

На правах рукописи
УДК 621.9-114,



УКРАЖЕНКО Константин Адамович

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДОВ
ПОВЫШЕНИЯ ЖЕСТКОСТИ И БЫСТРОСМЕННОСТИ
ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ СИСТЕМ МНОГОЦЕЛЕВЫХ СТАНКОВ**

Специальность 05.03.01 –
Технологии и оборудование механической
и физико-технической обработки

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва – 2007

Работа выполнена в МГТУ им. Н.Э.Баумана

Научный консультант:

Доктор технических наук, профессор
Древаль Алексей Евгеньевич (МГТУ им. Н.Э.Баумана)

Официальные оппоненты:

Заслуженный деятель науки и техники РФ, доктор технических наук,
профессор Гречишников Владимир Андреевич (МГТУ "Станкин")

доктор технических наук, профессор
Барзов Александр Александрович (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

доктор технических наук, профессор Волков Дмитрий Иванович
(Рыбинская государственная авиационно-технологическая академия)

Ведущее предприятие: ОАО "Автодизель" (Ярославский моторный завод)

Защита состоится «17» октября 2007 г. в 14³⁰ час.
на заседании диссертационного совета Д212.141.06 при Московском
государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу:
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5.

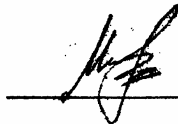
Ваш отзыв на автореферат в 1-м экземпляре, заверенный печатью, просим
направить по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Мс
государственного технического университета им. Н.Э. Баумана.

Телефон для справок 267-09-63.

Автореферат разослан «7» сентября 2007 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
д.т.н., доцент



Михайлов В.П.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1803597

Украинко К.А. Разработка



Актуальность темы. Экономический потенциал любой страны в значительной степени определяется техническим уровнем развития машиностроения, основой которого служит станкоинструментальная промышленность. Важнейшими показателями современного машиностроительного производства являются: качество, производительность, номенклатура и себестоимость выпускаемой продукции. Достичь заметных результатов по каждому из этих показателей невозможно без высокоточных, высокопроизводительных и гибких технологий в механообработке.

Создать такие технологии позволяют многоцелевые станки (МС), которые являются наиболее прогрессивным и перспективным металлорежущим оборудованием. В настоящее время происходит техническое перевооружение всех видов и типов механообрабатывающих производств на базе МС, а также проводится модернизация станков с числовым программным управлением (ЧПУ) на качественно новые многофункциональные станки типа "обрабатывающий центр". Требования по указанным показателям, в частности точности и производительности данного оборудования, постоянно и значительно повышаются. В свою очередь обработка на МС осуществляется в условиях гибкой и безлюдной технологии с использованием устройств автоматической смены инструмента (АСИ) и модульных инструментальных систем (МИС). Применяемые на МС инструментальные системы должны обладать высокой жесткостью, виброустойчивостью, быстросменностью. Особенно это важно при высокоскоростной и финишной лезвийной обработке, где скорость резания достигает 5 тыс. м/мин, а точность 6 квалитета.

Для повышения точности и скорости обработки на МС многие зарубежные и отечественные станкоинструментальные фирмы переходят на жесткие инструментальные соединения нового поколения с двумя базирующими поверхностями, которые обеспечивают существенное повышение жесткости инструментальных систем и стабильность показателей точности. Однако существующие технические решения по данной важной проблеме недостаточно исследованы и изучены, отсутствует теоретическая база, согласно которой можно было бы осуществлять проектирование современных инструментальных систем, в том числе систем АСИ, давать рекомендации по их изготовлению и эксплуатации.

Таким образом, повышение точности и производительности обработки на МС с помощью новой инструментальной техники с высокой жесткостью соединений — актуальное и экономически целесообразное научное и практическое направление представленной работы.

Цель и задачи работы. Целью работы является создание научных методов и технических решений для повышения жесткости и быстросменности инструментальных систем, как средства повышения точности и производительности обработки на многоцелевых станках.

Для достижения поставленной цели в работе решались следующие основные задачи:

1. Выполнить анализ существующих инструментальных систем по критериям жесткости и точности, обосновать необходимость перехода инструментальных соединений на соединения с двумя базирующими поверхностями.

2. Разработать научные основы методов повышения жесткости инструментальных соединений с двумя базирующими поверхностями типа “конус–торец”, обеспечивающих их высокие технико-экономические и эксплуатационные показатели.

3. Разработать новые способы и устройства, позволяющие управлять жесткостью и снизить влияние погрешностей изготовления конусных поверхностей на жесткость инструментальных соединений с двумя базирующими поверхностями. Создать математические модели для оптимизации их основных геометрических и силовых параметров.

4. Исследовать и выявить причины потери точности механизмов настройки регулируемого инструмента, используемого на МС. Разработать математические модели и технические решения для повышения стабильной точности и долговечности указанных механизмов.

5. Предложить систему оценки инструментальных наладок по критериям жесткости и геометрической точности для повышения надежности и эффективности выполнения технологических операций на МС.

6. Оценить влияние устройств АСИ на основные характеристики МС (мощность, время смены инструмента и другие) с учетом созданных конструкций соединительных устройств. Разработать рекомендации по снижению их негативного влияния на качество обработки.

7. Провести экспериментальную проверку соединительных устройств в лабораторных и производственных условиях для оценки адекватности созданных математических моделей.

8. Реализовать результаты работы путем создания новых инструментальных систем и их промышленного внедрения.

Методы исследований. Решение необходимых задач осуществлялось проведением теоретических и экспериментальных исследований, разработкой способов и изготовлением устройств для этих целей.

Теоретические исследования базировались на фундаментальных положениях теорий: упругости, контактной жесткости, прочности материалов, теории колебаний; применялись отдельные положения теории резания металлов, основ взаимозаменяемости, технологии машиностроения, теоретической механики, а также математического анализа, в частности, решения дифференциальных уравнений и численного интегрирования. Использовались современные программные средства вычислительной техники при моделировании инструментальных систем, обработке и анализе экспериментальных данных.

Экспериментальные исследования проводились на разработанных лабораторных установках по определению жесткости, нагрузочной способности соединений, частоты собственных колебаний инструментальных оправок, в зависимости от затяжной силы, точности и шероховатости сопрягаемых поверхностей. Использовались современные методы измерений, контрольно-регистрирующая аппаратура и приборы, к которым следует отнести: оптиметр и индикатор (ИИГМ) для измерения малых перемещений; прибор «TIMETR 200» для измерения шероховатости поверхности; динамометр «FS 401» для определения затяжных моментов и сил; акселерометр «ВИП АБ-311С» для измерения частоты колебаний и другие средства.

Достоверность результатов исследований подтверждена корректным использованием фундаментальных положений естественных и технических наук в теоретических разработках и удовлетворительными результатами сопоставления экспериментальных исследований с расчетными данными, а также производственными испытаниями разработанных инструментальных систем с последующим их внедрением.

Научная новизна.

1. В результате проведенных исследований установлено, что наибольшей жесткостью, виброустойчивостью и нагрузочной способностью обладают инструментальные соединения с одновременным базированием по двум поверхностям типа “конус-торец”, работающим в условиях нормальных и касательных деформаций, посредством создания согласованного упругого контактного взаимодействия базирующих поверхностей.

2. Научно обоснована и разработана модель распределения затяжных сил по базовым поверхностям соединений типа “конус-торец” для обеспечения их максимальной жесткости в радиальном и осевом направлениях. Предложена методика реализации разработанной модели.

3. Определены закономерности влияния основных погрешностей базирующих поверхностей на жесткость соединений с двумя базирующими поверхностями типа “конус-торец”. Доказана возможность повышения жесткости соединений снижением влияния погрешностей базирующего конического хвостовика, а также управления жесткостью путем базирования хвостовика на независимых самоустанавливающихся опорах по конической и цилиндрической поверхностям с регулируемой жесткостью.

4. Разработаны математические модели на основе методов расчета цилиндрических соединений с натягом и установленных зависимостей распределения затяжных сил на опоры с регулируемой жесткостью, для определения оптимальных геометрических и силовых параметров соединений “конус–цилиндр–торец”.

5. Вскрыты физические причины потери точности и долговечности резбовых механизмов размерной настройки инструмента в процессе настройки и обработки. Основной причиной потери точности и долговечности является отсутствие научно обоснованных величин натягов

в отдельных сопряжениях. Разработаны методики расчета натягов в сопряжениях с обоснованием технических решений по их обеспечению.

На защиту выносятся **новые научные результаты:**

1. Основные расчетно-теоретические положения и зависимости по определению, оценке и повышению жесткости инструментальных соединений, целостность которых представляют следующие взаимосвязанные ее компоненты:

- а) методика определения жесткости и оценки нагрузочной способности соединений с двумя и более базирующими поверхностями;
- б) методика по оптимизации распределения затяжных сил в базирующих поверхностях соединения и определения натягов для его реализации;
- в) методика определения влияния геометрических погрешностей соединений на их жесткость;
- г) классификация соединений с двумя базирующими поверхностями.

2. Обоснование способа повышения и управления жесткостью соединений типа «конус–цилиндр–торец».

3. Морфологический метод построения модульных инструментальных систем по заданным параметрам жесткости и точности.

4. Методика повышения точности и долговечности механизмов размерной настройки регулируемого инструмента.

5. Система аттестации инструментальных наладок для многоцелевых станков по критериям жесткости и геометрической точности соединений.

Практическая ценность работы:

1. Комплексно решена важная проблема по повышению точности и производительности МС путем разработки технических решений и методов повышения жесткости соединений технологической системы станок–инструмент–заготовка (СИЗ) и быстродействия устройств АСИ.

2. Разработаны принципиально новые соединения типа «конус-цилиндр-торец» для повышения и управления жесткостью инструментальных систем. Разработан оптимальный ряд типоразмеров соединительных элементов.

3. Создан расточной инструмент модульного типа с микрометрическим регулированием для финишной обработки с высокой размерной стабильностью и долговечностью.

4. Созданы высокоэффективные инструментальные системы для МС: модульная «Модуль Универсал», расточная «Микробор Универсал» и быстроперенастраиваемые многофункциональные инструментальные блоки для обработки взаимоточных поверхностей.

5. Проведена классификация инструмента для станков с ЧПУ по различным технико-технологическим признакам, с целью придания наглядности и определенности, а также мобильности и удобства для его выбора при создании инструментальных наладок.

6. Разработана методика оценки и выбора типа инструментальной системы для МС по критерию минимума затрат.

7. Разработана автоматизированная программа и исходная база данных для аттестации инструментальных наладок на стадии подготовки производства по показателям жесткости и точности, с целью исключения брака и аварийных ситуаций при обработке на МС.

8. Разработаны рекомендации по повышению быстродействия устройств АСИ, обеспечивающие снижение вспомогательного времени, в том числе, при несовмещенной работе их со станком и устранения негативного влияния данных устройств на качество обработки.

9. Создан новый вид высокопроизводительных манипуляторов смены инструмента параллельного действия и самозажимных захватов к ним.

Все созданные конструкции инструментальных систем и средств автоматической смены инструмента запатентованы и внедрены в производство.

Реализация работы. По результатам работы разработаны новые инструментальные системы: модульная «Модуль Универсал» и расточная «Микробор Универсал», отдельные инструментальные модули и блоки которых серийно изготавливаются и внедряются в производство, в основном для обработки точных поверхностей, включая отверстия.

Созданные инструментальные системы и методики внедрены на предприятиях различного профиля. Среди них:

- ОАО «ГАЗ», г. Нижний Новгород;
- ОАО «Автодизель» (Ярославский моторный завод);
- ЗАО «Раскат», завод дорожных машин, г. Рыбинск;
- ОАО «Тутаевский моторный завод», г. Тутаев;
- ОИЗ (Оршанский инструментальный завод);
- МОАЗ (Могилевский автомобильный завод);
- ОАО «Шинный завод», г. Ярославль и другие.

По материалам работы написаны монография и учебно-методические пособия с грифом УМО для технических Вузов.

Апробация работы. Материалы работы представлялись на двенадцати Всероссийских и Международных научно-технических конференциях (НТК), в том числе: Международной НТК «Управление в технических системах-XXI век», Ковров, 2000 г.; четвертой Всероссийской научно-практической конференции (НПК) «Современные технологии в машиностроении», Пенза, 2001 г.; Международной НТК Балттехмаш-2002 «Прогрессивные технологии, машины и механизмы в машиностроении», Калининград, 2002 г.; Всероссийской НТК с международным участием «Современные тенденции развития автомобилестроения в России», Тольятти, 2004 г.; Всероссийской НТК «Аэрокосмические технологии и образование на рубеже веков», Рыбинск, 2002 г.; Международном научно-техническом конгрессе «Машиностроительные технологии -97», София, 1997 г.; Всероссийской НПК «Технологическое обеспечение качества машин и приборов», Пенза, 2004 г.;

Всероссийской с международным участием НТК “Теплофизические и технологические аспекты управления качеством в машиностроении”, Тольятти, 2005 г.; Всероссийской НК “Математика и математическое образование. Теория и практика”, Ярославль, 2006 г.; Международной школе конференции “Авиационная и ракетно-космическая техника с использованием новых технических решений”, Рыбинск, 2006 г.; третьей Международной НТК “Современные проблемы машиностроения”, Томск, 2006 г.; XX Международной НК “Математические методы в технике и технологиях – ММТТ-20”, Воронеж, 2007 г.

Полное содержание работы доложено на кафедре “Инструментальная техника и технологии” МГТУ им. Н.Э. Баумана – в период 2003-2007 гг.

Публикации. По теме диссертации опубликовано более 100 работ, в том числе 47 изобретений. Всего автором опубликовано 132 научные работы.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 7 глав, заключения, списка литературы из 250 наименований и 5 приложений. Работа содержит 435 страниц, в том числе 396 страниц основного текста, 255 рисунков, 70 таблиц, а также приложений на 39 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе «Проблемы высокоточной и высокопроизводительной обработки на многоцелевых станках» рассматривается современное состояние теории и практики обработки на МС, проводится аналитический обзор работ, посвященных повышению точности и производительности обработки на МС путем повышения жесткости и совершенствования конструкций инструментальных систем, определяются основные направления, цель и задачи исследований.

Повышение точности и производительности обработки на МС является одной из основных и актуальных задач современного станкостроения. Это связано с высокими технологическими возможностями этого оборудования и широким его внедрением во все виды и типы механообрабатывающих производств. Особенно актуально и экономически целесообразно повышение точности и производительности на таких операциях, как точная расточка отверстий в корпусных деталях, где трудоемкость может достигать до 70% от общей трудоемкости обработки.

Над повышением точности и производительности обработки на станках, в том числе с ЧПУ, в разное время работали ученые, среди которых: Б.С. Балахшин, Б.М. Базров, А.М. Дальский, А.С. Проников, В.А. Кудинов, Д.Н. Решетов, В.С. Корсаков, А.Г. Косилова, Ю.М. Соломенцев, В.А. Тимерязев, Г.А. Шаумян и другие.

Вопросами повышения точности обработки с помощью инструментальной техники и технологии занимались: Г.И. Грановский, В.А. Гречишников, А.Е. Древал, Ю.И. Кузнецов, А.Р. Маслов, С.И. Лашнев, И.Л. Фадюшин, Ю.Л. Фрумин, М.И. Юликов и другие.

Для выбора направлений исследований был проведен анализ баланса точности обработки на МС по параметрическим показателям и по структурным элементам технологической системы станок-приспособление-инструмент-заготовка (СПИЗ), а также анализ баланса времени обработки.

Анализ баланса точности показал, что наибольшие погрешности при обработке возникают из-за недостаточной жесткости системы станок-инструмент-заготовка (СИЗ) и точности изготовления инструментальных наладок, от которых общие потери точности могут составлять до 80% всех погрешностей обработки. Пониженная жесткость также не позволяет МС работать на более высоких скоростях в дорезонансной зоне. Следовательно, повышение жесткости системы (СИЗ) приводит к повышению точности и производительности обработки. Из баланса времени обработки на МС видно, что одним из резервов повышения производительности является снижение вспомогательного времени путем повышения быстродействия устройств АСИ, а также сокращение части дополнительного времени, затрачиваемого на устранение брака, за счет снижения влияния устройств АСИ на точность обработки. Так как обе системы СИЗ и АСИ влияют и на качество, и на производительность обработки, определены два направления исследования:

- 1) повышение жесткости и геометрической точности технологической системы СИЗ;

- 2) повышение быстродействия устройств АСИ и снижение негативного их влияния на качество обработки.

Для выбора непосредственных объектов исследования проведен морфологический анализ систем СИЗ, АСИ и выделены те элементы систем, которые наибольшим образом влияют на точность и производительность обработки. Установлены факторы их влияния, согласно которым были определены и сформулированы задачи исследований для достижения поставленной цели. Разработана структурно-логическая схема исследований, наглядно показывающая взаимосвязь данных факторов с точностью и производительностью обработки.

Во второй главе «Анализ инструментальных систем для многоцелевых станков по критериям жесткости и геометрической точности» представлена классификация инструментальных систем, дается анализ и оценка инструментальных систем по критериям жесткости и геометрической точности. Определено влияние геометрической точности соединительных элементов на жесткость, разработана система аттестации инструментальных наладок перед установкой их на станок.

Анализ жесткости и геометрической точности технологической системы СИЗ показал, что наибольшие погрешности при обработке возникают от контактной податливости и точности изготовления соединений в инструментальных наладках, в соединении наладки со шпинделем станка, а также в механизмах настройки инструмента, которые в свою очередь и предназначены для точной обработки.

В связи с этим проведен сравнительный анализ конструкций различных соединений. Он показал, что наибольшей жесткостью и относительной геометрической точностью обладают соединения с двумя базирующими поверхностями типа “конус-торец”, сущность которых состоит в том, что соединение осуществляется по принципу полной взаимозаменяемости с конструктивно-согласованным упругим контактным взаимодействием в базирующих поверхностях для получения в соединении наибольшей жесткости. Обе поверхности имеют статус основных за счет предусмотренных избыточных связей при их силовом замыкании.

Одной из основных особенностей этих соединений является работа двух базирующих поверхностей в разных условиях контактных деформаций, одна в условиях нормальных, другая – касательных. Касательные деформации должны быть в диапазоне упругих, чтобы не произошло «срыва по трению» и необратимого процесса, когда система не возвратится в исходное положение.

До настоящего времени для этих соединений не были разработаны технические решения и научные методы, которые бы позволили:

- 1) оценивать нагрузочную способность и максимально возможную жесткость данных соединений, в том числе с учетом погрешностей сопрягаемых поверхностей;

- 2) определять оптимальные геометрические и силовые параметры соединений;

- 3) производить расчет и проектирование соединительных устройств, а также давать рекомендации по их изготовлению и эксплуатации.

Для решения задач исследований и достижения поставленной цели необходимо создать единую систему расчетов и параметров (рис. 1), от которых зависят основные выходные характеристики данных соединений – это нагрузочная способность, жесткость, а следовательно и точность обработки. К таким параметрам следует отнести:

- 1) давление (σ) в сопряжениях, определяемое распределением общей затяжной силы (P_3) с помощью исходного расстояния (Δ_k) между торцами соединяемых модулей перед их затягиванием;

- 2) шероховатость (R_a) сопрягаемых поверхностей, учитываемая в расчетах коэффициентом (C);

- 3) погрешности элементов сопряжений: торцевого биения (e_r), угла ($\Delta\alpha$) и диаметра (δD) конуса у основной плоскости соединяемых модулей;

- 4) воспринимаемую нагрузку на соединение в виде момента ($M=P_H L$), которая может вызывать:

- упругое контактное касательное перемещение (δ_{ty});
- максимальное упругое контактное касательное перемещение, когда происходит “срыв по трению” ($\delta_{t\max}$);
- перемещение в стыках и разрушение одного из них ($\delta_{раз}$).

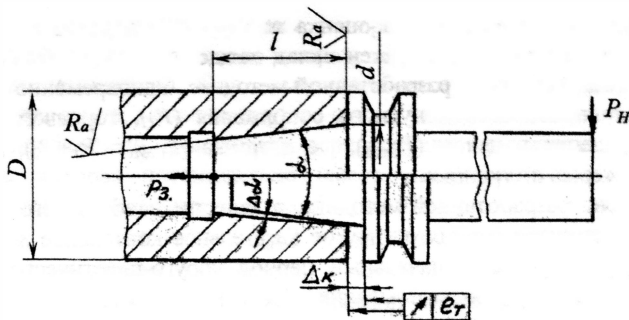


Рис. 1. Схема соединения с двумя базирующими поверхностями

Фундаментальными исследованиями жесткости и, в частности, жесткости отдельных соединений с одной базирующей поверхностью в разное время занимались отечественные и зарубежные ученые: Н.М. Беляев, К.В. Вотинов, А.А.Галин, Н.Б.Демкин, А.Н. Динник, А.П.Соколовский, С.Д.Пономарев, Д.Н.Решетов, З.М.Левина, Н.М.Михин, Э.В. Рыжов, Г.Герц, Р.Миндлин, Ф.Боуден, Д.Табор и другие.

Большое значение для повышения контактной жесткости имеет качество поверхностного слоя сопрягаемых поверхностей. Решению этих проблем посвящены работы авторов: А.И.Капшрина, А.А.Маталина, А.М.Дальского, В.Ф.Безъязычного, А.Г.Суслова, А.М.Сулимы, Д.Д.Папшева, Л.А.Хворостухина, Ю.Г. Шнейдера и др.

Жесткость конусных сопряжений определялась как для балок с заделкой на упругом основании. Для этого составлялось дифференциальное уравнение упругой линии, рассчитывался угол поворота (θ) и прогиб (δ) конусного хвостовика в различных местах, в том числе и граничных значениях: в начале хвостовика, то есть при $x = 0$ определялись начальные (θ_0 и δ_0) и на максимальной его длине при $x = l$, для различных углов и длин сопряжений.

Жесткость торцевого сопряжения определялась, исходя из уравнений равновесия стыка от затяжной силы P_3 и момента M , направленного на его раскрытие. На основании известной зависимости (прогиба в виде угла φ от момента M) было подтверждено оптимальное соотношение диаметров $d/D \approx 0,6$ (внутреннего d и наружного D) кольцевого стыка, при котором угол наклона минимальный ($\varphi_{\min}$).

В соединениях с двумя базирующими поверхностями "конус-торец" жесткость торцевого (J_T) и конусного (J_K) сопряжений связаны по теории приведения параллельно, поэтому суммарная жесткость (J_C) равна $J_C = J_K + J_T$. Причём жесткость торцевого сопряжения в значительной степени зависит от жесткости и точности изготовления конусного сопряжения.

В связи с этим проведена оценка жесткости базирующих поверхностей (конусной и торцевой) и определен вклад каждой из них в общую жесткость соединения по специально разработанной методике. Одновременно определялась нагрузочная способность конусного сопряжения (P_1), торцевого сопряжения (P_2) и соединения в целом (P_{Cmax}), т.е нагрузка ($P_{Cmax} = P_1 + P_2$), при которой происходит «срыв по трению».

Согласно разработанной методике, в качестве наибольшего перемещения от внешней нагрузки принято упругое касательное контактное перемещение в торцевом сопряжении в начальный период упруго-пластического смещения (δ_{rmax}), или момент проскальзывания. Рассчитывались нагрузки P_1 и P_2 для каждого сопряжения отдельно, вызывающие это перемещение.

Нагрузка (P_1) на конусное сопряжение и начальный угол наклона (θ_0) от этой же нагрузки определялись из известных выражений по расчету начального прогиба (δ_0 для $\delta_0 = \delta_{rmax}$) и угла (θ_0):

$$P_1 = \frac{\delta_{rmax} \cdot B}{2\beta k(\beta LC_1 + C_2)}, \text{ Н}; \quad \theta_0 = \frac{2P_1\beta^2 k}{B}(2\beta LC_3 + C_4), \frac{\text{мкм}}{\text{мм}}, \quad (1)$$

где L – расстояние от кромки стыка до сечения приложения нагрузки P_1 ;

β – показатель жёсткости стыка, 1/мм; $\beta = \sqrt[4]{B \cdot 10^3 / (4E \cdot I \cdot k)}$;

E – модуль упругости, МПа; для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$;

I – момент инерции хвостовика в начале стыка, мм⁴; $I = \pi D^4 / 64$;

B – приведённая ширина стыка, мм; $B = 0,5\pi d$;

k – коэффициент контактной податливости стыка, мкм/(Н · мм⁻²);

C_1, C_2, C_3, C_4 – поправочные коэффициенты, учитывающие влияние переменного диаметра d , (рис.1). Значения этих коэффициентов зависят от показателя жесткости $\lambda = \beta \cdot l$ и угла конуса α .

Нагрузка (P_2) на торцевое сопряжение определялась из выражения (2) по расчету прогиба в виде угла $\varphi = \theta_0$ от момента $M = P_2 L$:

$$P_2 = \frac{\theta_0 \cdot I}{k_T(1 - \chi)L}, \text{ Н}; \quad \varphi = \frac{(1 - \chi) k_T M}{I_T}, \frac{\text{мкм}}{\text{мм}}, \quad (2)$$

где k_T – коэффициент контактной податливости торцевого сопряжения;

$\chi = (0,1 - 0,2)$ – величина, учитывающая податливость затяжных элементов;

I_T – момент инерции торцевой поверхности, мм⁴, $I_T = (\pi D^4 - \pi d^4) / 64$.

Для оценки жесткости соединений «конус-торец» введен коэффициент повышения жесткости η от конусного соединения: $\eta = 1 / (1 + N)$, $N = P_2 / P_1$.

Суммарная податливость (δ_Σ) соединения определялась: $\delta_\Sigma = \delta_r / (1 + \eta)$;

$\delta_{\Sigma max} = \delta_{rmax} / (1 + \eta)$, где δ_r – торцевая податливость, $\delta_r = \varphi \cdot l$.

Оценка жесткости базирующих поверхностей соединения расчетным способом показала, что торцевое сопряжение имеет жесткость в 4÷7 раз большую, чем коническое. Она выявила основную сущность соединений двойного базирования, заключающуюся в том, что для повышения жесткости соединений необходимо производить перераспределение затяжных сил на ту поверхность, которая потенциально имеет возможность нести большую нагрузку с учетом различного их вклада в суммарную жесткость. Так как максимальная затяжная сила ($P_{3.0.}$) лимитируется прочностью затяжных элементов, то ее нужно определить, а затем распределить между двумя базирующими поверхностями таким образом, чтобы жесткость соединения была максимальной.

Для этого составлено уравнение силового баланса соединения:

$$P_{3.0.} = [P_{3.0.}] - P_C = P_{3.К.О.} + P_{3.Т.}; \quad P_C = P_{Тр} + P_N,$$

где $[P_{3.0.}]$ - максимально допустимая затяжная осевая сила, определяемая исходя из прочности затяжных элементов;

$P_{3.0.}$ - максимальная затяжная осевая сила, направленная только на создание натягов в торцевых и конусных сопряжениях с помощью сил $P_{3.Т.}$ и $P_{3.К.О.}$ соответственно;

P_C - силы сопротивления, к которым, в данном случае относятся: сила трения ($P_{Тр}$) и сила, затрачиваемая на деформацию затяжных элементов P_N .

Произведено оптимальное распределение силы $P_{3.0.}$ между базирующими поверхностями по критерию максимальной жесткости для случая отсутствия погрешностей $\Delta\alpha = 0$, $\delta D = 0$ и $e_T = 0$. В качестве целевой функции выбрана зависимость максимальной жесткости (J_{Cmax}) соединения от соотношения затяжных сил на торце ($P_{3.Т.}$) и конусе ($P_{3.К.О.}$).

$$J_{Cmax} = f(n_K P_{3.0.}, n_T P_{3.0.}) = f(P_{3.К.О.}, P_{3.Т.}), \quad (3)$$

где n_K, n_T - весовые коэффициенты, вклада в суммарную жесткость, $n_K + n_T = 1$.

Для определения оптимального распределения затяжных сил на базирующие поверхности (конусную и торцевую) были рассчитаны отдельно их жесткости J_K и J_T в пределах максимальной затяжной силы. Далее эти жесткости были продифференцированы по элементарным затяжным силам (рис.2) в конусном ($dJ_K/dP_{3.0.}$) и торцевом ($dJ_T/dP_{3.0.}$) сопряжениях, а затем проинтегрированы в пределах этой же максимальной затяжной силы $P_{3.0.}$ при условии максимума суммарной жесткости (J_C).

Так как величина элементарной затяжной силы $dP_{3.0.}$ представляется здесь в виде единичной дискретной силы, равной, например, 1 Н., то это можно описать следующими выражениями:

$$J_{Тн} = \sum_{i=1}^n dJ_{Ti}, \quad \frac{H}{МкМ}; \quad (4)$$

$$J_{Кн} = \sum_{i=1}^n dJ_{Ki}, \quad \frac{H}{МкМ}. \quad (5)$$

Графическая интерпретация данного процесса распределения представлена на рис.2 и состоит в том, чтобы определить участки на графиках зависимостей $J_K = f(P_{3.0.})$ и $J_T = f(P_{3.0.})$, которые в пределах общей затяжной силы $P_{3.0.}$ имеют наибольшее приращение жесткости, а затем их суммировать.

Для соединений «конус-торец» суммарную жесткость (J_C) в пределах силы ($P_{3.0.}$) можно представить в виде:

$$J_C = J_{Tn} - J_{Ti} + J_{Ki} = J_{Tn-i} + J_{Ki}.$$

Пусть $n = x_1 + x_2$ и при $i = x_1$ $J_C = J_{Cmax}$, тогда:

$$J_{Cmax} = J_{Tn-x_1} + J_{Kx_1} = J_{Tx_2} + J_{Kx_1},$$

где n – степень дифференцирования силы $P_{3.0.}$, $n = P_{3.0.} / dP_{3.0.}$

В общем виде уравнение по определению суммарной жесткости будет

$$\text{выглядеть: } J_{Cmax} = J_{Tn} - \sum_{i=n}^{x_2} dJ_{Ti} + \sum_{i=1}^{x_1} dJ_{Ki} = J_{Tn} - \int_{n}^{x_2} J_{Ti} dP_{3.0.} + \int_0^{x_1} J_{Ki} dP_{3.0.} \quad (6)$$

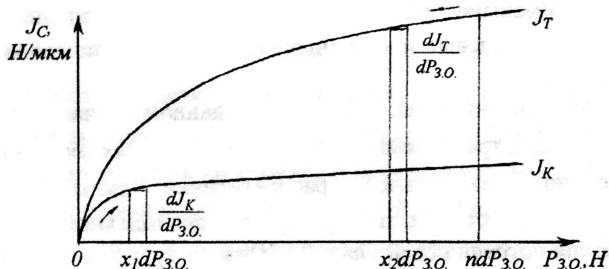


Рис.2. Зависимость жесткости сопряжений (J_K, J_T) от затяжной силы ($P_{3.0.}$)

Реализация распределения силы $P_{3.0.}$ на $P_{3.К.0.}$ и $P_{3.Т.}$, осуществляется расчетным расстоянием (Δ_K) между торцами соединяемых модулей в исходном положении, согласно натягов в конусных (δ_3) и торцевых (Δ_T) сопряжениях, за счёт которых и будет происходить создание в них требуемых давлений.

Зависимость между натягами (δ_3 и Δ_T) и необходимыми затяжными силами $P_{3.К.0.}$ и $P_{3.Т.}$ для соединений с $\Delta a = 0$ и $\delta D = 0$ устанавливается в следующем порядке:

1. Натяг (δ_3) в конусной поверхности определяется непосредственным натягом ($\delta_{3.К.}$) в этой поверхности и дополнительным натягом $\delta_{3.Т.}$ доставшимся от натяга Δ_T в торцевой поверхности (рис.3) $\delta_3 = \delta_{3.К.} + \delta_{3.Т.}$. При этом жесткость соединения типа «конус-торец» (J_C) определяется жесткостью в торцевом – J_T и конусном – J_K сопряжениях, а также дополнительной – ΔJ_K , связанной с перемещением Δ_T по конусу (рис.4).

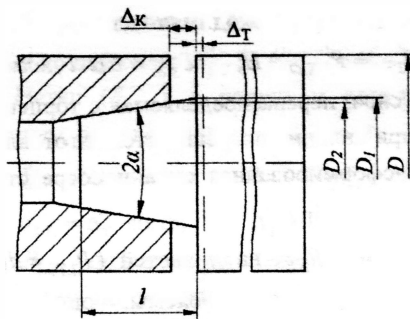


Рис.3. Схема соединения «конус-торец»

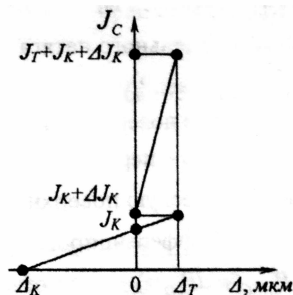


Рис.4. Характеристика жесткости соединения типа «конус-торец»

2. Упругое перемещение Δ_T в торцевом сопряжении определяется:

$$\Delta_T = C\sigma_T^{0,5} = C\sqrt{P_{3.T}/F_T}, \text{ мкм.} \quad (7)$$

3. Натяг $\delta_{3.T}$ в конусном сопряжении от торцевого перемещения:

$$\delta_{3.T} = \Delta_T \sin \alpha, \text{ мкм.} \quad (8)$$

4. С использованием задачи Ляме (9) и эмпирической формулы (10) определения упругих перемещений в плоских стыках с повторным центральным нагружением установлена связь натягов с затяжными силами:

$$\delta_3 = \delta_1 + \delta_2; \quad \delta_1 = \sigma_K D_y \cdot 10^3 / E, \text{ мкм;} \quad \delta_2 = C\sigma_K^{0,5} \text{ мкм;} \quad (9), (10)$$

$$\sigma_K = P_{3.K} / F_K, \text{ кг/см}^2; \quad P_{3.K} = P_{3.K.O.} / \sin \alpha,$$

где C — коэффициент, учитывающий шероховатость поверхностей;

σ_T, σ_K — давление в торцевом и конусном сопряжении соответственно;

E — модуль упругости;

$$D_y - \text{условный диаметр, } D_y = \frac{D_C}{1 - D_C^2 / D^2}, \text{ мм;}$$

D, D_C — диаметры оправки и соединения соответственно, $D_C = D_l - l \tan \alpha$;

F_T, F_K — площади торцевого и конусного сопряжений соответственно.

5. Параметр Δ_K , необходимый для создания и контроля натягов в конусном и торцевом сопряжениях, определяется согласно разработанной геометрической модели соединения.

В соединениях с $\Delta \neq 0$ и $\delta D \neq 0$ требуется дополнительная затяжная сила P_δ , для преодоления дополнительного натяга $\delta_{3,\delta}$, обусловленная этими погрешностями. В результате этого автоматически происходит перераспределение затяжных сил с торцевой поверхности на конусную, а затяжная сила $P_{3.O.}$, непосредственно создающая давление в базирующих поверхностях, равна: $P_{3.O.} = (P_{3.K.O.} + P_\delta) + (P_{3.T} - P_\delta)$,

где P_δ - дополнительная затяжная сила, необходимая для преодоления дополнительного натяга $\delta_{3,\delta}$, $P_\delta = P'_{3,T} = P'_{3,K,O}$, Н; $\delta_{3,\delta} = \Delta\alpha \cdot l$, мкм;

$P'_{3,T}$, $P'_{3,K,O}$ - осевая затяжная сила, перераспределяемая с торцевых на конусные поверхности соединения, при наличии погрешностей изготовления;

$P'_{3,K}$ - перераспределенная трансформированная сила непосредственно на коническую поверхность, $P'_{3,K} = P'_{3,K,O} / \sin \alpha$.

Дифференцированием силы $P'_{3,T}$ и $P'_{3,K}$ на n частей ($P'_{3,T} = dP_{3,O} \cdot n$; $P'_{3,K,O} = dP_{3,O} \cdot n$), с помощью разработанной блок-схемы, определялись коэффициенты контактной податливости k_K и k_T , а также решалось уравнение (11) по определению дополнительных натягов $\delta_{3,\delta}$.

Перераспределение затяжных сил изменяет коэффициенты контактной податливости в конусных (k_K) и торцевых (k_T) сопряжениях, которые определяют жесткости (J_K и J_T) в этих элементах и соединения (J_C) в целом. Расчёт коэффициентов (k_K и k_T), а также жесткостей производим согласно формулам:

$$k_K = \frac{0,5C}{\sqrt{(P_{3,K} + P'_{3,K}) / F_K}}, \frac{\text{мкм}}{\text{Н} \cdot \text{мм}^{-2}}; \quad k_T = \frac{0,5C}{\sqrt{(P_{3,T} - P'_{3,T}) / F_T}}, \frac{\text{мкм}}{\text{Н} \cdot \text{мм}^{-2}}.$$

Снижение затяжного усилия $P_{3,O}$, как было указано выше, происходит за счёт преодоления дополнительного натяга ($\delta_{3,\delta}$). Тогда общий натяг (δ_3) в конусном сопряжении определяется из выражения $\delta_3 = \delta_{3,K} + (\delta_{3,T} - \delta'_{3,T}) + \delta_{3,\delta}$.

Зависимость между дополнительным натягом $\delta_{3,\delta}$ и силой $P'_{3,K}$ можно установить с помощью уравнения (11), используя формулы (9) и (10):

$$\delta_{3,\delta i} = \frac{P'_{3,K,i} D_y \cdot 10^3}{F_K E} + C \sqrt{P'_{3,K,i} / F_K} = \frac{dP_{3,K,i} \cdot n_i \cdot D_y \cdot 10^3}{F_K E} + C \sqrt{dP_{3,K,i} \cdot n_i / F_K}. \quad (11)$$

Согласно точности (AT_N) изготовления сопрягаемых поверхностей конусов (рис.5) дополнительный допустимый натяг [$\delta_{3,\delta}$] рассчитывается по геометрическим зависимостям:

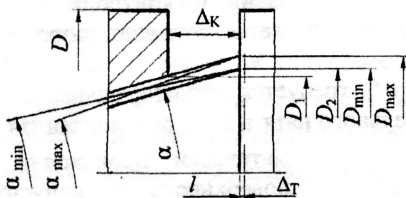


Рис. 5. Схема расположения допусков и натягов в соединении "конус-торец"

$$[\delta_{3,\delta}] = \frac{AT_N}{2} \cos \alpha, \text{ мкм};$$

$$AT_N = \delta D \cdot 10^3, \text{ мкм};$$

$$\delta D = D_{\max} - D_{\min}, \text{ мкм};$$

$$\Delta\alpha = \alpha_{\max} - \alpha_{\min}, \text{ мкм/мм};$$

$$\Delta\alpha = [\delta_{3,\delta}] / l, \text{ мкм/мм}.$$

Из уравнения (11) по известной величине $[\delta_{3,d.}]$ определялась сила $P'_{3,K.}$, а по ней сила: $P'_{3,T.} = P'_{3,K.O.} = P'_{3,K.} \cdot \sin \alpha$.

Натяг ($\delta_{3,T.i.}$) в конусном сопряжении, вызванный торцевым перемещением, определялся как: $\delta_{3,T.i.} = \delta_{3,T.} - \delta_{3,d.i.}$;

$$\delta_{3,T.} = \Delta_T \cdot \sin \alpha; \quad \Delta_T = C \sqrt{P_{3,T.} / F_T};$$

$$\delta'_{3,T.} = \Delta'_T \cdot \sin \alpha; \quad \Delta'_T = C \sqrt{P'_{3,T.} / F_T},$$

где $P_{3,T.}$ - оптимальная затяжная сила для торцевого сопряжения;

Затем по затяжной силе $P_{3,K.i}$ определялся общий натяг $\delta_3 = \delta_1 + \delta_2$, используя уравнение (11), $P_{3,K.i} = P_{3,K.} + P'_{3,K.}$,

где $P_{3,K.}$ - оптимальная затяжная сила для конусного сопряжения.

По общему натягу δ_3 , определялся натяг $\delta_{3,K.} = \delta_3 - (\delta_{3,T.i.} + \delta_{3,d.i.})$.

Практическая реализация распределения натягов в сопряжениях осуществляется с помощью расстояния Δ_K , которое рассчитывается по формулам (12) или (13):

$$\Delta_K = \frac{\delta_3 - \delta_{3,T.i.}}{\sin \alpha + \Delta \alpha}, \text{ мм}; \quad (12)$$

$$\Delta_K = \frac{\delta_{3,K.} - [\delta_{3,d.i.}]}{\sin \alpha + \Delta \alpha}, \text{ мм}. \quad (13)$$

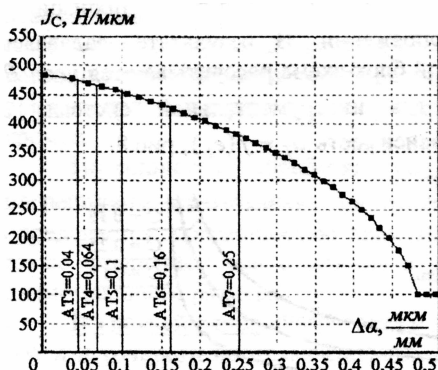


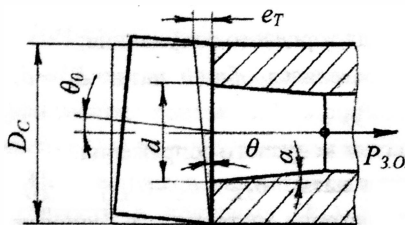
Рис.6. Зависимость жесткости (J_C) соединения типа «конус-торец» от погрешности угла ($\Delta \alpha$) конуса для типоразмера $D=50$ мм

С целью оценки жесткости различных соединений проведен анализ зависимости жесткости соединений типа «конус-торец» от погрешности угла конусного сопряжения $J_C = f(\Delta \alpha)$, представленной на рис.6.

Данная зависимость позволяет определять гарантированную и прогнозируемую жесткости конусов с углом (α) всех степеней точности, используемых в инструментальных соединениях, например, по стандарту DIN 7178, а значит оценивать технологические возможности соединений.

Определенное влияние на жесткость соединений «конус-торец» оказывает суммарное торцевое биение (e_T) сопрягаемых модулей. В идеальном случае ($e_T = 0$), в других случаях биение ($e_T \neq 0$) будет присутствовать и для того, чтобы получить сопряжение еще и по торцам, необходима дополнительная затягивающая сила $P_\theta \neq 0$. Она и пойдет на деформацию конуса, поворот его на угол $\theta_\theta \approx \theta$ (рис.7).

Так как соединение с торцевым биением требует дополнительной затягивающей силы (P_δ), необходимой для поворота конического хвостовика присоединяемого модуля на угол $\theta = e_T / D_C$, мкм/мм, эту силу можно определить из выражения (1) зависимости начального угла наклона (θ_0) конуса от нагрузки, вызвавшей данный наклон. Следовательно, дополнительная затягивающая сила (P_δ) равна:



$$P_\delta = \frac{\theta \cdot B}{2\beta^2 k_\kappa (\beta D_C C_3 + C_4)}, \text{ даН. (14)}$$

Рис.7. Сборка модулей с торцевым биением e_T

Существенное снижение затяжной силы на величину P_δ произойдет только в замыкающем торцевом сопряжении. В результате, задаваясь торцевым биением e_T , по разработанной блок-схеме рассчитываются угол θ и сила P_δ . В качестве примера для инструментальной системы с типоразмером $D_C = 50$ представлена зависимость $\delta_T = f(e_T)$, рис.8.

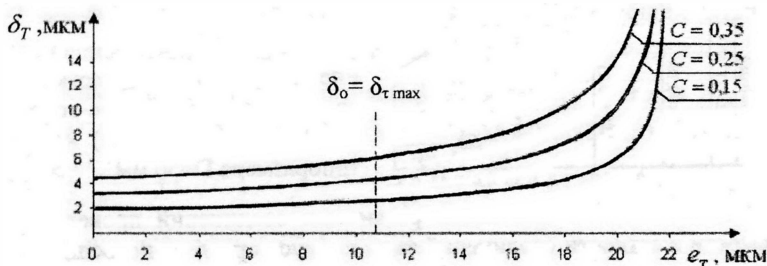


Рис.8. Зависимость торцевого перемещения (δ_T) от торцевого биения (e_T)

Наибольший интерес вызывают значения биений e_T , при которых:

1) начальный прогиб δ_0 конуса вызывает максимальное упругое касательное смещение $\delta_{T \max}$ ($\delta_0 \geq \delta_{T \max}$) или «срыв по трению» в торцевом сопряжении;

2) сила P_δ достигает значения торцевой затягивающей силы соединения двойного базирования, т.е. $P_\delta = P_{3.T.}$, тогда $\delta_T \rightarrow \infty$.

Это позволяет установить допустимые биения по торцевым поверхностям сопрягаемых модулей для достижения необходимой торцевой жесткости и соединения в целом.

При проектировании новых соединений двойного базирования и оптимизации распределения затягивающих сил на базирующие поверхности необходимо учитывать дополнительную силу (P_0). На основании определенной зависимости $\delta_T = f(e_T)$ можно (на стадии сборки инструментальных наладок с соединениями двойного базирования) прогнозировать косвенное влияние их геометрических погрешностей на суммарные погрешности рассматриваемой инструментальной системы при обработке.

Для оценки инструментальных наладок по критериям жесткости и геометрической точности, разработана аттестационная карта и автоматизированная программа, позволяющая до установки инструментальной наладки на станок быстро и достоверно оценить ее технологические показатели по жесткости и точности с целью выполнения возложенной на нее задачи.

Сущность данной аттестации заключается в том, что каждый модуль, входящий в инструментальную систему, зашифрован и имеет свой идентификационный номер, согласно которому в программе содержится вся необходимая информация о его геометрической точности, жесткости и типе соединительного устройства. При составлении инструментальной наладки ее погрешности автоматически рассчитываются и приводятся к точке приложения силы резания, например, в расточной оправке к ее режущей кромке.

Погрешность обработки ($\delta_{\text{об}}$), зависящая от податливости и погрешности изготовления инструментальной наладки, в данном случае определяется: погрешностью диаметрального размера отверстия в детали, а также смещением оси отверстия в детали относительно оси настроечного диаметрального размера.

В третьей главе «Разработка и исследование методов повышения жесткости и точности инструментальных соединений» рассматриваются способы повышения и управления жесткостью инструментальных соединений с двумя и более базирующими поверхностями. Здесь же представлены экспериментальные исследования соединений «конус-торец» и «конус-цилиндр-торец».

Из анализа зависимостей влияния погрешностей изготовления сопрягаемых конусов и торцев на жесткость соединений типа «конус-торец» следует, что для достижения высокой жесткости требуются достаточно высокая точность и низкая шероховатость сопрягаемых поверхностей.

Для снижения влияния погрешностей изготовления элементов соединений на жесткость и точность был разработан способ и устройство соединения типа «конус-цилиндр-торец» с базированием по торцам и двум независимым самоустанавливающим опорам в начале и в конце хвостовика (по коническим и цилиндрическим поверхностям) с определенными натягами для создания в них необходимой жесткости.

Способ позволяет значительно повысить технико-экономическую эффективность соединений:

- 1) дать возможность перераспределения затяжных сил на необходимые базирующие поверхности;
- 2) снизить влияние погрешностей угла конусного хвостовика и диаметра у основной плоскости на затяжное усилие и жесткость соединения;
- 3) создать определенное давление в опорах хвостовика и исключить перенаклеп конуса у основной плоскости;
- 4) производить компенсацию геометрических погрешностей с помощью промежуточного элемента;
- 5) снизить себестоимость изготовления конусных элементов сопряжений.

Для исследования этого способа и устройства были разработаны механические модели, позволяющие (с учетом определенных допущений) разработать математические модели для расчета сопряжений.

На основании известных зависимостей по определению контактной жёсткости в цилиндрических соединениях с натягом упругое перемещение (δ) в соединении от внешней нагрузки P_θ можно представить в виде:

$$\delta \approx \left(\frac{d\delta}{d\sigma_\theta} \right) \sigma_\theta \approx k \sigma_\theta = \frac{2kq}{\pi d}, \text{ мкм; } \quad \text{т.к. } q = P_\theta / l, \text{ то } \delta = \frac{2kP_\theta}{\pi dl}, \text{ мкм,}$$

где $\sigma_\theta = \frac{2q}{\pi d}$, $H / \text{мм}^2$ – наибольшее давление от внешней нагрузки P_θ , H ;

q – нагрузка на единицу длины l соединения, $H/\text{мм}$;

k – коэффициент контактной податливости, $\text{мкм} \cdot \text{мм}^2 / H$; $k = C m \sigma_0^{m-1}$;

m – показатель степени, при центральных повторных нагружениях стальных шлифовальных стыков, $m = 0,5$, тогда $k = 0,5C / \sqrt{\sigma_0}$, $\text{мкм} \cdot \text{мм}^2 / H$, с учетом внешней нагрузки $k = C m / (\sigma_0 + \sigma_\theta)^{1-m}$;

σ_0 – давление от предварительной затяжки стыка, $H/\text{мм}^2$; $\sigma_0 = P_3 / F$;

P_3 – затяжная сила, H ;

F – площадь сопрягаемых поверхностей, мм^2 ;

C – коэффициент (см. гл.2).

Рассматривая механические и геометрические модели нового соединения и используя зависимости по определению контактной жёсткости цилиндрических соединений с натягом, разработаны математические модели для определения контактных перемещений в сопряжениях конического хвостовика. Оправка рассматривалась как абсолютно жёсткая. Уравнения по определению контактных перемещений (δ_K) в опорах A и B имеют вид:

$$\delta_K = \delta_0 + \theta_0 L \quad \text{или} \quad \delta_K = \delta_A + \frac{\delta_A + \delta_B}{l} L, \text{ мкм,} \quad (15)$$

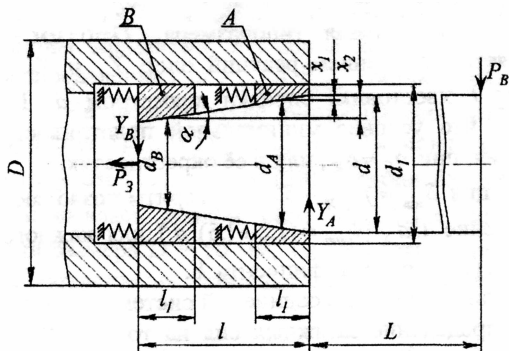
где $\delta_0 = \delta_A$ – перемещение в начале стыка;

$\theta_o = (\delta_A + \delta_B) / l$ – угол наклона в начале стыка;

$\delta_{A_1}, \delta_{A_2}; \delta_{B_1}, \delta_{B_2}$ – упругие перемещения в цилиндрической и конической поверхностях опор A и B соответственно.

Жёсткость опор A и B представляет последовательно соединённые жёсткости в цилиндрическом и коническом сопряжениях, следовательно, перемещения: $\delta_A = \delta_{A_1} + \delta_{A_2}$ и $\delta_B = \delta_{B_1} + \delta_{B_2}$.

Принимая во внимание относительно малые угол α конуса и ширину l_1 поясов контакта хвостовика по конической поверхности при расчёте контактных перемещений в этих сопряжениях, использованы те же зависимости, что и для цилиндрических сопряжений с учётом угла α наклона, который после несложных преобразований нивелируется и форма уравнений становится аналогичная. Следовательно, перемещения по отдельным поверхностям в опорах A и B (рис.9) можно представить:



$$\delta_{A_{1,2}} = \frac{2k_{A_{1,2}} Y_A}{F_{A_{1,2}}}, \text{ мкм};$$

$$\delta_{B_{1,2}} = \frac{2k_{B_{1,2}} Y_B}{F_{B_{1,2}}}, \text{ мкм};$$

$$k_{A_{1,2}} = \frac{Cm}{\sqrt{P_{3A} / F_{A_{1,2}}}}, \text{ мкм} \cdot \text{мм}^2 / \text{Н};$$

$$k_{B_{1,2}} = \frac{Cm}{\sqrt{P_{3B} / F_{B_{1,2}}}}, \text{ мкм} \cdot \text{мм}^2 / \text{Н},$$

Рис.9. Схема соединения «конус-цилиндр»

где $k_{A_1}, k_{A_2}; k_{B_1}, k_{B_2}$ – коэффициенты контактной податливости в цилиндрическом и коническом сопряжениях опор A и B соответственно;

$F_{A_1}, F_{A_2}; F_{B_1}, F_{B_2}$ – площади цилиндрической и конической поверхностей опор A и B соответственно;

P_{3A}, P_{3B} – затяжные усилия в опорах A и B соответственно.

Расстояние $l_1 = 0,25l$ рассчитывалось, исходя из необходимой площади контакта при минимальном перемещении (δ), а также из конструктивных соображений.

Представленные выше математические зависимости позволяют произвести оптимизацию длины хвостовика соединения и определить соотношение затяжных усилий на торце и в опорах конического хвостовика, когда общая жёсткость соединения будет максимальной.

Так как длина хвостовика l влияет не только на контактную, но и собственную жёсткость, то задачей оптимизации является определение такого значения l , при котором сумма контактных δ_K и собственных δ_C перемещений была бы минимальной, $\delta_K + \delta_C = \delta_{\min}$, то есть оптимизация длины хвостовика l проводилась по критерию минимальной податливости.

Контактная податливость хвостовой части определяется уравнением (16), а собственная (17) согласно правилу Верещагина.

$$\delta_K = \delta_A \left(1 + \frac{L}{l}\right) + \delta_B \frac{L}{l}; \quad (16) \quad \delta_C = \frac{PL^2}{3E} \left(\frac{1}{I_1} + \frac{L}{I_2}\right), \quad (17)$$

где I_1 и I_2 – моменты инерции сечения межопорной части и консоли оправки; E – модуль упругости.

Предварительный анализ уравнений (16) и (17) показывает, что при увеличении l контактная податливость уменьшается, а собственная увеличивается, что наглядно видно из графиков зависимостей δ_C и δ_K от соотношения l/d , например, для соединения типоразмера: $D=63$ мм и $L=100$ мм, (рис.10). Это объясняется снижением реакций опор Y_A и Y_B с увеличением межопорной длины l хвостовика оправки диаметром d . Из представленных графиков видно, что условие минимальной податливости соблюдается в точке их пересечения, при $\delta_C = \delta_K$, или в её окрестностях.

Разработанные целевая функция $\delta_{\min} = f(\delta_K + \delta_C)$ и алгоритм позволяют рассчитать оптимальное соотношение l/d , [$l_{\text{опт}} = (1,2 + 1,5) d$] для каждого значения контактной податливости (δ) и её коэффициента k .

Одним из способов повышения жёсткости соединений системы в целом является выше обоснованное распределение затяжных сил на торце $P_{3.T.}$ и хвостовой части, в опорах A и B – $P_{3.A}$ и $P_{3.B}$ соответственно. Для этого по каждому типоразмеру соединений инструментальной системы, исходя из прочности затяжных элементов, были определены максимально допустимые значения общих осевых затяжных усилий [$P_{3.O.}$].

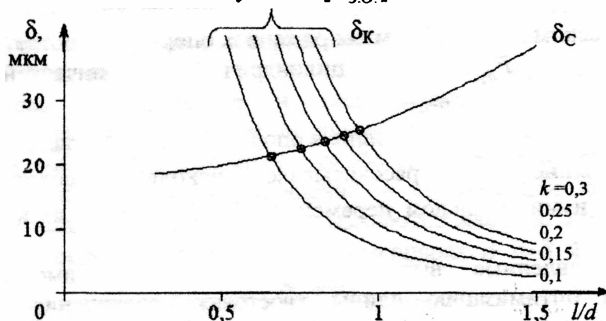


Рис.10. Зависимость податливости (δ) от соотношения параметров оправки (l/d)

$$[P_{3.O.}] = P_{3.T.} + P_{3.A.O.} + P_{3.B.O.} + 2P_{Ц} + P_N + P_{\delta}, \quad (18)$$

где $P_{3.A.O.}$; $P_{3.B.O.}$ – затяжная осевая сила, необходимая для создания натяга в опорах А и В соответственно;

$$P_{3.A.O.} = P_{3.A.}(tg\alpha + f); \quad P_{3.B.O.} = P_{3.B.}(tg\alpha + f); \quad f – \text{коэффициент трения};$$

$P_{Ц}$ – сила, необходимая для деформации упругих элементов опор А и В:

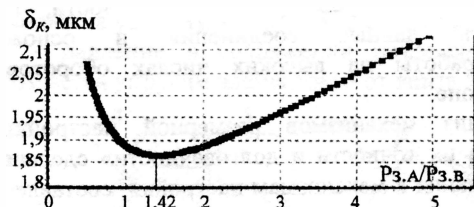
P_N – сила, учитывающая деформацию затяжного элемента;

P_{δ} – дополнительная сила, связанная с геометрическими погрешностями сопрягаемых элементов.

Максимальная затяжная осевая сила ($P_{3.O.}$), которая непосредственно создает натяги в сопрягаемых поверхностях, постоянна для данного типоразмера и определяется из выражения: $P_{3.O.} = P_{3.T.} + P_{3.A.O.} + P_{3.B.O.}$.

В связи с тем, что в оптимальном распределении участвуют три силы $P_{3.T.}$, $P_{3.A.O.}$ и $P_{3.B.O.}$, причем две из них $P_{3.A.O.}$ и $P_{3.B.O.}$ связаны в сопряжении одним общим элементом, а именно конусом хвостовика, сначала производится распределение сил $P_{3.A.O.}$ и $P_{3.B.O.}$ составляющих $P_{3.KO.}$, а затем сил $P_{3.KO.}$ и $P_{3.T.}$.

На первом этапе распределения затяжных сил, разработана целевая функция $\delta_{K \min} = f(i = P_{3.A.}/P_{3.B.})$ и определялось её минимальное значение по формулам (16), (19) и (20). Исходя из условия распределения, сила $P_{3.KO.}$ принималась равной силе $P_{3.O.}$. Для соединения «конус-цилиндр-торец» типоразмера D = 50 мм, зависимость упругих контактных перемещений (δ_K) от соотношения затяжных сил (i) в опорах А и В представлена на рис.11.



$$\delta_A = \frac{2Cm \cdot Y_A}{\sqrt{P_{3.A.}/F_A} \cdot F_A}, \text{ мкм}; \quad (19)$$

$$\delta_B = \frac{2Cm \cdot Y_B}{\sqrt{P_{3.B.}/F_B} \cdot F_B}, \text{ мкм}. \quad (20)$$

Рис.11. Зависимость перемещений (δ_K) от соотношения сил ($P_{3.A.}/P_{3.B.}$)

На втором этапе распределения рассчитывались жесткости в торцевом J_T и коническом J_K сопряжениях в пределах максимальной затяжной силы $P_{3.O.}$. Для этого по разработанной блок-схеме определялась зависимость $J_T = f(P_{3.O.})$, а также, с учётом первого этапа распределения силы $P_{3.O.}$, зависимость $J_{K \max} = f(n'_A + n'_B)P_{3.O.}$; $n'_A \cdot P_{3.O.} = P_{3.A.O.}$; $n'_B \cdot P_{3.O.} = P_{3.B.O.}$, где n'_A , n'_B – весовые коэффициенты, вклада опор в жесткость хвостовика, $n'_A + n'_B = 1$, для примера: $n'_A = n'_B \cdot i = 0,58$; $n'_B = 1 - 0,58 = 0,42$.

Оптимальное распределение затяжной силы $P_{з.о.}$ на $P_{з.т.}$ и $P_{з.к.о.}$ (для всех типоразмеров системы) проводилось по критерию максимальной жесткости, аналогично, как в соединениях “конус-торец”.

Для подтверждения адекватности и достоверности созданных математических моделей проведены экспериментальные исследования в статике и динамике. В статике определялись фактические зависимости податливости от нагрузки $\delta = f(P_H)$ и жесткости от затяжной силы $J = f(P_3)$ для различных соединений, которые сравнивались с расчётными.

В ходе экспериментальных исследований определялся их средний процент расхождений и предельные границы этих расхождений. Они составили: средний – не более 15%, предельный – около 20%, что характеризует и подтверждает адекватность разработанных моделей.

Определялись нагрузки на соединения и их работа в условиях: упругих деформаций, начала проскальзывания и повреждения соединений.

Количественная оценка этих нагрузок имеет большое практическое значение для формирования рекомендаций по эксплуатации данных соединений. В частности, определен изгибающий момент, при котором происходит «срыв по трению»; для соединений «HSK»50 он составляет не более 260 Н·м, а для соединений системы «Модуль Универсал»D50 не более 310 Н·м в зависимости от затяжных сил и других факторов. Разрушение соединения «HSK»50 происходит при $M \leq 550$ Н·м.

Определены также основные динамические характеристики соединений со станком систем “HSK” и “Модуль Универсал”: собственные частоты (ω_0) и коэффициент демпфирования (ε) с помощью резонансного метода. Эти параметры показывают достаточно высокий уровень виброустойчивости, что дает возможность использовать данные соединения в основе инструментальных наладок для работы на высоких числах оборотов, до 30 тыс. об/мин в дорезонансной зоне.

В четвертой главе «Анализ механизмов размерной настройки инструмента и способы повышения их точности и долговечности» сделана классификация и определены требования к механизмам настройки, составлен баланс точности и выполнен анализ погрешностей обработки с использованием этих механизмов.

Механизмы настройки инструмента на размер являются одними из основных элементов инструментальных наладок, используемых на МС при обработке точных поверхностей. В большинстве их конструкций для регулировки используются резьбовые механизмы: простые, дифференциальные, или с промежуточным элементом, например, клином, конусом и т.д., снижающим чувствительность настройки.

Анализ механизмов настройки показал, что в расточных инструментальных системах для МС, широкое распространение получили конструкции с простыми резьбовыми механизмами и непосредственной

регулируемой резцедержателя при помощи лимба, которые сопряжены между собой резьбой. Недостатками данных механизмов является то, что центрирование резцедержателя происходит по резьбе, а натяги во всех сопряжениях осуществляются одним затяжным элементом. При создании в подвижных сопряжениях больших натягов происходит интенсивный их износ при настройке, а при малых натягах происходит повышенное упругое отжатие и потеря точности во время обработки.

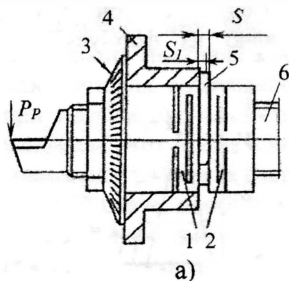
Поэтому при разработке новых механизмов настройки необходимо предусмотреть требуемые научно-обоснованные натяги в каждом из сопряжений этих механизмов. Особенно это касается резьбовых механизмов как наиболее распространенных, у которых под действием результирующей силы резания (P_p) может происходить самовытягивание резцедержателя за счет “эффекта клина” профиля резьбы.

Для этого были разработаны математические модели и определены оптимальные натяги в сопряжениях по критериям точности и долговечности с учетом сил резания и износа при их настройке, а также разработаны устройства, на которых можно реализовать эти модели и способы:

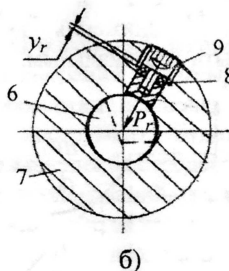
- 1) независимого создания натягов в различных сопряжениях;
- 2) точного центрирования резьбовых сопряжений.

Способ создания независимых натягов реализуется устройствами, представленными на рис.12. Из характеристик жесткости (рис.13) упругих элементов, создающих натяги, следует, что:

- давление в сопряжении лимб 3 – корпус 4 (рис.12,а) создается упругим элементом 1 силой $P_{л1}$ от деформации растяжения y_0 при установке кольца 5;
- давление в резьбовом сопряжении лимб 3 – резцедержатель 6 (рис.12,а) создается упругим элементом 2 силой $P_{н0}$ от деформации сжатия y_0 ;
- давление в сопряжении резцедержатель 6 – оправка 7 (рис.12,б) создается упругим элементом 8 от винта 9 силой P_r при деформации y_r .



а)



б)

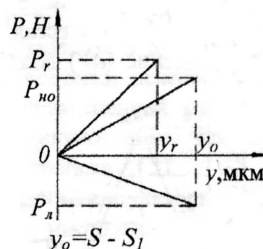


Рис.12.Расточная вставка типа «микробор»
а) общий вид; б) разрез по оправке

Рис.13.Характеристики упругих элементов механизма настройки

Экспериментальные исследования инструмента с данными механизмами размерной настройки показали повышение точности обработки и ресурса их работы до 150% по сравнению с отечественными аналогами.

В пятой главе «Влияние автоматической смены инструмента на эффективность работы многоцелевых станков» проведен анализ устройств АСИ по быстродействию, энергозатратам, а также влиянию их на качество обработки, представлены пути и способы снижения мощности и увеличения быстродействия устройств АСИ, позволяющие существенно повысить эффективность обработки на МС.

При комплексном выполнении поставленной цели (наряду с исследованием инструментальных систем) одновременно решались задачи по повышению быстродействия устройств АСИ, а следовательно повышению производительности и качества обработки на МС. Эти исследования связаны с теми изменениями, которые произошли с устройствами АСИ за последнее время, это касается прежде всего появления новых способов соединений типа "НСК" вспомогательного инструмента со станком, повысилась неуравновешенность инструмента, повысились требования по времени смены инструмента, по энергозатратам. Внедрение инструментальных систем с новыми жесткими соединениями позволило резко повысить скорость обработки на МС. Возросло число замен инструмента, а следовательно повысились общие энергозатраты. Одним из путей их снижения является определение оптимальных режимов перемещений (V – скорости, a – ускорения, T – времени) исполнительных устройств АСИ по критериям быстроты смены инструмента, низкой потребляемой мощности и устойчивости переходных процессов, в частности торможения.

Потребляемая мощность (N) является одной из основных характеристик оборудования и определяется $N=FV$, Вт или $N=maV$, (21)
где F – усилие в приводе, Н; m – перемещаемая масса, кг.

Из графиков (рис.14, а) закона перемещений $V=f(t)$ исполнительных устройств АСИ видно, что один и тот же путь S можно преодолеть за одно и тоже время T с разными скоростями и соответствующими им ускорениями, при этом будет затрачена разная мощность. Основные затраты мощности происходят на переходных процессах. Для ее снижения, как видно из формулы (21), произведение (aV) должно быть минимальным.

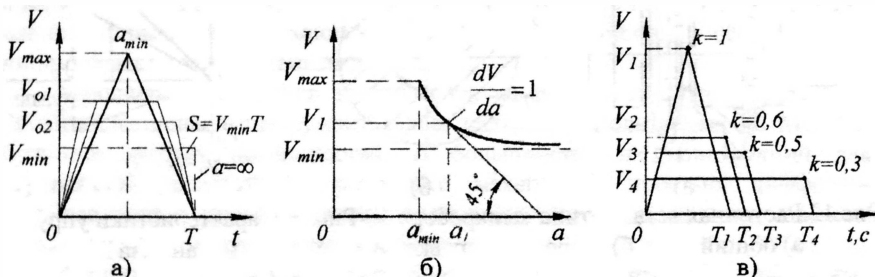


Рис.14. Графики законов перемещений исполнительных устройств:

а) $V=f(t)$, S и t – const; б) $V=f(a)$; в) $V=f(t)$, a и S – const;

При решении данной задачи определялась зависимость $V=f(a)$, рис.14, б, из выражения: $T = \frac{V}{a} + \frac{S}{V}$, с, откуда $V_{1,2} = \frac{T \pm \sqrt{T^2 - (4/a)S}}{2/a}$, м/с. (22)

Время перемещения (T) определялось следующим образом:

$$T = t_p + t_T + t_y; \quad (23) \quad T = n_t t, \quad (24)$$

где n_t – отношение общего времени перемещения к времени переходного процесса.

Режим перемещения оптимальный, если время разгона (t_p) и торможения (t_T) равны $t_p = t_T = t$, тогда из формул (23) и (24) установившееся время определяется как $t_y = t(n_t - 2)$.

Введен безразмерный параметр (k), $k = V/\sqrt{aS}$, было установлено соотношение относительного изменения времени (T) от изменения скорости (V) при S и a – const. Из графика зависимости $V=f(t)$, (рис.14,в) следует, что работать необходимо на скоростях, при которых $k = 0,5 \div 0,6$. Параметр (k) для треугольного закона перемещения равен 1, а трапецеидального $k = 1/\sqrt{n_t - 1}$. Следовательно $n_t = 1 + 1/k^2$; при $k = 0,58$ $n_t = 4$, а $t_y = 2t$, тогда $T = 4t$ причем $t = t_T$.

Время торможения (t_T) определялось из условия устойчивости данного процесса, которая обеспечивается при $2t > t_T > \tau$. Для расчета время торможения (t_T) принимается соотношение $t_T \approx 2\tau$. Известно, что $\tau = 2\pi/\omega$, а $\omega = \sqrt{C/J}$, где τ , ω – период и круговая частота собственных колебаний соответственно; C – жесткость системы; J – момент инерции колеблющейся массы.

На основе проведенных исследований получены зависимости, по которым рассчитывались и устанавливались оптимальные режимы перемещений в приводах, позволяющие снизить энергозатраты, повысить быстродействие и устойчивость переходных процессов, а значит и ресурс работы устройств АСИ.

В тоже время статистическими и экспериментальными исследованиями установлено, что при совмещенной работе устройств АСИ со станком, происходит снижение качества обработки путем передаваемых в зону резания механических возмущений и вибраций. Поэтому экономически целесообразно при повышении точности обработки исключение их совмещенной работы с условием, что время смены инструмента будет значительно ниже, чем при совместной работе, за счет повышения быстродействия устройств АСИ.

На базе проведенных исследований, разработаны манипуляторы АСИ параллельного действия с минимальным временем смены инструмента (3-4) с и грузоподъемностью (5-25) кг. Для них разработаны также самозажимные захваты, обеспечивающие необходимую жесткость и точность фиксации инструмента, при различной его неуравновешенности.

Разработанные способы и устройства АСИ позволяют снизить время смены инструмента и энергозатраты примерно в 3 раза и повысить качество обработки без снижения производительности.

В шестой главе «Расчет, проектирование и выбор инструментальных систем для многоцелевых станков» представлены: методы построения модульных инструментальных систем, расчет созданных конструкций инструментальных соединений типа «конус-цилиндр-торец» и порядок их проектирования, а также методика оценки и выбора типа инструментальной системы для МС.

В настоящее время практически все инструментальные системы, используемые на МС, имеют модульное построение. Основным узлом МИС, является устройство соединения модулей, оно представляет собой достаточно сложную и ответственную многокомпонентную конструкцию, включающую точные базирующие и прочные, быстросменные зажимные элементы.

Для разработки новых устройств соединения инструментальных модулей использован морфологический метод, и с его помощью было создано устройство соединения типа «конус-цилиндр-торец» для МИС «Модуль Универсал», состоящее из базового и присоединяемого модулей.

Между конусным хвостовиком присоединяемого модуля и внутренней цилиндрической поверхностью базового модуля установлена упругая втулка с расположенными по её концам независимыми опорными поверхностями: наружной цилиндрической и внутренней конической, в виде самоустанавливающихся опор передней А и задней В, связанных в осевом направлении упругими элементами, создающими при сборке в этих опорных поверхностях определенные давления с помощью осевой затяжной силы $P_{3.0}$ (рис.15).

Проведенное выше распределение силы $P_{3.0}$ позволило рассчитать затяжные силы в опорах А и В и соответствующие им упругие элементы для всех типоразмеров МИС (рис.16). Для этого определялись: допуски на изготовление и сборку Δ_δ , предварительный натяг $(\Delta_n - \Delta_\delta)$, рабочая деформация $(\Delta_p - \Delta_n)$, а также общая деформация $\Delta_\Sigma = \Delta_\delta + (\Delta_n - \Delta_\delta) + (\Delta_p - \Delta_n)$.

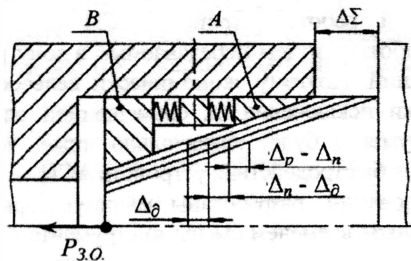


Рис.15. Расчетная схема соединения типа «конус-цилиндр-торец»

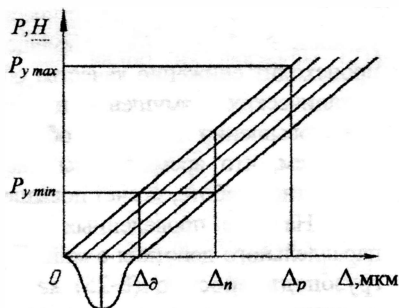


Рис.16. Общая характеристика упругих элементов опор

Данное соединение позволяет создавать в торцевых сопряжениях, а также в передней и задней опорах независимые давления, что приносит ему ряд преимуществ, упомянутых выше.

В седьмой главе «Практическая реализация результатов работы» изложены результаты создания инструментальных систем и их производственного использования. Здесь же представлена нормативная конструкторская документация на соединения с двумя базирующими поверхностями типа «конус-торец» и «конус-цилиндр-торец» в виде стандартных типоразмерных рядов ($\varnothing 32, 40, 50, 63, 80, 100$ мм).

Представленная работа имеет два уровня внедрения:

- первый, разработка и изготовление исследованного инструмента;
- второй, непосредственное внедрение его в производство.

Разработаны инструментальные системы:

1) «Модуль Универсал» - вспомогательного инструмента цельного и модульного типа с соединениями «конус-торец» и «конус-цилиндр-торец»;

2) «Микробор Универсал» - расточного инструмента позволяющего производить точную обработку внутренних и наружных цилиндрических поверхностей в широком диапазоне диаметров.

Вспомогательный и расточной инструмент для многоцелевых станков сверлильно-фрезерно-расточной группы является преобладающим, от него в значительной степени зависит точность и производительность обработки.

Разработанные инструментальные системы имеют определенный технический уровень, защищены более 40 патентами на изобретения, используются в различных типах и видах производств. Основное использование инструмента – это моторные и автомобильные заводы, где производятся финишные операции лезвийным инструментом в базовых и тяжело нагруженных ответственных деталях, в частности:

– на ОАО «ГАЗ» (завод коробок скоростей) г.Нижний Новгород, внедрены микроборы и оправки для обработки отверстий ($\varnothing 56^{+0,046}$, $\varnothing 62^{+0,03}$, $\varnothing 75^{+0,03}$ мм) и других диаметров в картере коробки скоростей на итальянской гибкой производственной линии фирмы «Манделли»;

– на ОАО «Автодизель» (Ярославский моторный завод), внедрен расточной и вспомогательный инструмент, для обработки: отверстий ($\varnothing 153^{+0,04}$ мм) под гильзу в блоке цилиндров на автоматической линии, кольцевых поверхностей ($\varnothing 60_{-0,12} \times \varnothing 150^{+0,08}$ мм) в корпусе демпферной муфты на токарных многопозиционных полуавтоматах, точных отверстий ($\varnothing 32^{+0,025}$ мм) во фланце переднем на алмазно-расточных станках и т.д.;

– на ЗАО «Раскат» (завод дорожных машин) г.Рыбинск и МоАЗ (Могилевский автомобильный завод) используется расточной инструмент с оправками и блоками для обработки отверстий в диапазоне ($\varnothing 50 \div 250$ мм), точностью обработки (7-8) качества и шероховатостью поверхности $R_a(0,8-0,32)$ в корпусных деталях.

Достигнутые параметры по точности и шероховатости обрабатываемых поверхностей стабильны и соответствуют техническим требованиям конструкторской документации на производимые изделия.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. В результате проведенного анализа баланса точности обработки на многоцелевых станках установлено, что большое влияние на точность и производительность обработки оказывает жесткость системы СИЗ:

- жесткость системы СИЗ прямым образом связана с точностью обработки и составляет до 70% от общей погрешности обработки, доля погрешностей, зависящая от жесткости соединений достигает до 80%;

- жесткость системы СИЗ косвенно влияет на производительность обработки путем создания условий, позволяющих увеличить частоту вращения инструмента в дорезонансной зоне, тем самым и скорость резания.

2. Разработаны расчетно-теоретические модели инструментальных соединений с одновременным базированием по двум поверхностям: конусной и торцевой. Установлено, что жесткость данных соединений обуславливается определенным соотношением затяжной силы, приходящейся на конусные и торцевые поверхности, работающие в условиях упругого контактного взаимодействия определяемого размером (Δ_k) между торцами, в исходном положении соединяемых модулей, перед их сборкой.

3. Обосновано, что соотношение жесткости торцевого и конусного сопряжений должно составлять от 4/1 до 7/1, в зависимости от величины расстояния (Δ_k) между торцами, которое в свою очередь зависит от точности изготовления конусных и торцевых элементов сопряжений, а также взаимного расположения торцев при их силовом замыкании.

4. Экспериментально подтверждена возможность использования инструментальных систем с соединениями двойного базирования типа «конус-торец» для МС, позволяющая вести обработку с частотой вращения шпинделя до 30 тыс. об/мин и точностью обработки 7 и 6 квалитетов.

5. Разработаны расчетные модели зависимости жесткости соединений двойного базирования от погрешностей изготовления сопрягаемых поверхностей: суммарного торцевого биения, угла и диаметра у основной плоскости сопрягаемых конусов, которые позволяют оценить жесткости соединений, выполненных по разным степеням и квалитетам точности.

6. Теоретически обоснована необходимость разработки способа базирования хвостовика оправки на независимые самоустанавливающие опоры по коническим и цилиндрическим поверхностям и создание на его основе соединений типа «конус-цилиндр-торец», что позволяет:

- снизить влияние погрешностей угла конусного хвостовика и его диаметра у основной плоскости на жесткость соединения, а также компенсировать влияние параллельного смещения осей соединяемых модулей на точность обработки за счет промежуточного упругого элемента;

- управлять жесткостью соединений путем создания постоянных необходимых и независимых давлений в нужных направлениях и плоскостях контакта, а также перераспределения их при переходных режимах (разгон-торможение) работы станка и на высоких скоростях обработки;

- исключить повреждения конусных базирующих поверхностей от перенаклепа и разрушение конусного хвостовика от изгибающего момента;
- полную взаимозаменяемость с другими однотипоразмерными соединительными элементами инструментальной системы;
- снизить себестоимость изготовления конусных сопрягаемых элементов в 1,5 раза и более за счет возможности использования конических поверхностей более низкой точности без снижения жесткости соединений.

7. Разработаны математические модели, позволяющие определить оптимальные соотношения основных геометрических и силовых параметров соединений «конус-цилиндр-торец» для всех типоразмеров стандартного ряда:

- для конических хвостовиков соотношение его длины (l) и диаметра (d) у основной плоскости составляет $l \approx 1,5d$;

- затяжные силы на торце $P_{3.T.}$, а также в передней и задней опорах хвостовика $P_{3.A.O}$ и $P_{3.B.O}$, соответственно, должны распределяться в долевом эквиваленте как $P_{3.T.} : P_{3.A.O} : P_{3.B.O} \approx (0,70 \div 0,75) : (0,15 \div 0,20) : (0,1 \div 0,15)$ в пределах общей максимальной затяжной силы $P_{3.O} = 1$.

8. Статистическими исследованиями установлено, что применение в технологической системе СИЗ МС соединений типа «конус-торец» по сравнению с соединениями с конусом SK 7/24, при прочих равных условиях позволило повысить точность обработки в $1,5 \div 2,5$ раза, а ее скорость в $4 \div 5$ раз. Разработанные соединения типа «конус-цилиндр-торец» по отношению к соединениям «конус-торец» имеют жесткость выше в среднем на 25%.

9. Выполнен структурный анализ влияния механизмов размерной настройки режущего инструмента на точность обработки. Обоснована необходимость создания независимых (автономных) натягов в сопряжениях этих механизмов и точного центрирования их резьбовых сопряжений. На этой основе разработаны новые конструкции механизмов размерной настройки инструмента, экспериментальные проверки которых подтвердили долговечность и стабильность настроечных размеров во время обработки.

10. Разработана единая система создания и оценки компоновок инструментальных наладок, обеспечивающая жесткость и точность обработки на МС. Разработана исходная база данных для всех необходимых элементов наладок, что обеспечивает снижение брака и повышение надежности технологического процесса механической обработки по разработанным критериям жесткости и геометрической точности.

11. Из анализа баланса времени обработки на МС установлено, что значительная часть ($40 \div 60\%$) вспомогательного времени приходится на смену инструмента. Разработан новый вид манипуляторов смены инструмента параллельного действия и самозажимные захваты к ним, позволяющие:

- повысить быстродействие смены инструмента в $3 \div 3,5$ раза, тем самым увеличивая долю основного времени на 15 % в общем времени работы МС;

– использовать эти манипуляторы в несовмещенном режиме с процессом резания, тем самым повышая качество обработки.

12. В качестве современных средств оснащения для инструментальных систем разработаны и внедрены:

– типоразмерный ряд высокоэффективных и универсальных соединительных элементов инструментальных модулей между собой и шпинделем станка, применяемых в модульных инструментальных системах;

– принципиально новый расточной инструмент модульного типа для финишной и другой обработки отверстий, в широком диапазоне (5-500 мм) диаметров, с высокой размерной стабильностью и долговечностью, который используется в расточных инструментальных системах.

Основное содержание диссертации отражено в следующих работах

1. Украженко К.А. Методика определения и оценки контактной жесткости соединений с двойным базированием типа “конус-плоскость” // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2006. – №1. – С.73-82.

2. Украженко К.А. Математическое моделирование упруго-деформированного состояния соединительных элементов двойного базирования // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2005. – №4. – С.25-33.

3. Украженко К.А. Оптимальное распределение затяжных сил в соединениях «конус-плоскость» по критерию максимальной жесткости. // Математические методы в технике и технологиях.: Труды XX – межд. научной конференции. – Воронеж.- 2007. – С. 78-82.

4. Украженко К.А. Определение влияния геометрической точности соединений двойного базирования на их жесткость // Вестник машиностроения. – 2006. – №1. – С.76-79.

5. Украженко К.А. Определение потери точности и долговечности механизмов настройки инструмента и способы их повышения // Вестник машиностроения. – 2007. – №5. – С.50-53.

6. Украженко К.А. Определение и оптимизация сил затягивания в инструментальных соединениях двойного базирования типа “конус-торец” // Вестник машиностроения. – 2005. – №12. – С.44-47.

7. Украженко К.А. Повышение жесткости инструментальных систем для многоцелевых станков // Авиационная и ракетно-космическая техника с использованием новых технических решений: Сб. научных трудов межд. конф. – Рыбинск. - 2006. - часть 2, С.170–173.

8. Украженко К.А. Перспективный способ расширения технологических возможностей многоцелевых станков // Теплофизические и технологические аспекты управления качеством в машиностроении.: Сб. научн. трудов ВНТК с межд. уч. – Тольятти, 2005. – Вып. 5. – С.351–352.

9. Украженко К.А. Тенденции развития модульных инструментальных систем // СТИН. – 2001. – №5. – С. 21–22.

10. Украженко К.А. Жесткость инструментальных соединений с избыточным базированием типа “конус-торец” // Автомобильная промышленность. – 2007. – №3. – С.36-37.
11. Украженко К.А. Повышение эффективности обработки взаимоточных поверхностей, включая отверстия // Современные тенденции развития автомобилестроения в России: Тезисы докл. ВНТК с межд. уч. – Тольятти, 2004. – Т.4. – С.192–193.
12. Украженко К.А. Методика построения модульных инструментальных систем для станков с ЧПУ // Теплофизические и технологические аспекты управления качеством в машиностроении.: Сб. научн. трудов ВНТК с межд. уч. – Тольятти, 2005. – Вып. 5. – С. 349-351.
13. Украженко К.А. Морфологический метод создания МИС для многоцелевых станков // СТИН.–2000.–№5.–С. 14–15.
14. Украженко К.А. Принцип диверсификации при разработке устройств, работающих в различных условиях эксплуатации // Аэрокосмические технологии и образование на рубеже веков.: Тезисы докладов Всероссийской науч. техн. конф. – Рыбинск, 2002. – Сб.2. – С. 56–57.
15. Украженко К.А. Концепция построения модульных инструментальных систем для станков с ЧПУ // Аэрокосмические технологии и образование на рубеже веков.: Тезисы докладов Всероссийской науч. техн. конф.– Рыбинск, 2002. – Сб.3.– С. 35–36.
16. Украженко К.А. Высокoeffективная модульная расточная инструментальная система // СТИН.–2002.–№6.– С. 36–37.
17. Украженко К.А. Совершенствование расточного инструмента // СТИН.–2002. – №11.– С. 11–13.
18. Украженко К.А. Методика оценки и выбора типа инструментальной системы для многоцелевых станков // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. –2003.–№4.–С. 96–105.
19. Украженко К.А. Устройства автоматической смены инструмента // Механизация и автоматизация производства.–1990.–№3.– С. 3–6.
20. Украженко К.А. Анализ быстроедействия манипуляторов в устройствах автоматической смены инструмента // Станки и инструмент. – 1990.– №12.– С. 20–21.
21. Украженко К.А. Быстроедействующие манипуляторы для АСИ // Механизация и автоматизация производства.–1991.–№4.– С. 2–5.
22. Украженко К.А. Расчет захватов манипуляторов автоматической смены инструмента // Изв. ВУЗов. Машиностроение.–1990.–№7.–С. 138–141.
23. Украженко К.А. Методы повышения точности и стабильности обработки деталей на многоцелевых станках / ЯГТУ. – Ярославль, 2005.–10 с. (Деп. рук. ВИНТИ. – 2005. – №320 – В2005).
24. Украженко К.А. Адаптивный демпфер // Механизация и автоматизация производства.–1991.– №3.– С. 18.

25. Украженко К.А. Механический демпфер // Механизация и автоматизация производства. – 1991. – №1. – С. 13–14.
26. А.с. 1294558 (СССР). Манипулятор для автоматической смены инструмента / К.А. Украженко / Б.И. – 1987. – №9.
27. А.с. 1393578 (СССР). Устройство для автоматической смены инструмента / К.А. Украженко // Открытия. Изобретения... – 1988. – №17.
28. А.с. 1404247 (СССР). Манипулятор для автоматической смены инструмента / К.А. Украженко // Открытия. Изобретения... – 1988. – №23.
29. А.с. 1421483 (СССР). Устройство для автоматической смены инструмента / К.А. Украженко // Открытия. Изобретения... – 1988. – №33.
30. А.с. 1425032 (СССР). Устройство для автоматической смены инструмента / К.А. Украженко // Открытия. Изобретения... – 1988. – №32.
31. А.с. 1449314 (СССР). Устройство для автоматической смены инструмента / К.А. Украженко // Открытия. Изобретения... – 1989. – №1.
32. А.с. 1484569 (СССР). Механическая рука К.А. Украженко / К.А. Украженко // Открытия. Изобретения... – 1989. – №21.
33. А.с. 1576313 (СССР). Механическая рука / К.А. Украженко // Открытия. Изобретения... – 1990. – №25.
34. А.с. 1670236 (СССР). Демпфирующее устройство / К.А. Украженко // Открытия. Изобретения... – 1991. – №30.
35. А.с. 1683957 (СССР). Металлорежущий станок / К.А. Украженко // Открытия. Изобретения... – 1991. – №38.
36. А.с. 1708575 (СССР). Устройство для автоматической смены инструмента / К.А. Украженко // Открытия. Изобретения... – 1992. – №4.
37. А.с. 2022771 (СССР). Манипулятор / К.А. Украженко // Открытия. Изобретения... – 1994. – №21.
38. А.с. 1380912 (СССР). Поворотное-делительное устройство / К.А. Украженко // Открытия. Изобретения... – 1988. – №10.
39. Патент 2268107 (РФ). Устройство соединения модулей / К.А. Украженко // Б.И. – 2006. – №2.
40. Патент 2258581 (РФ). Устройство соединения модулей / К.А. Украженко // Б.И. – 2005. – №23.
41. Патент 2014196 (РФ). Устройство соединения модулей / К.А. Украженко // Открытия. Изобретения... – 1994. – №11.
42. Патент 2014980 (РФ). Устройство соединения модулей / К.А. Украженко // Открытия. Изобретения... – 1994. – №12.
43. Патент 2042477 (РФ). Расточная головка / К.А. Украженко // Открытия. Изобретения... – 1995. – №24.
44. Патент 2047460 (РФ). Устройство соединения модулей / К.А. Украженко // Открытия. Изобретения... – 1995. – №31.
45. Патент 2047462 (РФ). Устройство соединения модулей / К.А. Украженко // Открытия. Изобретения... – 1995. – №31.