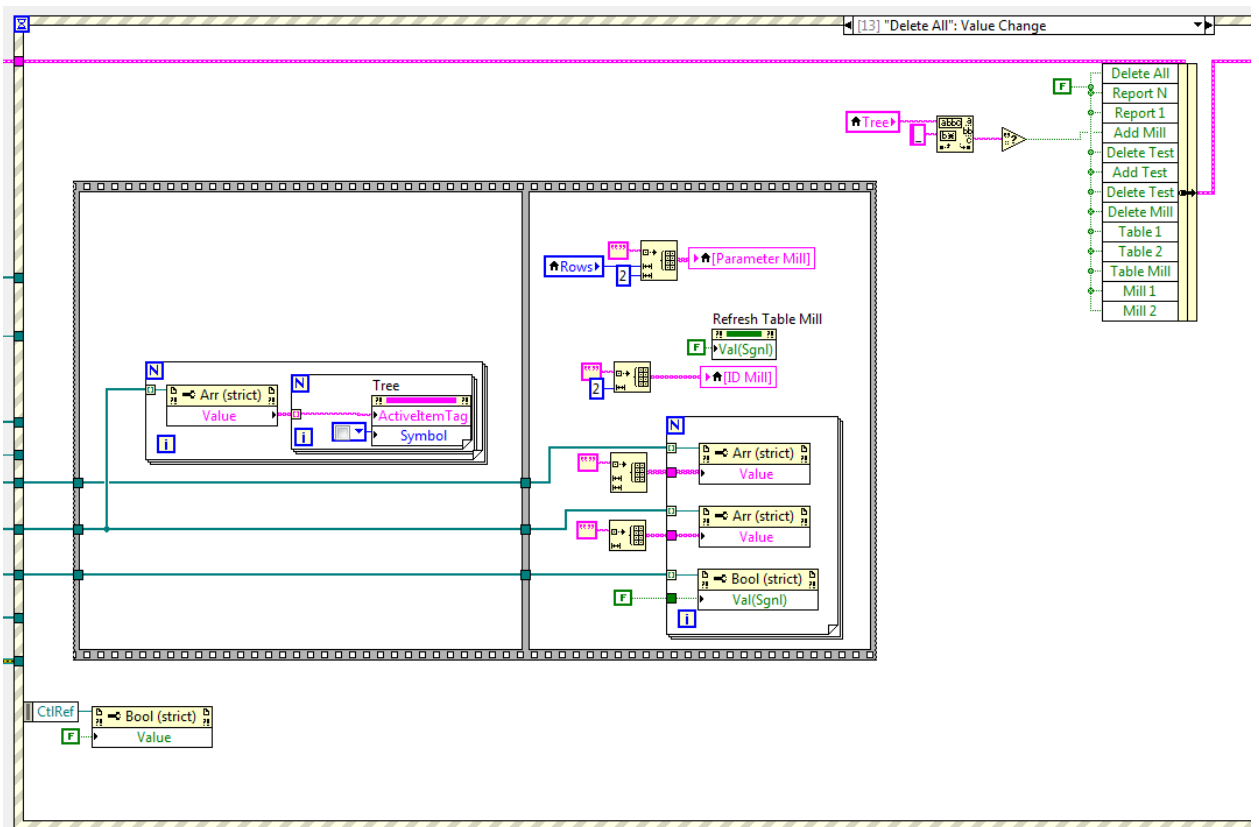


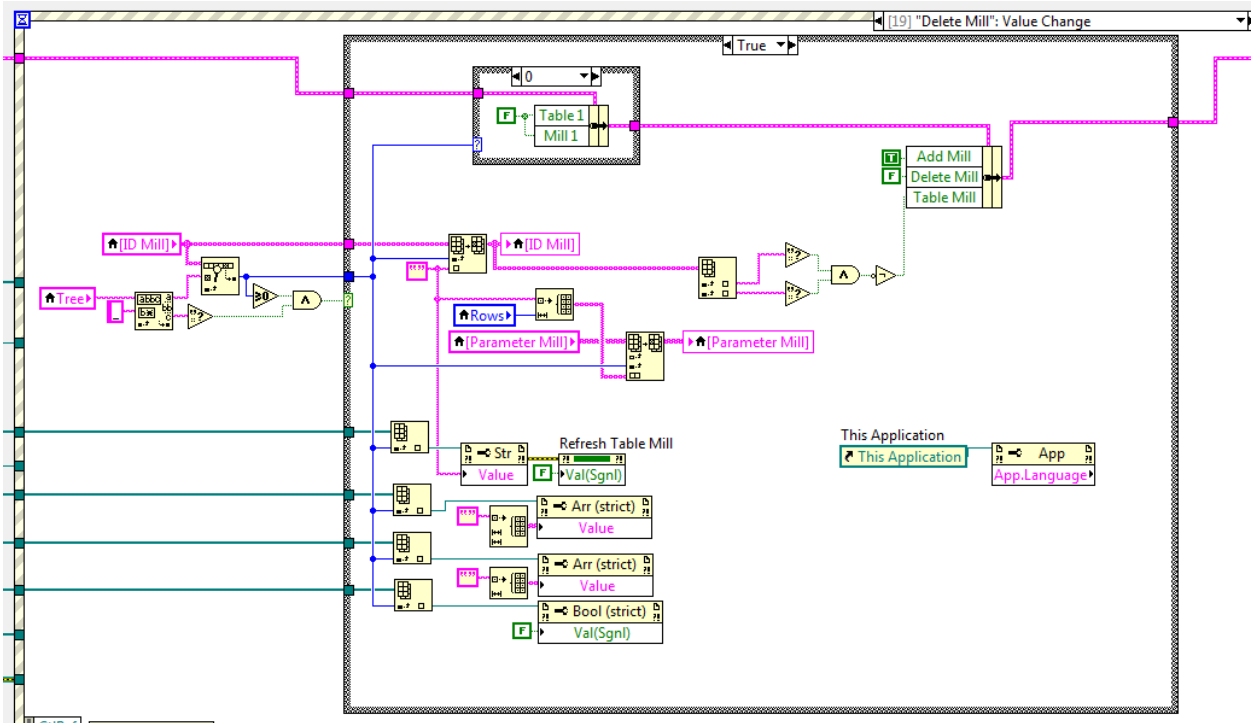
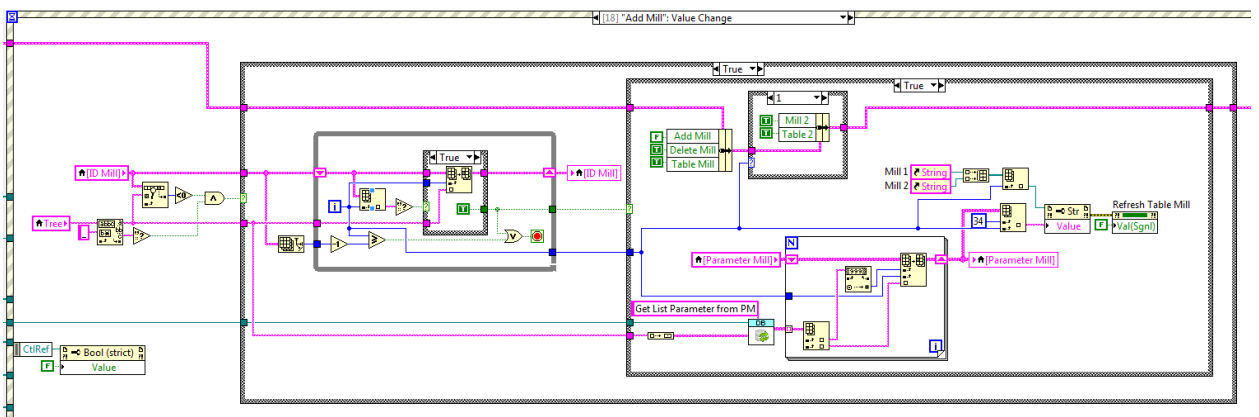
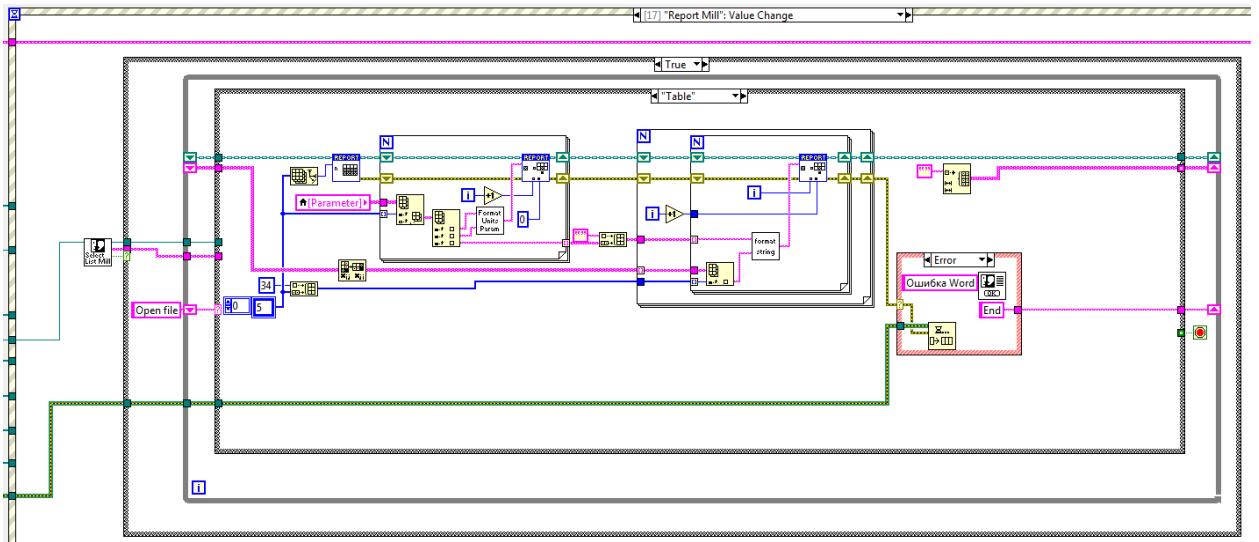




Модуль отчетов







ПРИЛОЖЕНИЕ №2 АКТЫ ВНЕДРЕНИЯ



Общество с ограниченной ответственностью
НПО «Сибирский Машиностроитель»

Россия, 634040, г. Томск, ул. Высоцкого, д.33, стр.1
Приемная: тел./факс (3822) 633-888
Отдел продаж: тел./факс (3822) 633-818, 633-852
e-mail: sibmach@nposibmach.ru, http://www.nposibmach.ru

Исх. № 1752 от « 30 » 10 2019 г.

На № _____ от « _____ » _____ 20 ____ г.

УТВЕРЖДАЮ:

/_____/
Главный инженер



ООО НПО «Сибирский Машиностроитель»

/_____/ /Хохряков Б.Г./

29 » октября 2019 г.

АКТ О ВНЕДРЕНИИ

Результатов диссертационной работы А.Н. Гаврилина на соискание учетной степени
доктора технических наук в ООО НПО «Сибирский Машиностроитель».

Представители ООО НПО «Сибирский Машиностроитель» в составе:

- и.о. главного технолога - Еремин Д.В.;
- инженер технолог - Слезко А.С.

настоящим актом удостоверяют, что на предприятии ООО НПО «Сибирский
Машиностроитель» внедрено устройство для снижения уровня вибрации при механической
обработке, разработанное А.Н. Гаврилиным. Устройство применяется при обработке деталей
на токарных, фрезерных и шлифовальных станках.

Гаситель колебаний ударного типа. Патент на полезную модель №145093 от 10.04.2014 г.

И.о. главного технолога _____ /Еремин Д.В./
29.10.19

Инженер технолог _____ /Слезко А.С./
29.10.19

Общество с ограниченной ответственностью
"КОРПОРАЦИЯ ЗАПАДНАЯ СИБИРЬ"

634024, Россия г. Томск, ул. Причальная, 7
ИНН 7024016027\701701001

р/с 40702810432110000007 ПАО «УРАЛСИБ» г. Новосибирск
К/с 30101810400000000725, БИК 045004725

Тел/факс (3822) 27-64-40, 27-64-41

e-mail: 1966nsn@tomsk.ru; kzstomsk@mail.ru <http://kzstomsk.com>

Исх. № 308-20 от «13» июля 2020 г.

Утверждаю
Директор
ООО «Корпорация Западная Сибирь»
С.Н. Наумчик



**АКТ
О ВНЕДРЕНИИ**

Результатов диссертационной работы Гаврилин А.Н. на соискание ученой степени
доктора технических наук в ООО «Корпорация Западная Сибирь»

Представители ООО «Корпорация Западная Сибирь» в составе директора Наумчика С.Н, инженера-конструктора Анфилофьева Д.С., инженера-технолога Фомич Г.Н. настоящим актом настоящим актом удостоверяют, что в ООО «Корпорация Западная Сибирь» введено в работу и эксплуатируется устройство для демпфирования ударных и вибрационных нагрузок.

Устройство успешно используется для демпфирования ударных и вибрационных нагрузок при механической обработке деталей типа «Плита 1021.25.085.03.00.001» на широкоуниверсальном фрезерном станке марки «6М83». Применение «Устройства для демпфирования ударных и вибрационных нагрузок» позволило снизить уровень вибраций на обрабатываемой детали на 36 дБ , и тем самым увеличило эффективность механообработки за счет повышения качества обработки детали (волнистость, шероховатость) и времени стойкости инструмента не менее чем в 1,25 -1,3 раза.

Устройство разработано Гаврилиным А.Н. Патент на изобретение 2707682 дата регистрации 28.11.2019.

Директор	_____	С.Н. Наумчик
Инженер-конструктор	_____	Д.С. Анфилофьев
Инженер-технолог	_____	Г.Н. Фомич



Акционерное общество
«Томский электротехнический завод»
(АО «ТЭТЗ»)

пр. Кирова, 51а, г. Томск, 634041
Тел. (3822) 55-43-95, тел./факс (3822) 55-54-39

E-mail: tetz@mail.tomsknet.ru

<http://www.tetz.ru>

ИНН/КПП 7017298902/701701001



АКТ О ВНЕДРЕНИИ

Результатов диссертационной работы А.Н. Гаврилина на соискание учёной степени доктора технических наук в АО «Томский электротехнический завод».

Представители АО «Томский электротехнический завод» в составе:

- главный технолог Ю.В. Шмаков;
- начальник сборочного цеха № 10 К.В. Рокотянский;
- заместитель начальника энерго-механического отдела В.В. Евланов.

настоящим актом удостоверяют, что в АО «Томский электротехнический завод» введено в работу и успешно эксплуатируется устройство для снижения уровня вибрации при механообработке, разработанное А.Н. Гаврилиным. Устройство используется для станков при токарных, фрезерных и шлифовальных операциях. Виброгаситель для подвижного узла станка. Патент на полезную модель RUS171245 31.05.2016.

Дата: 11.04.2018

СОГЛАСОВАНО:

Главный технолог

 Ю.В. Шмаков

Начальник сборочного цеха № 10

 К.В. Рокотянский

Заместитель начальника энерго-механического отдела

 В.В. Евланов



**Открытое акционерное общество
«Томский электротехнический завод»
(ОАО «ТЭТЗ»)**

гп. Кирова, 51а, г. Томск, 634041
Тел. (3822) 55-43-95, тел./факс (3822) 55-54-39
E-mail: tetz@mail.tomsknet.ru
<http://www.tetz.ru>
ИНН/КПП 7017298902/701701001



УТВЕРЖДАЮ

Технический директор
ОАО «ТЭТЗ»

АКТ О ВНЕДРЕНИИ

Результатов диссертационной работы А.Н. Гаврилина на соискание учёной степени доктора технических наук в ОАО «Томский электротехнический завод».

Представители ОАО «Томский электротехнический завод» в составе:

- заместитель технического директора-главный технолог Ю.В. Шмаков;
- начальник механического участка №4 В.И. Гришаев;
- заместитель начальника энерго-механического отдела Ю.Г. Чайка

настоящим актом удостоверяют, что в АО «Томский электротехнический завод» введено в работу и успешно эксплуатируется устройство для снижения уровня вибрации при механообработке, разработанное А.Н. Гаврилиным. Устройство используется для станков при токарных, фрезерных и шлифовальных операциях. Динамический самонастраивающийся гаситель колебаний. Патент на полезную модель № 98792 приоритет 01.07.2010. Опубл. 27.10.2010 год. Бюлл. № 30.МКП F16F6/00.




Дата: 14.02.2012

СОГЛАСОВАНО:

Заместитель технического директора
-главный технолог

Начальник механического участка № 4

Заместитель начальника энерго-механического отдела

 Ю.В. Шмаков
 В.И. Гришаев
 Ю.Г. Чайка



**Открытое акционерное общество
«Томский электротехнический завод»
(ОАО «ТЭТЗ»)**

пр. Кирова, 51а, г. Томск, 634041
Тел. (3822) 55-43-95, тел./факс (3822) 55-54-39
E-mail: tetz@mail.tomsknet.ru
<http://www.tetz.ru>
ИНН/КПП 7017298902/701701001



АКТ О ВНЕДРЕНИИ

Результатов диссертационной работы А.Н. Гаврилина на соискание учёной степени доктора технических наук в ОАО «Томский электротехнический завод».

Представители ОАО «Томский электротехнический завод» в составе:

- заместитель технического директора -главный технолог Ю.В. Шмаков;
- начальник механического участка № 4 В.И. Гришаев;
- заместитель начальника энерго-механического отдела Ю.Г. Чайка

настоящим актом удостоверяют, что в АО «Томский электротехнический завод» введено в работу и успешно эксплуатируется устройство для снижения уровня вибрации при механообработке, разработанное А.Н. Гаврилиным. Устройство используется для станков при токарных, фрезерных и шлифовальных операциях. Виброгаситель вязкого трения. Патент на изобретение РФ № 2475660. Заявка № 2011 132 249 от 14.09.2012 года.

Дата: 17.11.2012

СОГЛАСОВАНО:

Заместитель технического директора
- главный технолог

Ю.В. Шмаков

Начальник механического участка № 4

В.И. Гришаев

Заместитель начальника энерго-механического отдела

Ю.Г. Чайка



Акционерное общество
«Томский электротехнический завод»
(АО «ТЭТЗ»)

пр. Кирова, 51а, г. Томск, 634041
Тел. (3822) 55-43-95, тел./факс (3822) 55-54-39
E-mail: tetz@mail.tomsknet.ru
<http://www.tetz.ru>
ИНН/КПП 7017298902/701701001



АКТ О ВНЕДРЕНИИ

Результатов диссертационной работы А.Н. Гаврилина на соискание учёной степени доктора технических наук в АО «Томский электротехнический завод».

Представители АО «Томский электротехнический завод» в составе:

- главный технолог Ю.В. Шмаков;
- начальник инструментального участка Е.А. Аверкиев;
- заместитель начальника энерго-механического отдела В.В. Евланов

настоящим актом удостоверяют, что в АО «Томский электротехнический завод» введено в работу и успешно эксплуатируется специальное программно-математическое обеспечение для определения уровня вибраций технологического оборудования, разработанное под руководством А.Н. Гаврилина. Программа используется для измерения и последующего анализа при определении оптимальных режимов механообработки, а также геометрии инструмента (фрез). Виброрегистратор – М2. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2017614049.




Дата: 08.08.2017

СОГЛАСОВАНО:

Главный технолог

Начальник инструментального участка

Заместитель начальника энерго-механического отдела

 Ю.В. Шмаков
 / Е.А. Аверкиев
 В.В. Евланов



Акционерное общество
«Томский электротехнический завод»
(АО «ТЭТЗ»)

пр. Кирова, 51а, г. Томск, 634041
Тел. (3822) 55-43-95, тел./факс (3822) 55-54-39
E-mail: tetz@mail.tomsknet.ru
<http://www.tetz.ru>
ИНН/КПП 7017298902/701701001

УТВЕРЖДАЮ
Главный инженер АО «ТЭТЗ»



АКТ О ВНЕДРЕНИИ

Результатов диссертационной работы А.Н. Гаврилина на соискание учёной степени доктора технических наук в АО «Томский электротехнический завод».

Представители АО «Томский электротехнический завод» в составе:

- главный технолог Ю.В. Шмаков;
- начальник сборочного цеха № 10 К.В. Рокотянский;
- заместитель начальника энерго-механического отдела Ю.Г. Чайка

настоящим актом удостоверяют, что в АО «Томский электротехнический завод» введено в работу и успешно эксплуатируется устройство для снижения уровня вибрации при механообработке, разработанное А.Н. Гаврилиным. Устройство используется для станков при токарных, фрезерных и шлифовальных операциях. Гаситель колебаний ударного типа. Патент на полезную модель № 145093. Заявка № 2014114327/11 от 10.04.2014 года.

Дата: 10.06.2015

СОГЛАСОВАНО:

Главный технолог

Начальник сборочного цеха № 10

Заместитель начальника энерго-механического отдела

Ю.В. Шмаков

К.В. Рокотянский

Ю.Г. Чайка

SiMACO СИБИРСКАЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНАЯ КОМПАНИЯ ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ

Адрес: 634040, г.Томск, ул.Высоцкого, 28, стр. 2
 тел/факс: (3822) 63-38-19, 64-37-86, 64-73-40, факс: (3822) 63-39-59
 E-mail: simaco@mail.tomsknet.ru, www.smc.tomsk.ru
 ТФ КБ "ГАЗПРОМБАНК" p/c40702810100000001433

ИСКУССТВО ПОСТРОЕНИЯ МАШИН ИСКУССТВО ПОСТРОЕНИЯ МАШИН ИСКУССТВО ПОСТРОЕНИЯ МАШИН ИСКУССТВО ПОСТРОЕНИЯ МАШИН ИСКУССТВО



АКТ О ВНЕДРЕНИИ

Результатов диссертационной работы Гаврилин А.Н. на соискание ученой степени доктора технических наук в ООО «СМК».

Представители ООО «СМК» в составе ведущего технолога Моржакова Н.М., Начальника ТБ Яконена В.С. настоящим актом удостоверяют, что в ООО «СМК» введено в эксплуатацию устройство для определения динамической жесткости несущих элементов металлорежущих станков, разработанное Гаврилиным А.Н. Устройство используется для с целью определения возможных дефектов в узлах станков, а также оптимизации режимов механообработки на токарных и фрезерных станках.

Разработка проведена с использованием патента на изобретение «Устройство для определения динамической жесткости несущих элементов» металлорежущих станков № 2687341 С1 Дата регистрации:13.05.2019

Ведущий технолог  Моржаков Н.М.

Начальник ТБ  Яконен В.С.

Ministry of Education and Science of the Russian Federation
 Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education
 "National Research Tomsk Polytechnic University" (TPU)
 30, Lenin ave., Tomsk, 634050, Russia
 Tel. (3822) 60 63 33, (3822) 70 17 79,
 Fax (3822) 56 38 65, e-mail: tpu@tpu.ru, tpu.ru
 ОКРО (National Classification of Enterprises and Organizations):
 02069303,
 Company Number: 1027000890168,
 VAT / KPP (Code of Reason for Registration)
 7018007264/701701001, BIC 046902001

Министерство образования и науки Российской Федерации
 федеральное государственное автономное образовательное
 учреждение высшего образования
 «Национальный исследовательский
 Томский политехнический университет» (ТПУ)
 Ленина, пр., д. 30, г. Томск, 634050, Россия
 тел.: (3822) 60 63 33, (3822) 70 17 79,
 факс: (3822) 56 38 65, e-mail: tpu@tpu.ru, tpu.ru
 ОКРО 02069303, ОГРН 1027000890168,
 ИНН/КПП 7018007264/701701001, БИК 046902001

12.09.18 № 17/6141
 на № _____ от _____



Утверждаю
 Проректор по научной работе и инновациям
 Степанов И. Б.

« _____ »

АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы Гаврилина Алексея Николаевича

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационной работы Гаврилина Алексея Николаевича внедрены и используются в учебном процессе отделения материаловедения Инженерной школы новых производственных технологий Национального исследовательского Томского политехнического университета для подготовки бакалавров по направлению 15.03.01 Машиностроение. Гаврилиным А.Н. разработаны лекции, лабораторные и практические занятия (в электронном виде stud.lms.tpu.ru153) по курсу:

«Надежность и диагностика технологических систем»
 в котором использованы результаты диссертационной работы.

Директор ИШНПТ НИ ТПУ

Яковлев А.Н

Ministry of Education and Science of the Russian Federation
Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education
"National Research Tomsk Polytechnic University" (TPU)
30, Lenin ave., Tomsk, 634050, Russia
Tel. (3822) 60 63 33, (3822) 70 17 79,
Fax (3822) 56 38 65, e-mail: tpu@tpu.ru, tpu.ru
ОКРО (National Classification of Enterprises and Organizations):
02069303,
Company Number: 1027000890168,
VAT / KPP (Code of Reason for Registration)
7018007264/701701001, BIC 046902001

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский
Томский политехнический университет» (ТПУ)
Ленина, пр., д. 30, г. Томск, 634050, Россия
тел.: (3822) 60 63 33, (3822) 70 17 79,
факс: (3822) 56 38 65, e-mail: tpu@tpu.ru, tpu.ru
ОКПО 02069303, ОГРН 1027000890168,
ИНН/НПД 7018007264/701701001, БИК 046902001

12.09.18 № 17/6141
на № _____ от _____



Утверждаю
Проректор по научной работе и инновациям
Степанов И. Б.

« _____ » _____

АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы Гаврилина Алексея Николаевича

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационной работы Гаврилина Алексея Николаевича внедрены и используются в учебном процессе отделения материаловедения Инженерной школы новых производственных технологий Национального исследовательского Томского политехнического университета для подготовки магистров по направлению 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств». Гаврилиным А.Н. разработаны лекции, лабораторные и практические занятия по курсам:

1. «Техническое обеспечение качества и надежности технологических систем»
 2. «Диагностические системы, приборы и аппаратура контроля технологического оборудования».
- в указанных курсах использованы результаты диссертационной работы.

Директор ИШНПТ НИ ТПУ

Яковлев А.Н.

Ministry of Education and Science of the Russian Federation
 Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education
 "National Research Tomsk Polytechnic University" (TPU)
 30, Lenin ave., Tomsk, 634050, Russia
 Tel: (3822) 60 63 33, (3822) 70 17 79.
 Fax (3822) 56 38 65, e-mail: tpu@tpu.ru, tpu.ru
 ОКРО (National Classification of Enterprises and Organizations):
 02069303,
 Company Number: 1027000890168,
 VAT / KPP (Code of Reason for Registration)
 7018007264/701701001, BIC 046902001

Министерство образования и науки Российской Федерации
 федеральное государственное автономное образовательное
 учреждение высшего образования
 «Национальный исследовательский
 Томский политехнический университет» (ТПУ)
 Ленина, пр., д. 30, г. Томск, 634050, Россия
 тел.: (3822) 60 63 33, (3822) 70 17 79,
 факс: (3822) 56 38 65, e-mail: tpu@tpu.ru, tpu.ru
 ОКПО 02069303, ОГРН 1027000890168,
 ИНН/УЛПН 7018007264/701701001, БИК 046902001

12.09.18 № 17/6141
 на № _____ от _____



Утверждаю

Проректор по научной работе и инновациям

Степанов И. Б.

« _____ »

АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы Гаврилина Алексея Николаевича

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационной работы Гаврилина Алексея Николаевича внедрены и используются в учебном процессе отделения материаловедения Инженерной школы новых производственных технологий Национального исследовательского Томского политехнического университета для подготовки магистров по 21.04.01 Нефтегазовое дело. Гаврилиным А.Н. разработаны лекции, лабораторные и практические занятия по курсу: «Вибродиагностика нефтегазового оборудования» в котором использованы результаты диссертационной работы.

Директор ИШНПТ НИ ТПУ

Яковлев А.Н.

ООО «Производственно-технический комплекс»

ИНН 7017052031/701701001

634034 г. Томск, ул. Вершинина, 46/5

Утверждаю

Директор ООО «ПТК»

Волынкин А.И.



(подпись)

2015г

**АКТ
О ВНЕДРЕНИИ**

результатов диссертационной работы Гаврилина А.Н., на соискание ученой степени доктора технических наук в ООО «ПТК»

Представители ООО «ПТК» в составе зам. главного конструктора Рожкова П.С., специалиста по станкам ЧПУ Золотухина Д.В. настоящим актом удостоверяют, что в ООО «ПТК» введено в работу и успешно эксплуатируется устройство для снижения уровня вибрации при механообработке, разработанное Гаврилиным А.Н. Устройство используется для снижения уровня вибрации на консольной детали типа рельсового сверла на станке MCV 400.

- Виброгаситель вязкого трения. Патент на изобретение РФ № 2475660. Заявка № 2011 132 249 от 14.09.2012 г.

Настоящее устройство в качестве виброгасящей опоры эксплуатируется на станке MCV 400 при проведении фрезерной операции.

Применение данного устройства снизило расход инструмента 2-го порядка на 30%.

Специалист по станкам ЧПУ

Зам. главного конструктора

Золотухин Д.В.

Рожков П.С.



ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ

ПРОМЫШЛЕННАЯ КОМПАНИЯ

МИОН

Утверждаю

Главный инженер

ООО «ПК МИОН»

Коровин Г.И.



(подпись)

2015г

АКТ

О внедрении научных исследований Гаврилина А.Н., проведенных в диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук в ООО «ПК МИОН»

Комиссия в составе ведущего инженера Тычинского А.В., главного технолога Прониной Р.Н. составила настоящий акт в том, что в ООО «ПК МИОН» внедрены следующие положения диссертационной работы автора Гаврилина А.Н.:

1. Методика выбора оптимальных режимов механообработки с целью снижения вибрации детали типа рельсовое сверло на станке MCV 400 .
2. Методика выбора оптимальной геометрии фрезы Ф 10 (У608-10-14-67-С10) с целью снижения вибрации.

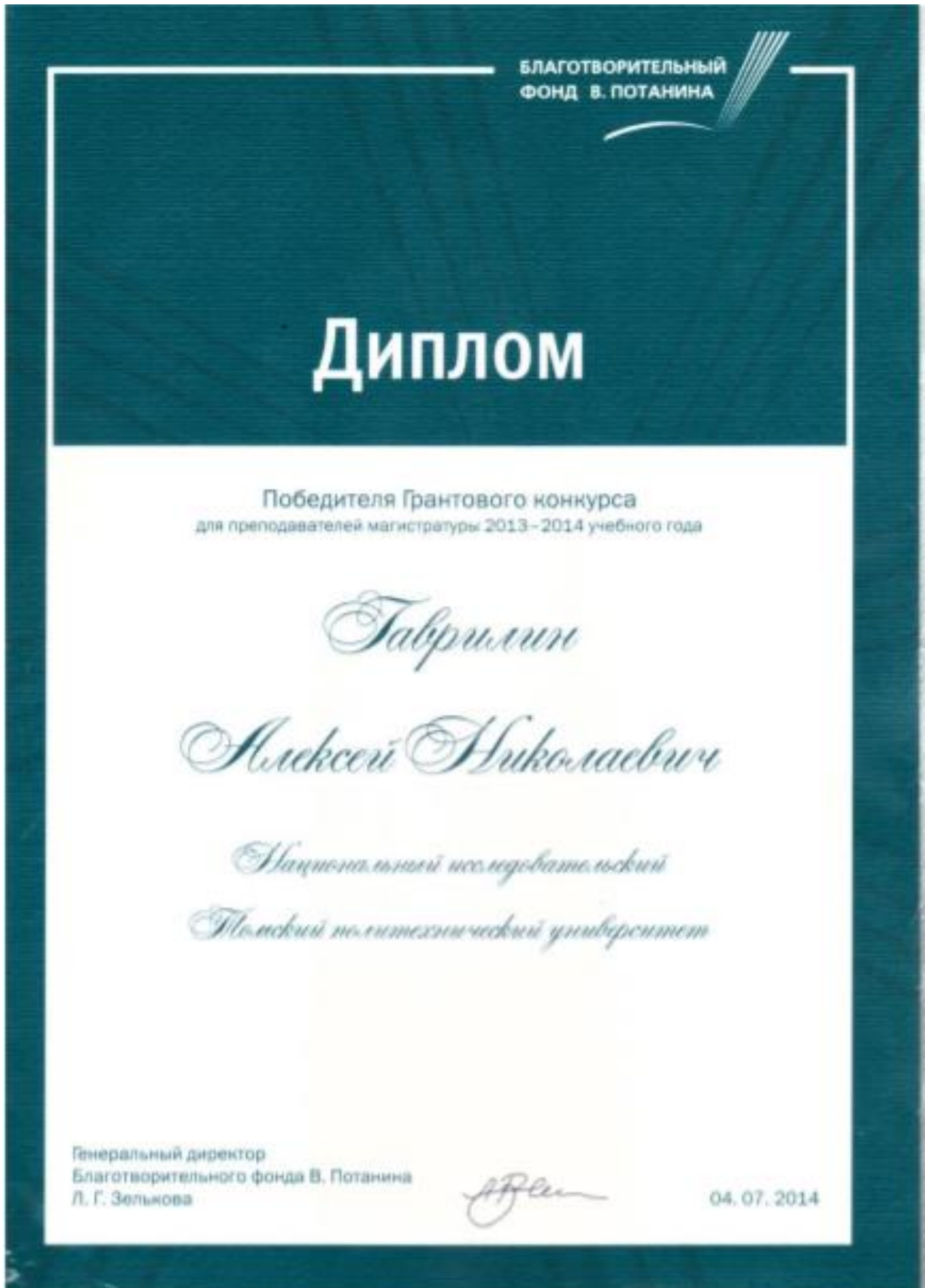
Ведущий инженер

Тычинский А.В.

Главный технолог

Пронина Р.Н.

ПРИЛОЖЕНИЕ №3 СЕРТИФИКАТЫ, УДОСТОВЕРЕНИЯ, ДИПЛОМЫ





СВИДЕТЕЛЬСТВО

о присуждении гранта научному коллективу

под руководством

ГАВРИЛИНА

АЛЕКСЕЯ НИКОЛАЕВИЧА

за проект

Разработка методики и создание мобильного
аппаратно-программного комплекса для повы-
шения эффективности процесса бурения скважин



Президент BP России
Дэвид Кампбелл

дата
6 ноября 2014



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о присуждении гранта научному коллективу

ПОД РУКОВОДСТВОМ

Гаврилина Алексея Николаевича, при участии:

Мельнова К.В., Хайруллина А.Р.

за проект

Устройство для снижения динамических

нагрузок на твердосплавные резцы

типа PDC долота при бурении



Президент ВР Россия
Дэвид Кэмпбелл

дата

14 апреля 2016 года



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ
СИСТЕМА ДОБРОВОЛЬНОЙ СЕРТИФИКАЦИИ
СПЕЦИАЛИСТОВ В ОБЛАСТИ ВИБРОДИАГНОСТИКИ И
БАЛАНСИРОВКИ
РОТОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

СЕРТИФИКАТ СООТВЕТСТВИЯ

ВД2 000096

№ 0157/14

Срок действия с 31.10.2014 по 30.10.2017

ОРГАН ПО СЕРТИФИКАЦИИ

Общество с ограниченной ответственностью Фирма «ДИАМЕХ»,
Регистрационный № РОСС RU.3792.04ВБР0
 115432, Москва, 2-ой Кожуховский проезд, д.29, корп.2, стр.16,
 тел. (495) 223-04-20, факсе (495) 223-04-64

ПОДТВЕРЖДАЕТ, ЧТО

Гаврилин Алексей Николаевич

1960 г.р.

СООТВЕТСТВУЕТ ТРЕБОВАНИЯМ

Программы квалификационного экзамена специалистов (II уровень)
в области вибродиагностики роторного оборудования

НТД, программы квалификационного экзамена, разработанной ООО Фирма «ДИАМЕХ»

В ОБЛАСТИ

Вибродиагностики роторного оборудования (II уровень)

Вибродиагностики роторного оборудования (уровень I,II)
 (Балансировки роторного оборудования)

**СЕРТИФИКАТ ВЫДАН
 НА ОСНОВАНИИ**

протокола от 31.10.2014 г. № СС2-13/10/14 квалификационного экзамена
 (Вибродиагностика роторного оборудования, II уровень)

Руководитель органа
 Директор ООО Фирма «ДИАМЕХ»

/И.И. Радчик/

Эксперт
 Начальник УЦ ООО Фирма «ДИАМЕХ»

/Д.Ф. Скворцов/





СЕРТИФИКАТ

Выдан

Гаврилину Алексею Николаевичу

В том, что он прослушал курсы

Основы работы с графической средой программирования

NI LabVIEW

24 часа

Базовый курс по работе с реконфигурируемой платформой

NI CompactRIO

32 часа



Генеральный директор Винограда А.А.

ООО «ВиТэк Сибирь»

НОАП-0034
Аттестация
МОСКВА 17024

Научно - учебный центр «Качество»
Орган по сертификации персонала в области
Неразрушающего контроля и диагностики
«К а ч е с т в о»

Независимый орган по аттестации персонала НК
Свидетельство об аккредитации № НОАП-0034

Квалификационное удостоверение № 0034-24235-2014

Фамилия **ГАВРИЛИН**
Имя **АЛЕКСЕЙ**
Отчество **НИКОЛАЕВИЧ**
Год рождения **1960**

Научно-учебный центр
«К а ч е с т в о»



С.Е. Пичугин
подпись владельца подпись руководителя НОАП

Квалификационное удостоверение №0034- 24235 -2014
Уровень квалификации, вид (метод) контроля, наименование (индекс) объектов контроля в соответствии с ПБ 03-440-02, срок действия. Настоящее удостоверение действительно только при наличии удостоверения о проверке знаний Правил безопасности.

Вид контроля	ВД		АЭ		ВИК		ВК		МК	
	Мес.	Год	Мес.	Год	Мес.	Год	Мес.	Год	Мес.	Год
Уровень 1										
Оборудование 1										
Уровень 2										
Оборудование 2										
Уровень 3	12	2019								
Оборудование 3	1-9, 11, 12*									

* Действительно только при наличии в области ВК результатов проверки безопасности

Руководитель НОАП  **19.12.2014г.**

м.п.
Адрес: 119991, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 63/2 корп. 1. Тел.: (495)744-70-52, 777-41-02



Elbe-Schleifmittelwerk
GmbH & Co. KG
Austraße 181
74321 Bietigheim-Bissingen

Zertifikat

Dr. Alexey Gavrilin

hat erfolgreich an der theoretische und praktische Schulung
für den Anwender (Basisseminar Schleiftechnik) von
19.11.2012 bis 29.11.2012 teilgenommen.

Inhalte der Schulung:

- Relevanz der Schleifverfahren in der Industrie
- Herstellung von Schleifkörpern
- Aufbau und Eigenschaften eines Schleifkörpers
- Kennzeichnung konventioneller Schleifwerkzeuge
- Kennzeichnung hochharter Schleifwerkzeuge
- Einteilung unterschiedlicher Kornmaterialien
- Einteilung unterschiedlicher Bindemittel
- Spezifizierung einer Schleifscheibe
- Qualitätssicherung
- Sicherheit beim Schleifen
- Prozeßkenngrößen für den Schleifprozeß

Bietigheim-Bissingen, den 30.11.2012

Elbe-Schleifmittelwerk
GmbH & Co KG
Postfach 12 45
74302 Bietigheim-Bissingen

Dr.-Ing. J. Kuhn
Leiter Forschung und Entwicklung
Telefon: 07142 / 58057/Fax: 07142 / 580-65
kuhn@elbe-abrasives.com