

М 494503

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА,
ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени Н. Э. БАУМАНА

На правах рукописи

ЗЕЛИК ВИТАЛИЙ ПАВЛОВИЧ

УДК 621.941-86:531.3:534

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА
ТЯЖЕЛЫХ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ
МЕТОДАМИ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ ДИАГНОСТИКИ

- 05.03.01 — „Процессы механической и физико-технической
обработки, станки и инструменты“
- 01.02.06 — „Динамика, прочность машин, приборов и аппа-
ратуры“

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМ. Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

ЗЕЛИН ВИТАЛИЙ ПАВЛОВИЧ

УДК 621.941-86:531.3:534

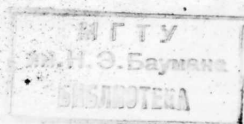
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА ТЯЖЕЛЫХ ТОКАРНЫХ
СТАНКОВ МЕТОДАМИ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ ДИАГНОСТИКИ

- 05.03.01 - "Процессы механической и физико-технической
обработки, станки и инструменты"
- 01.02.06 - "Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры"

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени доктора
технических наук

Москва - 1990



Зел

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1497503

Зелин В.П. Совершенствование

M 497503

Работа выполнена в Краматорском индустриальном институте

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,
профессор Подураев В.Н.

доктор технических наук,
профессор Нахапетян Е.Г.

доктор технических наук,
профессор Заковоротный В.Л.

Ведущее предприятие:

Специальное конструкторское бюро
автоматических линий, г.Краснодар

Защита состоится "23" 01 1991 г. в 14³⁰ час. на
заседании специализированного совета Д 053.15.04 при Московском
государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана по
адресу: г.Москва, 2-я Бауманская, д.5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ
им. Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан "22" " 1990 г.

Нам отзыв на автореферат в одном экземпляре, заверенный
печатью, просим направлять по указанному адресу.

Ученый секретарь
специализированного совета



Усов Б.А.

Подписано к печати " " 199 г. Объем 2.0 п.л.
Заказ № Тираж 100 экз. Краматорская городская типография

Актуальность работы. Перед машиностроительным комплексом поставлена задача резкого повышения технико-экономического уровня выпускаемого оборудования и машин. Это предопределяет необходимость увеличения выпуска металлорежущих станков, а также повышения их технико-экономических показателей, прежде всего точности и технологической надежности.

Определяющее влияние на показатели технического уровня металлорежущих станков оказывают привода. Достижимый уровень качества приводов не обеспечивает выполнения предъявляемых к станкам повышенных требований по точности обработки и сохранения ее во время эксплуатации, что обуславливает необходимость разработки методов их совершенствования.

В связи с изложенным в масштабах народного хозяйства возникает крупная проблема совершенствования конструкции и повышения надежности металлорежущих станков на всех этапах жизненного цикла. Одним из путей ее решения является применение мощных методов технической диагностики. К важнейшим видам диагностики станков относится диагностика их динамического качества или виброакустическая диагностика. При этом оцениваются вибрации элементов, являющихся одним из основных факторов, определяющих точность, производительность, технологическую надежность станков.

Широкому внедрению методов и средств, в частности, виброакустического функционального диагностирования, ориентированных на применение в условиях производства препятствуют ряд факторов. Во-первых, недостаточно развита теория динамики станков при кинематическом возбуждении, в качестве источников которого выступают как дефекты изготовления и сборки, так и зарождающиеся дефекты; во-вторых, недостаточная контролепригодность станков, особенно тяжелых; в-третьих, отсутствие, применительно к станкам, методов идентификации зашумленных адитивными и мультипликативными помехами источников вибраций и шума, определяющих техническое состояние приводов; в-четвертых, отсутствие обобщенных методов технической диагностики, позволяющих обрабатывать диагностическую информацию различной физической природы.

Такое положение объясняется, в первую очередь, недостаточным развитием теории колебаний металлорежущих станков при кинематическом возбуждении и отсутствием средств виброакустиче -

ского функционального диагностирования, ориентированных на применение в условиях производства.

Диссертационная работа выполнена в соответствии с заданием 06.07 "Создать и ввести в эксплуатацию систему диагностики металлообрабатывающего оборудования с ЧПУ" научно-технической программы О.Ц.047, утвержденной Постановлением ГКНТ СССР, Президиума АН СССР, Госплана СССР от 30.12.1983 г. №766/164/333.

В этой связи возникает актуальная научная проблема, решаемая в диссертации: совершенствование качества станков на всех этапах жизненного цикла на базе методов функциональной диагностики.

Целью работы является дальнейшее развитие теории динамики металлорежущих станков и на ее базе разработка и внедрение методов и алгоритмов технической диагностики, ориентированной на совершенствование конструкций станков и повышение надежности металлорежущих станков на всех этапах жизненного цикла.

Анализ проблемы с позиций системного подхода позволяет представить достижение указанной цели как взаимосвязанное решение следующих задач:

- обобщение, с позиций информационного подхода, существующих функциональных моделей технического состояния, отражающих разнообразие и специфику диагностируемых подсистем металлорежущих станков;
- развитие теории динамики станков при стационарном и нестационарном кинематическом возбуждении;
- разработка методологии виброакустической диагностики на базе анализа нестационарных процессов для выявления как технологических, так и зарождающихся дефектов, ориентированной на применение в производственных условиях;
- разработка методов алгоритмов анализа и управления динамикой среды распространения вибросигналов;
- разработка методов оценки параметрической надежности металлорежущих станков на базе оценок виброакустической активности их механизмов;
- совершенствование конструкции станков на базе методов виброакустической диагностики;
- разработка методов прогнозирования параметрической надежности металлорежущих станков;

- разработка обобщенного подхода к обработке диагностической информации на базе концептуальных моделей.

Методы исследования. Основные научные и практические результаты получены путем теоретического обобщения современных достижений в области динамики станков, теории колебаний, технической диагностики, виброакустической функциональной диагностики.

Решение поставленных задач базировалось на использовании современных методов теории вероятностей, операционного исчисления тензорного анализа, случайных процессов, математической статистики, теории распознавания образов, математического аппарата теории графов, методов теории цифровой обработки сигналов, системного анализа и теории современного спектрально-временного анализа.

Научная новизна

1. Исследованы колебания шпиндельных узлов тяжелых токарных станков в процессе формообразования. Установлено, что 37+43% от общего уровня приходится на источники кинематического происхождения. В коробках скоростей - до 90%.
2. Разработана теория динамики станков для стационарного и нестационарного кинематического возбуждения.
3. Разработаны новые алгоритмы анализа динамических процессов в узлах приводов станков на базе представления цепных крутильно-колебательных схем цепными дробями. Для описания разветвленных цепных схем введено понятие разветвленных цепных дробей и разработана процедура их свертки.
4. Предложено использовать быстрые нестационарные процессы, возникающие в узлах станков при разгонах и торможениях приводов для идентификации источников вынужденных колебаний. Сформулированы теоретические положения и предложены алгоритмы разделения источников колебаний, подавления адитивных и мультипликативных помех, одно- и двухканальной идентификации случайных линейных вибропроцессов в узлах станков по одноканальным зашумленным коррелированным "цветным" шумом наблюдениям.
5. Сформулирован и разработан метод стабилизации траектории движения суппорта тяжелых станков на базе активных методов компенсации возмущений.

6. Установлено, что возбуждение корпуса коробок скоростей тяжелых станков осуществляется акустическим полем, возбуждаемым в зубчатых передачах. При скоростях привода 600 об/мин и выше выявлен эффект насыщения, когда уровень колебаний корпуса стабилизируется.
7. Выявлена полоса "прозрачности" динамической системы приводов для источников крутильных колебаний, которая для тяжелых токарных станков составляет 2-8 Гц, зубофрезерных и фрезерных 60+100 Гц. Полоса "прозрачности" существенно зависит от локализации источников.

А в т о р з а щ и щ а е т:

1. Методологию совершенствования металлорежущих станков по оценкам виброакустической активности их элементов, полученных методами вибродиагностики.
2. Теоретические и экспериментальные результаты исследований динамики станков при стационарном и нестационарном кинематическом возбуждении.
3. Методологию виброакустической диагностики механизмов металлорежущих станков в нестационарных режимах функционирования.

П р а к т и ч е с к а я ц е н н о с т ь. Разработанные новые методы анализа и синтеза динамики приводов, новые методы виброакустической диагностики, базирующие на теоретических результатах анализа динамики станков при стационарных и нестационарных кинематических воздействиях позволили проводить оценку конструкции на всех стадиях жизненного цикла, качества изготовления, сборки и регулировки механизмов, идентификацию источников повышенной виброактивности. Полученная методами вибродиагностики информация об элементах и причинах, оказывающих основное влияние на изменение выходных параметров станков, позволила обоснованно принимать решения по совершенствованию приводов с целью повышения технического уровня и качества выпускаемых станков.

Использование обобщенной модели станка и обобщенной методики технической диагностики позволило разработать многофункциональное устройство, охватывающее все подсистемы станка, что позволило повысить надежность оборудования с ЧПУ, находящегося в эксплуатации на машиностроительных и станкостроительных заводах, разработать систему технической диагностики для уникального оборудования.

Реализация результатов работы. Результаты исследований в виде рекомендаций по совершенствованию приводов использованы на КСПО им.В.Я.Чубаря при разработке и выпуске станков новых гамм 1А6..., 1К6..., КМ9340М, КМ18..., на заводе "Комсомолец" при выпуске станков 5К32, 5К324, 5М324.

Результаты исследований и диагностические устройства, позволившие повысить надежность станочного парка с ЧПУ внедрены на заводах: "Баррикады" (г.Волгоград), КСПО им.В.Я.Чубаря (г.Краматорск), ПО "НИИПТМаш" (г.Краматорск), ПО "Электрон - маш" (г.Киев).

Общий годовой экономический эффект от внедрения результатов работы составляет 500,0 тыс.руб.

Апро б а ц и я р а б о т ы. Основные результаты диссертации докладывались на: Всесоюзной научно-технической конференции "Жесткость машиностроительных конструкций" (г.Брянск, 1976 г.), Всесоюзной научно-технической конференции "Автоматизация машиностроения на базе станков с ЧПУ и ВТ" (г.Иваново, 1976 г.), Уральской зональной научно-технической конференции "Актуальные проблемы проектирования и эксплуатации металло-режущих станков и их комплексов" (г.Уфа, 1980 г.), Всесоюзной научно-технической конференции "Проблемы создания и эксплуатации гибких автоматизированных систем в машиностроении" (г.Вильнюс, 1984 г.), II Всесоюзной научно-технической конференции "Динамика станков", II Республиканской конференции по повышению надежности и долговечности машин и сооружений (г.Днепропетровск, 1985 г.), Всесоюзной научно-технической конференции "Повышение надежности и долговечности сельхозмашин" (г.Красноярск, 1985), Всесоюзной научно-технической конференции "Проблемы вибродиагностики машин и приборов" (г.Иваново, 1985 г.), VI Всесоюзной школе "Расчет и управление надежностью больших систем" (г.Тернополь, 1986 г.), Всесоюзной научно-технической конференции "Прогрессивные технологические процессы, механизация и автоматизация ручных и трудоемких работ" (г.Устинов, 1986 г.), Всесоюзной научно-технической конференции "Новые методы вибродиагностики технического состояния машин" (г.Каунас, 1986 г.), Всесоюзной научно-технической конференции "Разработка и внедрение АСУ ТП в прокатном производстве" (г.Кривой Рог, 1987 г.), Республиканской научно-технической конференции "Проблемы прочности, надежности, металлоемкости зубчатых передач и редукторов (г.Севастополь, 1986, 1988 г.),

III Республиканской конференции "Повышение надежности и долговечности машин и сооружений" (г.Запорожье, 1988г.), Республиканской научно-технической конференции "Обеспечение надежности и долговечности зубчатых передач на стадии проектирования и изготовления" (г.Харьков, 1986 г.), III Всесоюзной научно-технической конференции "Динамика станочных систем гибких автоматизированных производств" (г.Тольятти, 1988 г.), Республиканской научно-технической конференции "Методологические проблемы автоматизированного проектирования и исследования систем" (г.Севастополь, 1987 г.), Всесоюзной научно-технической конференции "Методы и средства виброакустической диагностики машин" (г.Ивано-Франковск, 1988 г.), Всесоюзной научно-технической конференции "Микропроцессорные системы" (г.Челябинск, 1988 г.), Всесоюзной научно-технической конференции "Автоматизация средств технологического оснащения в машиностроении и приборостроении" (г.Рига, 1988 г.).

П у б л и к а ц и и. По материалам диссертации опубликовано более 60 печатных работ и 10 НИР.

Ст р у к т у р а и о б ъ е м р а б о т ы. Диссертационная работа изложена на 297 страницах машинописного текста, иллюстрируется таблицами и рисунками на 149 страницах и состоит из введения, пяти глав и заключения, списка литературы из 303 наименований и 7 приложений.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В в е д е н и е. Приводится обоснование актуальности работы, в котором показано, что современные требования к технико-экономическому уровню и качеству металлорежущих станков порождают проблему совершенствования их конструкций, повышение качества изготовления и повышения их надежности на всех этапах жизненного цикла на базе новых методов технической диагностики. Целью исследования является решение данной проблемы путем теоретического обобщения современных достижений в области динамики станков, теории колебаний, виброакустического функционального диагностирования объектов и проведение комплекса теоретических и экспериментальных исследований задач решаемой проблемы.

Приводятся основные научные положения, выносимые на защиту.

1. Анализ процессов в узлах и элементах подсистем металло-режущих станков и методов их исследования

В этой главе основное внимание, кроме анализа методов технической диагностики, уделено анализу процессов в подшипниках, зубчатых зацеплениях станков, машин, механизмов при переменной частоте вращения как источников вибраций и шума, анализу корректности математического аппарата для выделения оценок процессов при "медленных" нестационарностях, новому подходу к анализу "быстрых" нестационарностей путем использования специальных стационарных и нестационарных четырехмерных (тетрадных) пространств-времени развитых в теории относительности и астрофизике. Основными выходными параметрами станка, как элемента технологической системы, приняты характеристики точности осуществления заданных движений узлов, несущих инструмент и заготовку. Динамическое качество приводов при этом приобретает первостепенное значение.

К числу эффективных средств оценки технического состояния механизмов приводов, выявления основных причин, снижающих основные показатели технического уровня и качества станков, машин и механизмов относятся методы технической диагностики стационарных динамических систем, развитые в работах В.А.Авакяна, М.О.Генкина, С.А.Добрынина, В.Л.Заковоротного, Е.Г.Нахапетяна, А.С.Проникова, В.А.Пономарева, А.К.Явленского, К.Н.Явленского и др.

Как показано в работах В.Л.Вейца, В.В.Каминской, А.И.Каширина, С.С.Кедрова, В.А.Кудинова, Е.Г.Нахапетяна, А.С.Проникова, В.Э.Пуша, Д.Н.Решетова, А.П.Соколовского, М.Я.Эльясберга и др. вибрации станков относятся к числу важнейших факторов, определяющих точность, производительность, надежность.

Виброакустическая активность узлов и механизмов рассматривается как критерий оценки конструктивных решений, качества изготовления, сборки и регулировки узлов, принятия решений по достижению требуемого технического уровня выпускаемых станков, а также в качестве интегральной оценки при формировании оценки параметрической надежности узлов и станков в целом.

Анализ работ по технической диагностике позволил выделить четыре направления:

Таблица

Выходные параметры тяжелых токарных станков

Узел	Положение опорных точек	Выходной параметр	Характеристика параметра траектории	Отклонение геометрич. параметров	Класс точности станков			Коэффициент надежности	
					Н	П	И	Н	П
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Суп-порт	Совпадает с вершиной резца	$X_1 = x_p$ $X_2 = \Delta x$ $X_3 = \Delta z$	Размах траектории	Точность радиального размера	16/40 L=300мм	10/25 L=300мм	8/2,2 L=300мм	2/1,8 L=300мм	1,25/1,16 L=300мм
		$X_4 = tg \beta$ $X_5 = tg \alpha_{max} = \left \frac{dx}{dz} \right _{max}$	Координата конца траектории Средний наклон траектории Наибольший наклон траектории	Точность осевого размера Конусообразность Бочкообразность	- 0,035 -	55,0 0,19 0,89	77 0,022 0,10	- 1,6 -	0,7 0,9 2,9
Шпиндель	Координаты характеристического вектора	$X_6 = C_{0a}$	Среднее значение координаты	Точность радиальных размеров	16/30 L=300мм	10/18 L=300мм	10/18 L=300мм	1,6/1,6 L=300мм	1,0/1,0
		$X_7 = C_{1a}$	Эксцентриситет вращения	Точность расположения	50	31	50	1,0	0,6
		$X_8 = C_{2a}$		Поверхность	16	10	10	1,6	1,0
		$X_9 = C_{3a}$		Овальность	-	-	-	-	-
		$X_{10} = C_{4a}$	Трехгранность	Трехгранность	-	-	-	-	-
		$X_{11} = C_{5a}$		Шероховатость	80	50	80	1,0	0,6
		$X_{12} = C_{0g}$		Отклонение от перпендикулярности торца	-	-	-	-	-
		$X_{13} = C_{1g}$		Отклонение от плоскости торца	-	-	-	-	-

1 - теоретические работы, большинство которых посвящено построению и анализу функциональных и структурных схем, построению математической модели объекта и программы проверки, выбору диагностических признаков и контрольных точек, оптимизации процедур поиска и локализации неисправностей, прогнозированию состояний диагностируемых объектов;

2 - экспериментальные работы;

3 - работы в области создания специальных средств технической диагностики;

4 - работы, описывающие практику организации применения методов технической диагностики при производстве и эксплуатации технологического оборудования.

В теоретических исследованиях, в частности, проявляются две тенденции. Часть работ рассматривает главным образом вопросы определения параметров, характеризующих работоспособность систем, машин, механизмов, критерии поиска дефекта, методы прогнозирования, тем самым приблизив диагностику к решению задач в условиях конкретных ограничений. Вторая тенденция заключается в создании и оценке эффективности формализованных методов определения и алгоритмизации процедур диагностирования.

Отличительной чертой этих работ является предположение о том, что исходные данные для диагностирования заданы. Особенностью экспериментальных работ является, как правило, диагностика отдельных элементов в рамках лабораторного эксперимента, что вызывается зачастую несовершенством методик и отсутствием аппаратной реализации средств диагностики, ориентированных на применение в цеховых условиях.

Выполненный анализ показал, что одним из методов, допускающих решения большинства сформулированных в диссертации задач, является метод виброакустической функциональной диагностики. Однако и ему присущ ряд недостатков, предопределяющих ограниченность использования для целей совершенствования станков, машин, механизмов, приводов, вызванных недостаточно разработанной теорией вынужденных колебаний динамической системы от кинематического возбуждения в качестве которого выступают источники вибрации и шума элементов и узлов механизмов функционального характера.

Существование тесной связи состояния элементов диагностируемого объекта с его конструкцией и условиями функционирования приводит к понятию характерного виброакустического сигнала,

для описания которого широко применяются частотные методы, частотные модели узлов механических систем (зубчатые зацепления, гибкие дисковые муфты, подшипника качения и скольжения, электрические и гидравлические машины и т.п.) связывают проявление того или иного дефекта с изменением энергетического спектра характерного виброакустического сигнала или (при наличии нелинейных эффектов) с энергетическим спектром его огибающей. При этом, как правило, частотная модель предсказывает частоты гармонических компонент проявления дефекта, но не дает количественной оценки связи амплитуд этих гармоник с уровнем дефекта. Анализ частотных моделей технического состояния различных узлов механических систем с позиций информационного подхода позволил автору сформулировать обобщенную виброакустическую модель технического состояния объектов диагностирования в виде суммы стационарного и нестационарного, дискретного, модулированного, периодического случайного процесса со скрытыми почти-периодичностями в стационарной и нестационарной составляющей. Формирование такой модели является крайне важным шагом, так как позволяет подойти к функциональной вибродиагностике машин и механизмов с единых позиций.

Автором предложено для анализа нестационарных процессов, порождающих с линейно изменяющейся частотой вибрации и шум, использовать специальные стационарные и нестационарные четырехмерные (тетрадные) пространства-время с переменной и постоянной метрикой:

$$ds^2 = (1 + \varepsilon * t)(dx^0)^2 + (dx^1)^2 + (dx^2)^2 + (dx^3)^2;$$

$$dx^2 = (dx^0)^2 + (1 + \varepsilon * t)^2(dx^1)^2 + (dx^2)^2 + (dx^3)^2;$$

$$ds^2 = (dx^0)^2 + (dx^1)^2 + (1 + \varepsilon * t)^2(dx^2)^2 + (dx^3)^2;$$

$$ds^2 = (dx^0)^2 + (dx^1)^2 + (dx^2)^2 + (1 + \varepsilon * t)(dx^3)^2;$$

$$ds^2 = (dx^0)^2 + (1 + \varepsilon * t)^2[(dx^1)^2 + (dx^2)^2 + (dx^3)^2];$$

$$dx^2 = (1 + \varepsilon * t)^2 \sum_{i=0}^3 (dx^i)^2;$$

где t - натуральное время для пространства с метрикой $dx = \sum_{i=0}^3 (dx^i)^2$, которое рассматривается в качестве базового; ε^* - параметр нестационарного процесса, характеризующий сжатие или растяжение пространства. В большинстве случаев в работе в качестве ε^* используется угловое ускорение привода. Впервые в практике анализа виброакустических сигналов механизмов станков рассматриваются пульсирующие евклидовы специальные пространства-время, в которых процессы стационарны.

В обоснование методологии вибродиагностики в нестационарных режимах автором сформулирован ряд теорем, две леммы о существовании указанных пространств, проведен анализ процессов в источниках вибрации и шума станков в нестационарных режимах. На основе проведенного анализа сформулированы цели и задачи диссертационной работы.

2. Динамика и управление виброактивностью нормальных форм при стационарном возбуждении

В данной главе изложены новые методы решения задач синтеза динамического качества механизмов и узлов приводов на стадии проектирования по отношению как к внешнему, так и кинематическому возбуждению, позволившие сформулировать новые принципы теории вынужденных колебаний динамических систем, в качестве обобщенной модели которых рассматриваются n -массовые цепные схемы как n -полосники, где n - число входов и выходов. Применительно к кинематическому возбуждению сформулирован принцип локальных резонансов (локальных мод), положенный в основу новой теории виброакустической диагностики нестационарных процессов.

Особенностью предложенных методов анализа и оптимизации динамических процессов в механических системах является новый подход к решению поставленных задач с позиции теории оптимальной фильтрации в линейных системах, исключающий понятие стоячих волн. Колебательная механическая система рассматривается как фильтр по отношению к внешнему и кинематическому возбуждению с передаточной функцией в частотной области

$$|K(j\omega)|^2 = \frac{G_{\text{вых}}(\omega)}{G_B(\omega) + G_K(\omega)} ;$$

где $G_{\text{вых}}(\omega) \leq A_{\text{доп}}(\omega)$ – энергетический спектр выходного сигнала с учетом ограничений; $A_{\text{доп}}(\omega), G_B(\omega)$ – энергетический спектр внешнего воздействия $G_K(\omega)$ – энергетический спектр кинематического воздействия.

В качестве математической модели колебательной системы приводов принята крутильно-колебательная цепная разветвленная многомассовая схема с локально сосредоточенными параметрами. В основу методики анализа положено описание цепных схем цепными дробями, отличными от описания Терских В.П., введено понятие разветвленных цепных дробей для описания разветвленных цепных схем, что позволило автору предложить компактные формулы для вычисления АЧХ, АФЧХ любого элемента цепной схемы без ограничения на ее конфигурацию и количество масс:

1. АФЧХ упругого момента в i -ой податливости

$$W_M^i(j\omega) = \left[\frac{1}{Z(j\omega)} - \frac{1}{Z(j\omega)} \right] Z_{i+1}(j\omega) .$$

2. АФЧХ амплитуды колебаний угловой скорости i -го элемента

$$W_\varphi^i(j\omega) = \left[\frac{1}{Z(j\omega)} - \frac{1}{Z_i(j\omega)} \right] \frac{Z_{i+1}(j\omega)}{Z_i^i(j\omega)} .$$

3. АФЧХ углов закручивания

$$W_\varphi^i(j\omega) = \frac{1}{j\omega} W_\varphi^i(j\omega) ,$$

что при количестве масс более 20+30 приближает ее к волновым – системам с распределенными параметрами. Введены понятия активных реактивных и полных сопротивлений цепных схем.

4. АФЧХ абсолютного колебания угловой скорости i -го момента инерции

$$W_\varphi^{i+1}(j\omega) = \frac{1}{Z(j\omega)} - \frac{1}{Z(j\omega)} .$$

5. Формы колебаний на резонансных частотах

$$W_M^i(\omega_p) = |W_M^i(j\omega_p)| ;$$

$$W_\varphi^i(\omega_p) = |W_\varphi^i(j\omega_p)| .$$

6. АФЧХ колебания угловой скорости i -го элемента, к которому приложено возбуждение

$$W_{\varphi}(j\omega) = \frac{1}{Z(j\omega)};$$

где i - индекс податливости цепной схемы; $Z(j\omega)$ импеданс цепной схемы привода; $Z_i(j\omega)$ - то же участка, заключенного между i -ой податливостью и выходом схемы; $Z_{iH}(j\omega)$ - то же, но участка схемы за i -ой податливостью; $Z'_i(j\omega)$ - импеданс податливости i -ого узла.

Полученные зависимости позволили сформулировать условие движения привода без раскрытия стыков (условие линейности привода при движении), имеющее принципиальное значение для методологии виброакустической диагностики.

Анализ динамики приводов большого количества станков (мод. 5Е32П, 5К32, 5М324, Е367, 1А660, 1А665, 1К670, 1К671, КЖ16Р2 и др.) позволили автору предложить классификацию их в зависимости от фильтрующих свойств по отношению к внешнему возбуждению.

Привод I типа: моделируется цепной многомассовой разветвленной схемой со соизмеримыми податливостями и моментами инерции. При внешнем возбуждении первая резонансная частота слабо выражена из-за значительного демпфирования, представлена по-следовательным резонансом. Последующие резонансы слабо демпфированы, представляют последовательные резонансы, в формировании которых задействовано небольшое количество элементов. К приводам I типа, в частности, относятся приводы фрезерных, сверлильных, расточных и др. станков. Характерным является отношение $\omega_{p1}; \omega_{p2}; \omega_{p3} = 1; 2; 3; 4 \dots$

Привод II типа: моделируется цепной многомассовой схемой, в которой податливости и моменты инерции начальных и замыкающих элементов на несколько порядков больше остальных. При внешнем возбуждении первая резонансная частота формируется по схеме последовательного резонанса, локализована на месте приложения возбуждения. Последующие резонансы отсутствуют. Характерно для приводов тяжелых станков.

Исследована динамика приводов I и II типа при кинематическом возбуждении, что позволило предложить новую интерпретацию как механизма формирования возбуждения, так и механизма возбуждения вынужденных колебаний. Проведенный анализ уравнений

Лагранжа показал, что разработанный подход не адекватный общепринятому. Установлены неизвестные ранее закономерности. Показано, что динамика системы существенно зависит от места приложения возмущения и комплексных сопротивлений механическим колебаниям участков системы, на которые делит ее точка приложения кинематического воздействия. Сформулирован принцип локального резонанса. Разработанная математическая модель кинематического возбуждения позволила решить ряд актуальных задач вибродиагностики: распространение вибросигналов по динамической системе, размещения датчиков первичной информации, тарировки виброакустических диагностических устройств.

Проведен теоретический анализ эффективности методов оптимизации при решении задач построения квазиоптимальных фильтров с заданными частотными характеристиками. Показано, что из числа известных методов наиболее эффективные - методы последовательно-параллельной коррекции. Приведены примеры реализаций.

Для стабилизации динамических характеристик приводов машин и механизмов предложено использовать "грубость" функции чувствительности характеристик к конечным вариациям параметров исследуемой системы.

Отмечается, что авторами целого ряда работ как у нас в стране, так и за рубежом интуитивно использованы некоторые свойства динамики машин при кинематическом возбуждении. Однако, лишь всестороннее исследование его свойств, выполненное автором, позволило не только обобщить полученные до сих пор результаты, но и получить существенно новые, отраженные в научных публикациях по теме диссертационной работы.

3. Динамика и управление виброактивностью нормальных форм при нестационарном возбуждении

Процесс совершенствования динамического качества тяжелых токарных станков на стадии изготовления в работе исследуется в двух направлениях:

- выявление условий функционирования узлов и механизмов станков, при которых выходные параметры станка не выходят за пределы допусков;

- выявление и идентификация источников вибраций и шумов, влияющих на выходные параметры станков.

Автором впервые были использованы для решения сформулированных в работе задач "быстрые" нестационарные процессы, представляющие сумму колебательных составляющих, определенные в работе как "скрытые периодичности", коррелированных с переменной частотой вращения приводов. Основное внимание уделено классу нестационарных процессов, вызываемых модуляцией угловой частоты.

Рассматриваются три варианта частотной модуляции
- циклическая ЧМ (ЦЧМ)

$$\omega(t) = \omega_0 + \frac{\Delta\omega}{\Omega} \sin(\Omega t + \varphi),$$

- линейная ЧМ (ЛЧМ)

$$\omega(t) = \omega_0 + \varepsilon t,$$

М 49767 М
- комбинированная модуляция: циклическая линейная частотная модуляция (ЦЛЧМ),
где $\omega(t)$ - частота вращения, $\Delta\omega$ - девиация частоты; ω_0 - начальная частота; φ - начальная фаза; ε - скорость изменения угловой частоты; Ω - модулирующая частота.

Показано, что:

- ЦЧМ колебания в механизмах образуются за счет циклического изменения параметров (преимущественно жесткости) элементов;
- ЛЧМ колебания образуются путем изменения угловой частоты вращения привода, которое достигается как управляющим воздействием, так и воздействием от технологического процесса.

В качестве математической модели металлорежущих станков в главе принята многоканальная многомассовая цепная крутильно-колебательная для приводов и поступательно-колебательная для несущих систем схема. В основу модели возбуждения положен принцип кинематического возбуждения последовательно соединенных динамических систем: несущая конструкция возбуждается виброполем источников через опоры валов с учетом передаточных функций динамической системы привода и акустическим полем источников путем параллельного воздействия на все входы динамической системы в целом.

В отличие от работ Льюиса Ф., Кац А.М., В.С.Пугачева исследован новый класс нестационарностей, для которых автокорреляционная функция на любом отрезке времени не выделяет составляющих. Получены аналитические зависимости отклика гармо-

нического осциллятора (локальной моды цепной схемы) на быстрые нестационарности в зависимости от скорости изменения их частоты. Определены условия отсутствия отклика осциллятора, на базе которых сформулированы условия работоспособности металлорежущих станков:

- частоты кинематического возбуждения не должны совпадать с частотами доминирующих слабодемпфированных локальных мод;
- скорость изменения частоты кинематического возбуждения должна превышать критическое значение, при котором отклик модальных форм не превысит допустимых значений.

Это позволило предложить методику выбора ускорений приводов станков.

Для решения задач виброакустического функционального диагностирования металлорежущих станков анализу подвергалась реакция динамической системы, получаемая на одном из ее информационных выходов. Ввиду сложности динамической системы правомерным явился системный подход, т.е. использование методологической концепции состояний. Под техническим состоянием $\bar{X}$ объекта диагностирования F понимается переменные состояния $\omega_i, i = \overline{1, N}$, которые отражают наиболее существенные стороны его функционирования

$$\bar{W} = [\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_N]^T, \bar{W} \in W, \quad (1)$$

где T - знак транспонирования, W - множество состояний системы.

Основная цель обработки виброакустического сигнала

$$\bar{X} = [x_1, x_2, \dots, x_N]^T, \bar{X} \in X,$$

полученного на одном из выходов динамической многоканальной системы при решении задач виброакустического функционального диагностирования есть отыскание такого его представления

$$\bar{Y} = [y_1, y_2, \dots, y_N]^T, \bar{Y} \in Y,$$

которое позволяет количественно оценивать состояние объекта $F(X, Y)$ - пространства исходных виброакустических сигналов и их представление.

В работе задача сведена в отличие от известных к нахождению отображения $R: X \Rightarrow Y$ для которого

$$S: A \times C \times W \Rightarrow Y$$

и

где

$$R = PQVJ\psi,$$

$$P: X \Rightarrow X_1, QX_1 \Rightarrow X_2, VX_2 \Rightarrow X_3;$$

$$\psi X_4 \Rightarrow Y, JX_3 \Rightarrow X_4,$$

где C - множество векторов рабочих воздействий на диагностируемый объект F ; A - множество векторов конструктивных параметров диагностируемого объекта F ; X_1, X_2, X_3, X_4 - множество векторов описания виброакустического сигнала в заданных пространствах; P, Q, V, J - отображения, определяющие описания виброакустического сигнала; ψ - отображение, определяющее представление виброакустического сигнала.

Смысл представления R как составного заключается в том, чтобы разделить операции собственно обработки в различных пространствах и классификации состояния.

В качестве модели процесса в работе рассматривается модулированный случайный процесс со скрытыми периодичностями:

$$W(t) = R(t) + M(t) + N(t) + H(t),$$

где

$$R(t) = \sum R_i(t); R_i(t) = \sum_k A_{ki}(t) \exp(-j\omega_{oi} \kappa t);$$

$$A_{ki}(t) = \int_0^T x_i(T-t) h_i(t) dt;$$

$$M(t) = \sum \sum \{ [1 + m_{ij} R_i(t)] S_j(t) \};$$

$$S_j(t) = \sum B_{nj}(t) \exp(-j\omega_{oj} n t);$$

$$B_{nj}(t) = \int_0^T x_i(T-t) h_j(t) dt;$$

$$N(t) = K(t) + L(t) + P(t);$$

$$K(t) = \sum K_e[\omega_o(t), t];$$

$$K_e[\omega_o(t), t] = \sum_k A_{ke} \exp[-j\omega_{oe}(t) \kappa t],$$

- m_j - индекс амплитудной модуляции;
 β_{ej} - индекс частотной модуляции;
 $N(t)$ - стационарный эргодический процесс с нормальной функцией распределения;
 h_i - импульсная переходная функция.

Каждая из составляющих стационарной части процесса $R_i(t), S_j(t)$, $i, j = 1, 2, \dots$ представляет собой периодический сигнал, а суммы в общем случае порождают не периодический, а почти периодический сигнал. Каждая из составляющих нестационарной части процесса $N(t)$ представляет частотно-модулированный сигнал, где модулирующей функцией является либо частота вращения валов $\omega(t) = \omega_0 + \varepsilon t$, где ω_0 - начальная частота, ε - угловое ускорение, либо параметры x_i . В первом случае сигнал линейно-частотно-модулирован (ЛЧМ), во-втором, циклически-частотно-модулирован (ЦЧМ), особенностью ЧМ сигналом является наличие переменных составляющих, несущих информацию. Сигнал вида (2) в теории спектрально-временного анализа практически не рассматривается, в связи с чем, выделение диагностической информации с ЧМ сигналов в вибродиагностике не применялся.

Впервые для перехода к новому пространству-времени, т.е. стационаризации процесса, предложен способ, заключающийся в переменной частоте квантования исходного сигнала, что соответствует отображению Q в выражении (3). Введено понятие кусочно-линейного Q применительно к приводам подач металло-режущих станков. В общем случае вектор описания виброакустического сигнала в новом пространстве-времени имеет вид

$$X_2(t') = R(t') + M(t') + H(t') + N(t'). \quad (4)$$

Последующее отображение переводит процесс из временной области в частотную, J - соответствует формулированию вектора диагностических признаков. В выражении (4) только $N(t')$ после устранения тренда является стационарным сигналом. Поскольку вектор диагностических признаков в течении времени обработки не изменяется, то в работе показано, что он соответствует вектору диагностических признаков в реальном пространстве.

В работе задача выделения диагностических признаков сведена к задаче идентификации источников вибрации и шума, оценки которых коррелированы с множеством $\{\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_N\}$ параметров объекта. Разработанные методики идентификации линейных случай-

ных процессов электромеханических систем по одно- и двухканальным синхронным зашумленным наблюдениям с аддитивным и мультипликативным шумом реализованы как для приводов подач, так и для привода шпинделя и ориентированы на применение в цеховых условиях. Впервые решены задачи идентификации случайного процесса зашумленного "цветным" шумом, разделения источников вибрации, выделения скрытых периодичностей из быстрых нестационарностей. Для целей получения оценок параметрической (технологической) надежности предложена методика идентификации по двухканальным не синхронным зашумленным цветным шумом наблюдения, позволяющая получать количественные оценки параметров подшипников, зубчатых передач, муфт и других элементов.

Проведен анализ колебаний в зоне формообразования при токарной обработке. Показано, что записанные на обработанной поверхности детали колебания являются частотно-модулированными, относящиеся к классу ЦЧМ. Описан механизм их формирования и выявлены условия, влияющие на их информативность в диагностических целях. Предложена методика выделения диагностических признаков, разделения источников вибраций и методика их использования в технической диагностике.

Показана принципиальная возможность применения разработанной автором методологии диагностики машин и механизмов в нестационарных режимах к манипуляторам, правильным машинам и другому оборудованию. Сформулирован класс задач, решаемых разработанными методиками.

4. Методы выделения и анализа диагностических признаков

Современные технические системы станков, выступающие в качестве объектов диагностики, отличаются высокой сложностью структуры, наличием большого количества обратных связей и вероятностным характером воздействия внешних факторов. Функциональные элементы различаются принципом действия, интенсивностью и видом энергетических процессов. Для их описания в задачах технической диагностики используется различный математический аппарат.

Для построения обобщенной модели предметной области, более общей по отношению к элементам, подсистемам станков, ГАП, используются алгебраические модели, когда состояние объекта пред-

ставляется множествами, элементами которых являются кортежи значений диагностических признаков. Формальное описание системы диагностирования в форме алгебраической модели получено в виде

$$\Sigma = \langle X \cup A, C, \Phi, \Gamma \rangle,$$

где X - множество функциональных элементов объекта диагностирования (подсистем, агрегаты, узлы и др.); C - множество каналов связи между элементами множества X ; Φ - множество в Σ как подрешетка дистрибутивной решетки $U(X, C) = \{\varphi | \varphi: X^2 \rightarrow C\}$, Γ - множество задач, решаемых моделируемой системой.

На множествах определены алгебраические операции, позволявшие вести поиск диагностической информации, ее корректировку и пополнение в ходе эксплуатаций. Для хранения и обработки X, C, Φ, Γ использована реляционная база данных.

Для формирования множества X применительно к металлорежущим станкам, станочным модулям, машинам и механизмам различного назначения последние представляются механической подсистемой, подсистемой приводов, подсистемой управления, отличающиеся по способам сбора и первичной обработки диагностической информации. Показано, что общим для всех подсистем является представление информации в сжатом виде в форме сигнатур.

В механической подсистеме для выделения сигнатур, в качестве которых выступают функции спектральных плотностей вибраций и шума, использован спектрально-корреляционный анализ информации поступающей с датчиков первичной информации. Для их размещения на диагностируемом объекте разработана стратегия, базирующаяся на результатах разделов 1, 2, 3. Показано, что стратегия размещения датчиков различна для станков с приводами I и II типов.

Для первичной обработки информации предложен ряд способов и устройств для их реализации, защищенных авторскими свидетельствами. Впервые предложен новый класс диагностических устройств на базе анализа нестационарных процессов в узлах машин и механизмов, позволяющие получать как с датчиков, так и с поверхности обработанных деталей диагностическую информацию о

о состоянии зубчатых передач, подшипников, шпинделей, коробок скоростей, приводов. Для возбуждения нормальных форм колебаний сложных конструкций, корпусов коробок скоростей, редукторов с целью идентификации их динамических характеристик и локализации источников шума и вибрации предложено акустическое устройство и методика его применения. Для возбуждения динамической системы тяжелых токарных станков предложен иммитатор процесса резания, выполненный на базе специального гидравлического устройства. Предложенные методики существенно расширили функциональные возможности виброакустической диагностики.

Используя "разгон-торможения" и способ идентификации по двухканальным зашумленным не синхронным наблюдениям предложен эффективный способ тарирования диагностических виброакустических устройств, что позволило решить проблему количественных оценок диагностических признаков, расширить функциональные возможности виброакустического метода, реализовать на практике идеи теории технологической надежности, разработанные А.С.Прониковым.

О качестве функционирования приводов станков, ГП модулей предлагается судить не только по реакции на регулярное воздействие, но и по оценкам точности и качеству обработанных поверхностей. Для таких оценок наиболее информативными диагностическими признаками являются оценки энергетического спектра колебаний привода, представленного стохастической моделью. Разработана методика и процедура диагностики.

В системах управления множество X формируется путем определения сигнатур в информационных каналах с помощью сигнатурного анализатора. Предложено конструктивное решение переносного малогабаритного анализатора и разработана методика его применения.

Диагностическое устройство, реализующее модель Σ , выполнено на базе серийно выпускаемых приборов и микро-ЭВМ и внедрено в различной конфигурации на КСПО им.В.Я.Чубаря, НПО "Электронмаш", НПО НИИТТМаш и других предприятиях.

Применение серийных комплектующих изделий позволяет тиражировать указанные устройства силами специалистов машиностроения.

5. Экспериментальные исследования по теме диссертации и результаты внедрения

Современное развитие машиностроения, связанное с интенсификацией рабочих процессов при одновременном повышении надеж-

ности и стремлении создать машины с оптимальными выходными параметрами в кратчайшие сроки и минимальными трудовыми затратами требует новых подходов при их разработке, производстве и эксплуатации.

Применительно к металлорежущим станкам таким подходом явилось использование методов технической диагностики для формирования количественных оценок как конструктивных, так и технологических решений при создании тяжелых токарных станков новой гаммы 1А6..., 1К6..., станков мод. КЖ9340М и др. В качестве выходных параметров (см. таблицу) приняты траектории движения опорных точек суппорта, координаты характеристического вектора шпинделя и задней бабки, влияющие на показатели точности, надежности производительности (см. таблицу).

На стадии проектирования проведены исследования динамического качества приводов подач. Рассматривалось несколько вариантов привода продольной подачи: шариковый винт - гайка, реечная передача с косозубым колесом и реечная передача с червячным колесом с установкой электродвигателя на суппорте, гидростатическая реечная передача с червячным колесом с установкой гидростанции на суппорте и вне его при длине станины до 15 м. Была рекомендована передача рейка - прямозубое колесо.

Проведен динамический расчет методами гл. 2, определены ожидаемые АЧХ для различных схем возбуждений. Для повышения резонансной частоты привода выполнены оптимизационные процедуры приведенные в гл. 2, не давшие положительного результата. Для виброзащиты зоны формообразования предложены активные методы и устройства.

На стадии изготовления использованы методы виброакустической диагностики динамического качества, дополненные разработанными в гл. 3 и гл. 4, позволившие оценить динамическое качество как станка в целом, так и отдельных его механизмов.

Исследована виброактивность приводов подач и главного движения станков мод. 1А660Ф2, 1А665Ф2, 1К670Ф2 как на холостом ходу, так и под нагрузкой процессом резания. Экспериментально установлено, что наибольший вклад в общее виброакустическое поле передней бабки вносят приводной электродвигатель и кинематические пары привода III ступени частоты вращения шпинделя. Выявлены причины повышенной виброактивности электродвигателя. Предложено использовать двигатели с динамически отбалансированными якорями.

Показано, что вынужденные колебания составляют 51-62% общего уровня вибрации шпиндельного узла (большая величина относится к случаю нагружения станка процессом резания при получистовом точении стали 45 резцами с пластинами твердого сплава Т15К6 меньшая - холостой ход). Из них 37+43% приходится на источники кинематического возбуждения. Предложено использовать минимум величины амплитуды вынужденных колебаний шпиндельного узла от внешних источников как критерий оценки конструкции и технического использования приводов главного движения.

Применение раздельного привода в станках мод. ИК671Ф2 позволило уменьшить вибрации в 1,65 раза, что дало снижение шероховатости с $R_a = 2,5$ мкм до $R_a = 1,6$ мкм, повышение виброустойчивости.

Применение сварных коробок скоростей станков моделей ИК671Ф2 наряду с улучшением технологичности изготовления вызвало повышение шума. Исследование различных видов вибропоглощения для снижения виброактивности оказалось недостаточно эффективным. Выполненные исследования в цеховых условиях позволили рекомендовать в замен сварной литую коробку из чугуна Сч20, что позволило снизить уровень вибраций на 8+12 дБ. Наибольшее снижение достигнуто на средних и высоких частотах. Исследовано влияние вибраций шпиндельного узла на точность обработки на тяжелых токарных станках. Выявлены основные источники и степень их влияния на качество деталей. Установлено, в частности, что устранение перекоса колец передних подшипников шпинделя привело к уменьшению отклонения от круглости в 1,43 раза.

Исследована связь точности формы обработанных поверхностей деталей, вибрации шпинделя и величины зазора - натяга в переднем шпиндельном подшипнике. Получены оценки оптимальных значений натяга.

Экспериментально установлено явление ограничения изменения амплитуды сигналов виброускорения и виброскорости, измеряемых на корпусе шпиндельной бабки, во время переходных режимов. Так при времени разгона ω_p привода станка мод. ИК671Ф2 до $\omega_a = 160$ об/мин, равном 7,2 с, время нарастания амплитуды виброускорения составляет 3,2 с, т.е. $0,44 \cdot t_p$. Результаты исследований позволили уточнить обобщенную модель динамических процессов в приводах станков.

Проведены исследования процедуры получения оценок спектральных функций вибросигналов в нестационарных режимах работы

привода, подтвердившие возможность эффективного выделения информации об источниках возбуждения колебаний в приводе на фоне помех различного рода. Наилучшими для анализа в смысле информативности и точности получаемых оценок виброактивности являются участки периодов разгона или торможения с установившимися значениями амплитуды измеряемых сигналов. Предложено условие выбора соотношения между угловым ускорением ε привода и шириной полосы пропускания для достижения требуемой точности диагностирования.

Исходя из обобщенной модели станочного модуля и задач его технической диагностики на базе системного анализа для стадии эксплуатации предложен ряд диагностических устройств, позволивших реализовать комплексный подход к решению проблемы повышения надежности станков с ЧПУ. Применение сигнатурных анализаторов в диагностических устройствах позволило повысить коэффициент использования металлорежущих станков с ЧПУ на 25%.

З а к л ю ч е н и е содержит основные результаты и выводы.

В п р и л о ж е н и и приводятся документы, подтверждающие эффективность внедрения и научно-практическую значимость результатов исследования.

О с н о в н ы е р е з у л ь т а т ы и в ы в о д ы. Современные и перспективные требования повышения технико-экономического уровня и качества металлорежущих станков порождают в масштабах народного хозяйства крупную научно-техническую проблему совершенствования конструкции станков и повышения надежности их на всех стадиях жизненного цикла на базе методов технической диагностики. Рассмотрение этой проблемы с позиций системного подхода позволяет провести теоретическое обобщение достижений в области технического диагностирования станков, а также сформулировать и решить совокупность задач в теории динамики станков, позволяющих разработать и внедрить методы, алгоритмы и средства, обладающие широкими функциональными возможностями и ориентированные на использование в цеховых условиях.

Для решения указанных задач проведен комплекс теоретических и экспериментальных исследований и получены следующие результаты:

1. Предложена методология совершенствования качества тяжелых станков на всех этапах жизненного цикла как совокупность новых методов и методик в области анализа и синтеза динамического качества приводов, новых методов технической диагностики.

2. Экспериментально установлено, что вынужденные колебания шпиндельного узла тяжелых токарных станков мод. 1А6..., 1К6..., 1М6... составляют 51-62% общего уровня вибраций. Из них 37+43% приходится на источники кинематического происхождения (вторая цифра относится к получистовому точению, первая - холостой ход).

3. Возбуждение колебаний конструкций тяжелых токарных станков осуществляется преимущественно акустическим полем, возникающим при соударении в зубчатых передачах и частично в подшипниках. Начиная с 600+700 об/мин приводов станков 1А6..., 1К6..., выявлен эффект насыщения акустического и вибрационного поля. Спектральный анализ колебаний на участке насыщения показал высокую информативность и повторяемость результатов.

4. Теоретически и экспериментально установлено, что динамические системы приводов обладают полосой "прозрачности" для крутильных колебаний, возбуждаемых источниками кинематического происхождения. Полоса "прозрачности" составляет 0,1+100 Гц в зависимости от места локализации источника вибрационной акустической активности. Показано, что полоса "прозрачности" несет информацию о количественных оценках кинематической погрешности источника.

5. Установлено, что в приводе шпинделя станков мод. 1А6..., 1К6..., 1М6... отсутствуют резонансные явления при кинематическом возбуждении.

6. Применение принципа стабилизации траектории движения суппорта на базе активных методов компенсации отклонений позволяет устранить влияние "наследственности", уменьшить некруглость на 70+90%, шероховатость в 1,5+2 раза.

7. Разработана методология виброакустической диагностики сложных механических систем металлорежущих станков на базе анализа быстрых нестационарных процессов, содержащая следующие этапы:

- анализ порождающих нестационарные процессы факторов, выявление принципиальной возможности стационаризации процессов;
- выбор параметров 4-х мерного пространства-времени. Оценка коэффициента изоморфизма, связывающие оценки процесса в реальном и выбранном пространстве;
- переход к новому четырехмерному пространству-времени, в котором процесс, по крайней мере, квазистационарен;
- выделение диагностических признаков в новом пространстве-времени;
- перевод оценок диагностических признаков в реальное пространство-время.

8. Впервые для перехода к новому нестационарному четырехмерному пространству времени использована переменная частота квантования, пропорциональная частота вращения валов роторных механизмов (а.с. №1359696 СССР).

9. Предложены эффективные методы разделения источников вибраций и шума в механизмах машин, в которых кинематическое возбуждение порождается вращающимися элементами.

10. Проведен анализ вибрологических процессов в зоне формообразования токарных станков, выявлены причины амплитудной и частотной модуляции колебаний, "записанных" на поверхности обработанной детали, предложены способы разделения источников вибрации: выделение крутильных колебаний приводов подач, шпинделя, поступательных колебаний суппорта, шпинделя.

11. Исследована эффективность выделения диагностической информации, содержащейся в колебательных процессах в приводах станков. Получены зависимости степени снижения амплитуды колебаний на собственных частотах привода от величины его углового ускорения.

12. Предложен на базе концептуальных моделей подсистем станков обобщенный метод технической диагностики металлорежущих станков.

13. Предложенные методы диагностики реализованы на приборах отечественного производства и допускают широкое тиражирование в условиях машиностроения.

Применение результатов исследований позволило повысить качество, надежность, сократить сроки испытаний и доводки станков новой гаммы 1А6..., 1К6...

Проведенные исследования и полученные результаты являются определенным вкладом в общую теорию колебаний и динамику станков, представляют основу нового научного направления: вибро -

акустическая диагностика металлорежущих станков в нестационарных режимах, вызванных кинематическим возбуждением, позволившее разработать и внедрить эффективные методы анализа и управления виброактивностью элементов и узлов металлорежущих станков, новые методы диагностики, ориентированные на применение в производственных условиях.

Таким образом, цель данной работы достигнута. В заключение необходимо отметить, что полученные в диссертационной работе результаты могут найти самое широкое применение в прокатном производстве, на транспорте, в сфере ремонта сельхозмашин и в других областях народного хозяйства.

Годовой экономический эффект от внедрения результатов работы составил 500,0 тыс.руб. Акты внедрения приведены в приложении.

Основные результаты диссертации отражены в следующих работах:

1. Зелик В.П., Мещеряков Г.Н., Догода М.И. Особенности динамики привода зубофрезерных станков // Металлорежущие станки. -К.: Техника, 1974. -#2, -С.133-137.
2. Зелик В.П., Мещеряков Г.Н. Инженерный метод расчета динамических характеристик привода станков //Металлорежущие станки. -К.: Техника, 1975. -#3. -С.27-33.
3. Зелик В.П., Догода М.И. Влияние дифференциального устройства для выбора зазора в шпиндельной передаче зубофрезерного станка на динамические характеристики привода // Металлорежущие станки. -К.: Техника, 1975. -#3. -С.34-40.
4. Зелик В.П., Шрам Е.В. Распространение вибросигналов в сложной динамической системе // Известия вузов. Машиностроение, 1988. VII.-С.19-24.
5. Зелик В.П., Астапенко А.И., Пищулина Е.В. Методика анализа временных рядов в задачах технической диагностики // Динамика станков. -Тез.докл.Всесоюз.конф. -Куйбышев. -1984. -С.73-74.
6. Зелик В.П., Пищулина Е.В., Астапенко А.И. Оптимизация динамических параметров приводов подач тяжелых токарных станков с ЧПУ // Динамика станков. -Тез.докл.Всесоюз.конф. -Куйбышев, 1984. -С.74.
7. Зелик В.П. О сглаживании влияния локальных нестационарностей в задачах виброакустической диагностики с разделением вибрации и шума // Прикладная механика, -1987, т.23. #4. -С.126-128.

8. Зелик В.П., Максимов М.А., Астапенко А.И. Прогнозирование технического состояния ГП-модуля // Проблемы создания и эксплуатации гибких автоматизированных систем в машиностроении: Тез.докл. Всесоюз. конф. -Вильнюс, 1984. -С.124-125.
9. Зелик В.П. Комплексная диагностика станочного модуля ГПС // Проблемы вибродиагностики машин и приборов: Тез.докл. Всесоюз. конф. -Иваново, 1985. -С.105-106.
10. Зелик В.П., Максимов М.А., Астапенко А.И. Виброакустическая диагностика редукторов в условиях высокого уровня помех // Проблемы вибродиагностики машин и приборов: Тез.докл. Всесоюз. конф. -Иваново, 1985. -С.107.
11. Зелик В.П., Пищулина Е.В., Максимов М.А., Астапенко А.И. Выбор и стратегия размещения первичных преобразователей информации при вибродиагностике редукторов // Проблемы вибродиагностики машин и приборов: Тез.докл. Всесоюз. конф. -Иваново, 1985. -С.108.
12. Зелик В.П., Пищулина Е.В. Виброактивность редукторов приводов с оптимизированными характеристиками // Проблемы вибродиагностики машин и приборов: Тез.докл. Всесоюз. конф. -Иваново, 1985. -С.185.
13. Зелик В.П., Колебания в зоне резания и шероховатость поверхности // Известия вузов. Машиностроение, 1986. №12. -С.98-101.
14. Зелик В.П., Максимов М.А. Диагностика и прогнозирование технического состояния приводов ГП-модулей // Известия вузов. Электромеханика, 1986. №8. -С.65-68.
15. Зелик В.П., Астапенко А.И., Шрам Е.В. К вопросу виброакустической диагностики несущих систем металлорежущих станков // Известия вузов. Машиностроение, 1986. №6. -С.158-159.
16. Зелик В.П., Астапенко А.И., Шрам Е.В., Максимов М.А. Агрегатированный цифровой комплекс для виброакустической диагностики металлорежущих станков // Вестник машиностроения, 1987. №5. -С.58-59.
17. Зелик В.П., Максимов М.А. Малогабаритное устройство для технической диагностики электронных систем управления // Станки и инструмент, 1987. №11. -С.37.
18. Зелик В.П. Методология виброакустической диагностики роторных машин и механизмов в нестационарных режимах функционирования // Новые методы вибродиагностики техниче -

кого состояния машин: Тез.докл. Всесоюз. семинара по теории машин и механизмов АН СССР. -Каунас, 1986. -С.65-67.

19. Зелик В.П., Астапенко А.И., Максимов М.А., Шрам Е.В. //Виброакустическая диагностика тяжелых металлорежущих станков: Тез.докл. Всесоюз. семинара по теории машин и механизмов АН СССР. -Каунас, 1985. -С.66-67.
20. Зелик В.П., Шрам Е.В. Распространение вибросигналов в сложной динамической системе // Новые методы вибродиагностики технического состояния машин: Тез.докл. Всесоюз. семинара по теории машин и механизмов АН СССР. -Каунас, 1986. -С.67-68.
21. Зелик В.П., Оценка собственных частот приводов подач //Известия вузов. Машиностроение, 1988. №4. -С.140-142.
22. Зелик В.П. Учет влияния нестационарных процессов в роторных машинах и механизмах на оценки диагностируемых параметров // Известия вузов. Машиностроение. 1988. №1. -С.39-41.
23. Зелик В.П., Максимов М.А. Алгебраическая обобщенная модель станочного модуля как объекта технической диагностики // Динамика станочных систем гибких автоматизированных производств: Тез.докл. -Тольятти, 1988. -С.216-217.
24. Зелик В.П. Методы виброакустической диагностики механизмов ГПС в нестационарных режимах // Динамика станочных систем гибких автоматизированных производств: Тез.докл. -Тольятти, 1988. -С.261-263.
25. Зелик В.П., Геличенко А.В., Шрам Е.В. Методика расчета динамических характеристик приводов станков со сложными кинематическими схемами // Известия вузов. Машиностроение, 1988. №7. -С.124-127.
26. Максимов М.А., Зелик В.П. Концептуальные модели сложных механических систем в устройствах виброакустической диагностики // Методы и средства виброакустической диагностики машин: Тез.докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. -Ивано-Франковск, 1988. -С.22-24.
27. Зелик В.П. Методология виброакустической диагностики машин на базе нестационарных процессов // Методы и средства виброакустической диагностики машин: Тез.докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. -Ивано-Франковск, 1988. -С.154-156.
28. Зелик В.П. Способ виброакустической диагностики зубчатых передач // Методы и средства виброакустической диагностики

- ки машин: Тез.докл.Всесоюз.науч.-техн.конф. -Ивано-Франковск, 1988. -С.157-158.
29. Рузанов Д.Н., Зелик В.П., Астапенко А.И. Оценка параметрической надежности машин и механизмов по оценкам их виброакустической активности // Методы и средства виброакустической диагностики машин: Тез.докл.Всесоюз.науч.-техн.конф. -Ивано-Франковск, 1988. -С.184-185.
30. Шрам Е.В., Зелик В.П. Кинематическое возбуждение сложной механической системы и стратегия размещения датчиков вибраций // Методы и средства виброакустической диагностики машин: Тез.докл.Всесоюз.науч.-техн.конф. -Ивано-Франковск, 1988. -С.199-201.
31. А.с. 1271715 СССР, МКИ³ В23 015/00. Устройство для контроля технического состояния станков /Д.Н.Рузанов, В.П.Зелик, А.И.Астапенко, М.А.Максимов // Открытия. Изобретения, 1986. №43. -72 с.
32. А.с.1196150 СССР, МКИ³ В23 В 25/06. Устройство для имитации процесса резания / В.П.Зелик, Е.В.Шрам, Д.Н.Рузанов, М.А.Максимов, А.И.Астапенко // Открытия. Изобретения. 1985. №45. -С.47.
33. А.с.1295263 СССР, МКИ³ С 01М15/00. Способ виброакустической диагностики машин и их узлов / В.П.Зелик, А.И.Астапенко, М.А.Максимов. -3812740/24-26; Заявлено 10.11.84; Опубл. 07.03.87. Бюл.№9 // Открытия. Изобретения. 1987. №9.-С.182.
34. А.с.1359695 СССР, МКИ³ С 01 М7/00. Способ виброакустической диагностики зубчатых передач /В.П.Зелик // Открытия. Изобретения. -1987. №9. -С.40.
35. А.с.1511613 СССР, МКИ³ С 01 С7/00. Способ виброакустической диагностики зубчатых передач /В.П.Зелик, Д.Н.Рузанов, А.И.Астапенко //Открытия. Изобретения. 1989. №36.-С.46.
36. Зелик В.П., Питулина Е.В., Астапенко А.И. Оптимизация динамических параметров приводов подач тяжелых токарных станков с ЧПУ // Динамика станков: Тез.докл.Всесоюз.науч.-техн. конф. -Куйбышев, 1984. -С.71.