

М 420565

Министерство высшего и среднего специального
образования СССР

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ
РЕВОЛЮЦИИ И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

КУЗНЕЦОВ Юрий Николаевич

УДК 621.9.62: 62-229.324

СИНТЕЗ ЗАЖИМНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПРУТКОВЫХ АВТОМАТОВ

Специальность 05.03.01 - Процессы и машины обработки
материалов резанием; автоматические линии

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

Диссертации на соискание ученой степени доктора
технических наук

Москва - 1984

Работа выполнена в Киевском ордена Ленина политехническом институте имени 50-летия Великой Октябрьской социалистической революции

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор ДАЛЬСКИЙ А.М.

доктор технических наук, профессор ПУШ В.Э.

доктор технических наук, профессор ФЕДОТОВ А.И.

Ведущее предприятие - Всесоюзный научно-исследовательский конструкторско-технологический институт подшипниковой промышленности (ВНИПП)

Защита диссертации состоится "_____" _____ 1984 г.
на заседании специализированного Совета Д 053.15.04 Московского
ордена Ленина _____ Трудового
Красного Знамени _____ Баумана
по адресу: _____
Ваш _____ нный
печатью, _____
С диссертацией _____ у
им. Н.Э.Баумана _____

Автор _____

Ученый со-
лицирова
кандидат
наук, до

А.

M420565

Виктистройдормеш Бр.-Литовский пр. 87 а

Актуальность проблемы. Проявляя повышенное внимание к развитию станкостроения, ЦК КПСС и Совет Министров СССР приняли ряд постановлений и рассмотрели на последних Пленумах вопросы, связанные со значительным увеличением выпуска высокоточных и высокопроизводительных станков-автоматов, снижением металлоемкости оборудования и отходов металла в стружку, повышением темпов конструкторских разработок. Задача повышения технического уровня станков требует улучшения характеристик их основных механизмов, среди которых большую роль играют зажимные механизмы (ЗМ), оказывающие значительное влияние на точность и производительность обработки деталей. При непрерывном совершенствовании структуры станка в целом часто наблюдается несоответствие с ним и сильное отставание ЗМ, подолгу сохраняющих традиционные конструкции.

Настоящая работа решает крупную научную проблему, имеющую важное народнохозяйственное значение, связанную с созданием основ теории проектирования высокоточных, широкодиапазонных и быстродействующих ЗМ, повышающих технико-экономические показатели прутковых автоматов и расширяющих их технологические возможности.

К основным недостаткам, снижающим технико-экономические показатели прутковых автоматов (составляющих большой удельный вес) и ограничивающим их технологические возможности, относятся: 1) нестабильное осевое положение прутка из-за отскока при подаче до упора и оттягивания при зажиме; 2) низкая и нестабильная радиальная жесткость одинарного зажима; 3) низкая долговечность цанг; 4) невозможность обработки дешевых горячекатаных прутков при геометрическом замыкании в приводе; 5) большой расход энергии при силовом замыкании в гидро(пнеumo)приводе; 6) невозможность встраивания прутковых автоматов с ЧПУ в гибкие станочные системы, работающие по "безлюдной технологии".

Проблема создания высокоточных, широкодиапазонных, экономичных и быстродействующих ЗМ повышенной долговечности становится все более актуальной из-за постоянного роста требований к производительности, точности и надежности работы оборудования, качеству обрабатываемых изделий, а также из-за необходимости экономии энергии и сырья, сокращения расхода металла в стружку, снижения металлоемкости выпускаемых станков. Это требует новых научных обобщений, нового по сравнению с существующим методологического подхода.

Цель работы - повышение технико-экономических показателей и



расширение технологических возможностей прутковых автоматов за счет поиска новых оригинальных конструктивных решений и создания основ теории проектирования ЗМ с учетом их взаимодействия с механизмами подачи прутка (МПП), совершенствования существующих, разработки и широкого внедрения высокоточных, широкодиапазонных и быстродействующих механизмов в эксплуатируемые и вновь создаваемые станки.

Методика выполнения исследований. При изучении процессов, протекающих в ЗМ, использованы основные положения динамики механизмов и машин, теоретической механики, теории вероятности, контактной жесткости, трения и износа, сопротивления материалов, упругости оболочек и соударения тел. При решении задач синтеза ЗМ на высших уровнях использованы системный подход и современные методы поиска новых технических решений, а при параметрическом синтезе — теория оптимизации и исследования операций. При анализе системы ЗМ в процессах зажима-разжима и резания применялись основные положения теории математического моделирования и численные методы решения дифференциальных уравнений с применением ЭВМ, а при экспериментальных исследованиях — методы статистические, тензаметрии и осциллографирования.

Научная новизна заключается в создании основ теории проектирования высокоточных, широкодиапазонных и быстродействующих ЗМ прутковых автоматов при рассмотрении оптимального проектирования как последовательного процесса решения многоуровневых, многоциклических, многокритериальных и многоэкстремальных задач структурного, схемного и параметрического синтеза. Разработаны универсальные динамическая и математическая модели системы ЗМ как нелинейной динамической системы при последовательном воздействии на объект закрепления различных возмущений со стороны механизмов подачи, закрепления и резания в их взаимосвязи. Изучен механизм образования погрешностей и упругих отжатов в системе патрон-деталь (П-Д), представляющей консольную балку с заделкой в месте закрепления в виде упруго-фрикционного шарнира в продольном сечении и упруго-фрикционной подвески в поперечном. Установлена связь силовых, жесткостных и точностных характеристик между собой и с отклонением диаметра прутка; получены аналитические зависимости для расчета сил, жесткости, точности и быстродействия цанговых ЗМ и МПП. Разработаны графо-аналитический метод расчета силовых характеристик ЗМ с построением силового портрета, дифференциально-морфологический метод структурного и схемного синтеза зажимных патронов.

Практическая ценность состоит в создании научной базы для совершенствования и создания новых ЗМ и МПП, удовлетворяющих совре-

менным требованиям. Раскрыты наиболее важные с практической точки зрения особенности процесса зажима-разжима, взаимодействия ЗМ с МПП и процессом резания, влияющие на основные показатели станка. Разработаны методы расчета оптимальных параметров цанговых ЗМ и МПП, а также выведены формулы для определения основных характеристик цанговых патронов различных типов. Сформулированы типовые детерминированные задачи оптимального параметрического синтеза. Методики расчета в виде РТМ и программ для решения задач на ЭВМ использованы при проектировании новых ЗМ прутковых автоматов и других станков. В результате теоретических разработок синтезированы новые схемы и конструкции высокоточных, быстродействующих, широкодиапазонных и автоматически регулируемых ЗМ, цанг, способов их изготовления, защищенные авторскими свидетельствами СССР и НРБ. Разработаны мероприятия по повышению качества изготовления, сборки и регулировки ЗМ, созданы приборы для контроля и диагностики характеристик ЗМ.

Реализация в промышленности. Методики расчета цанговых зажимных и подающих механизмов в виде руководящих материалов (РМ16-74, РМ17-74, РМ01-80, РМ02-80, РМ03-81, РМ04-82 и др.), созданных по результатам работы автора, используются на предприятиях Минстанкопрома и других ведомств. По заданию Минстанкопрома и Постановлению № 3260 Госкомитета СССР по стандартам от 30.06.1980 г. при участии автора созданы ГОСТы 2876-80 и 2877-80 "Цанги зажимные и подающие. Основные и присоединительные размеры". Общий годовой экономический эффект составил свыше 1 млн.руб. На бердичевском станкозаводе "Комсомолец" с 1976 г. серийно внедрен синтезированный высокоточный патрон с экономическим эффектом за X пятилетку 766 тыс.руб. Проведены модернизация прутковых автоматов с постановкой новых ЗМ и МПП на предприятиях г.Киева, УССР и всей страны. Полностью решена проблема обработки горячекатаных прутков на прутковых автоматах с применением самонастраивающихся ЗМ. На Киевском станкостроительном ПО, Житомирском заводе станков-автоматов, бердичевском станкозаводе "Комсомолец" и др. рекомендованы к разработке, изготовлению, испытанию и широкому внедрению новые конструкции высокоточных, быстродействующих, самонастраивающихся и долговечных ЗМ и МПП. Настоящая работа является составной частью исследований и разработок, выполненных под руководством автора по договору о межвузовском сотрудничестве между КПИ (УССР) и Габровским ВМЭИ (НРБ). Цикл работ по цанговым ЗМ отмечен серебряной медалью ВДНХ, дипломами и грамотами республиканских, межвузовских и городских выставок. Основные результаты и методы исследований диссертационной работы используются в учебном процессе.

Апробация работы. Сделано 45 докладов на конференциях с международным участием (НРБ), всесоюзных, республиканских и региональных конференциях, семинарах и совещаниях, посвященных проблемным вопросам автоматизации производства, методам расчета механизмов машин-автоматов, повышению технико-экономической эффективности станков-автоматов, САПР, типовым механизмам станков-автоматов и станков с программным управлением, исследованию и перспективам развития современных станочных приспособлений, где результаты настоящей работы одобрены. Полное содержание диссертации обсуждалось в Киевском политехническом институте на научно-теоретическом семинаре механико-машиностроительного факультета (1978 г.) и кафедре "Металлорежущие станки и инструменты" (1982 г.), а также на кафедре станков-автоматов МВТУ им. Н.Э.Баумана (1983 г.). Научные разработки технически апробировались при проектировании, заводских испытаниях и отработке конструкций ЗМ токарных автоматизированных станков, что нашло отражение в отчетах по НИОКР по хозяйственным и договорам о творческом содружестве.

Публикации. По материалам выполненных исследований опубликовано более 200 работ, освещающих основные положения диссертации, из них 2 монографии, 3 брошюры и конспект лекций "Станки-автоматы" в 4-х частях; получено свыше 100 авторских свидетельств СССР и НРБ на изобретения.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из основной части и приложения. Основная часть содержит 10 разделов, включающих: введение; основные проблемы теории проектирования ЗМ прутковых автоматов; физические явления, протекающие в ЗМ, и принципы обеспечения требуемых характеристик; структурно-схемный синтез ЗМ; анализ проектируемой системы ЗМ в процессе установки прутка и резания; параметрический синтез ЗМ и МПП; эффективность практического применения теории проектирования при создании новых ЗМ; заключение. В основной части 515 страниц: текст - 299, таблицы - 25, иллюстрации (182 рисунка) - 161, список литературы (320 наименований) - 30. В приложении (44 страницы) приведены: перечень договоров и отчетов по НИР, руководящих технических материалов, информационных листков, авторских свидетельств на изобретения и заявок с положительным решением; сведения об использовании и эффективности внедрения результатов диссертации.

I. ВВЕДЕНИЕ

Показана актуальность проблемы создания основ теории проектирования высокоточных, широкодиапазонных и быстродействующих ЗМ. Указаны основные недостатки ЗМ, снижающие технико-экономические показатели прутковых автоматов и ограничивающие их технологические возможности. Обоснована необходимость новых научных обобщений, нового методологического подхода к оптимальному проектированию ЗМ, начиная от выбора принципа зажима и заканчивая разработкой и внедрением высокоэффективных конструкций в кратчайшие сроки.

2. ОСНОВНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ТЕОРИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗМ ПРУТКОВЫХ АВТОМАТОВ

В зависимости от формы объект закрепления имеет различные базы и подвергается различным возмущениям и последовательным воздействиям по циклу: перемещение и установка в требуемое положение; зажим; обработка; разжим и отвод. Независимо от назначения, принципа работы и конструктивного исполнения система ЗМ имеет общую структуру и функциональную схему, включая привод (Пр) с передаточно-усилительными механизмами (ПУМ) и упругим звеном (УЗ), патрон (П) для непосредственного закрепления детали, состоящий из передаточно-усилительных звеньев (ПУЗ) и зажимных элементов (ЗЭ).

К основным направлениям развития ЗМ следует отнести поиск и выбор принципов: точного базирования и закрепления; повышения жесткости зажима; повышения быстродействия для сокращения времени несовмещенных вспомогательных движений; стабильного и регулируемого по силе зажима заготовок с широкими допусками; высокоэффективного зажима-разжима с минимальным расходом энергии; создания специальных ЗМ, расширяющих технологические возможности станка, и т.д.

Среди многообразия требований, предъявляемых к ЗМ в процессах зажима-разжима (I состояние) и резания (II состояние) и объясняющих большое многообразие их конструкций, основными являются: сила (необходимое условие), жесткость, точность при их стабильности и др. Требования к ЗМ и МПП могут быть выражены количественно через соответствующие характеристики. На стабильность характеристик большое влияние оказывает отклонение диаметра $\Delta D = D_{\max} - D_{\min}$ зажимаемой детали. Абсолютная величина любой характеристики - функции определяется ее средним значением или математическим ожиданием $\Phi = \Phi_{\text{ср}} = 0,5(\Phi_{\max} + \Phi_{\min})$. Разброс характеристик $\Delta \Phi$ определяется дисперсией и полем рассеяния, показателем нестабильности

$\varepsilon_\phi = \Delta\phi / \Delta D$, коэффициентами неравномерности $\delta_\phi = \Delta\phi / \phi_{\text{ср}}$,
 стабильности $K_\phi = \phi_{\text{min}} / \phi_{\text{max}}$, разброса $\lambda_\phi = 1/K_\phi = \phi_{\text{max}} / \phi_{\text{min}}$.
 Свойства широкодиапазонности могут оцениваться коэффициентом охва-
 та $K_0 = \Delta d / \Delta D$, где $\Delta d = \bar{d}_s - \bar{d}_n$ - рабочий диапазон
 диаметров патрона от верхнего $\bar{d}_s$ до нижнего $\bar{d}_n$ уровней.

В диссертации выполнен анализ, который показал, что существую-
 щие ЗМ и МПП сдерживают повышение технико-экономических показате-
 лей прутковых автоматов и ограничивают их технологические возможно-
 сти. Вопросами исследования и создания ЗМ занимались и занимаются
 ученые и специалисты ведущих вузов страны - МВТУ им. Баумана, Мос-
 станкин, Ленинградский, Киевский, Фрунзенский и др. политехнические
 институты, Ростовский институт сельхозмашиностроения; научно-иссле-
 довательские институты и проектные организации - ЭНИИМС, ВНИИПП,
 СКБМА, ЛенокБАРС и др. Весомый вклад в исследование точности уста-
 новки и токарной обработки, а также в разработку, исследование,
 развитие ЗМ и МПП прутковых автоматов сделан советскими учеными
 Б.М. Безровым, Б.С. Балахиным, А.М. Дальским, Н.И. Камышным, М.К. Кле-
 бановым, К.С. Колевым, В.С. Корсаковым, Б.Д. Модлиным, М.Л. Орликовым,
 А.С. Прониковым, Д.Н. Решетовым, Э.В. Рыжовым, А.П. Соколовским, Г.А.
 Шаумяном и др. Большое число работ советских и зарубежных ученых
 свидетельствует о важности исследования различных ЗМ.

Анализ ранее проведенных исследований и работ в области ЗМ
 станков и, в частности, прутковых автоматов позволяет сделать сле-
 дующие основные выводы: 1. Ранее выполненные работы в основном сво-
 дились к анализу широко распространенных конструкций ЗМ и МПП прут-
 ковых автоматов. Отсутствует общая теория проектирования ЗМ прутко-
 вых автоматов, позволяющая учитывать сложный характер процесса за-
 жима-разжима и взаимодействия его с процессом резания, что не дает
 возможности синтезировать и анализировать новые механизмы с точки
 зрения обеспечения требуемых характеристик. 2. Отсутствуют аналити-
 ческие зависимости между характеристиками зажима и параметрами про-
 цесса резания; методики по комплексному расчету сил и перемещений
 в общей системе ЗМ. 3. Недостаточно используются современные мето-
 ды поиска новых технических решений, позволяющие синтезировать вы-
 сокоэффективные ЗМ повышенной долговечности. 4. До настоящего вре-
 мени отсутствуют методики аналитического расчета жесткости и точно-
 сти зажима деталей в цанговых патронах различных конструкций. В су-
 ществующих методиках расчета ЗМ недостаточно учитывалось влияние
 отклонений размеров зажимаемых деталей, законов движения, упруго-
 пластических контактных деформаций и ряда других факторов. В связи
 с этим сформулированы основные задачи диссертации, посвященной раз-

работке основ теории оптимального проектирования ЗМ прутковых автоматов.

3. ФИЗИЧЕСКИЕ ЯВЛЕНИЯ, ПРОТЕКАЮЩИЕ В ЗАЖИМНЫХ МЕХАНИЗМАХ

Физической моделью ЗМ в состоянии "зажато" является замкнутая (закрытая или открытая со стороны источника энергии) упруго-напряженная система последовательно соединенных звеньев, получающих энергию извне и преобразующих ее в перемещение зажимных элементов в направлении создания нормальных сил на поверхности контакта с деталью, эквивалентной потенциальной энергии их упруго-пластического контактного взаимодействия. В общем балансе расхода энергии на процесс зажима-разжима и компенсации потерь при резании эффективная потенциальная энергия зажима незначительна и равна:

$$П_3 = Z \int_0^{h_K} T(h_K) \cdot dh_K, \quad (1)$$

где Z - количество зажимных элементов; $T(h_K)$ - нормальная сила зажима одним элементом, зависящая линейно или нелинейно с учетом свойств тел зажимного элемента и детали от величины их контактного сближения h_K . Все ЗМ можно разделить на 2 вида: с закрытым контуром, отключаемым от источника энергии после зажима (разжима), и с открытым контуром, постоянно связанным с источником энергии как при зажиме-разжиме, так и при резании.

Особое внимание в работе уделено процессам взаимодействия зажимного элемента с прутком и корпусом патрона, а также нарушения трения между ними. Величина контактных сближений h_K и вид контакта зависят от материала и формы (радиуса кривизны зажимного элемента r_0 и детали r) поверхностей контактируемых деталей, углов продольного ϑ и поперечного φ внедрения, нормальной силы T и площади контакта F_K . На основании экспериментальных данных для различных контактных пар при принятых степенных и линейных зависимостях методом наименьших квадратов получены формулы для ориентировочного расчета контактных сближений (в мкм) для $r = r_0$ ($\Delta d = 0$), $\vartheta = 0$ и плоского контакта:

$$h_K = A_M T^m / F_K^m = B \cdot T^m, \quad (2)$$

$$\text{а при } \vartheta \neq 0 \quad h_K = T(B \cdot T^{m-1} + A_\vartheta \cdot \vartheta) \approx T \cdot A_\vartheta \cdot \vartheta, \quad (3)$$

$$\text{для } \Delta d \neq 0, \vartheta \neq 0 \quad h_K = T(A_d \Delta d / B + A_\vartheta \cdot \vartheta + A_r \cdot r_0^2 / r_B), \quad (4)$$

где A_M - коэффициент, зависящий в основном от волнистости и шероховатости поверхностей; A_d , A_ϑ и A_r - коэффициенты, завися-

шие от отклонений диаметра детали Δd , характера продольного и поперечного внедрения; m - показатель степени; δ_0 - половина угла обхвата.

Предложены в трехчленном и двухчленном виде формулы для аналитического определения коэффициентов сцепления зажимного элемента с деталью при прокручивании и проскальзывании в предположении, что сила сцепления, направленная в сторону, противоположную силе, вызывающей нарушение фрикционной связи (упругое или пластическое отщепление, микрорезание), представляет сумму сил нормального, тангенциального сопротивления поверхностных слоев и трения.

Для определения контактных взаимодействий в коническом сопряжении цанговых патронов выведены формулы для угла контакта в поперечном сечении, контактного сближения и приведенного угла трения в зависимости от действующих сил P_Σ и смещения y_0 центров кривизны цанги и детали:

$$\beta_0 = \arcsin 2 \sqrt{\frac{2(1-\mu_n^2) \cdot P_\Sigma}{\pi \cdot E \cdot (y_0 - h_k) \cdot \alpha_k \cdot \cos \alpha}}, \quad (5)$$

$$\Delta_k = 2 \left[R_1 \sin^2 \frac{1}{4} \left(\arcsin \frac{R_2 \sin \beta_0}{R_1} \right) - R_2 \sin^2 \frac{\beta_0}{4} \right], \quad (6)$$

$$\varphi_{np} = \arcsin \frac{2 \sin \beta_0 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}{\sin \beta_0 \cdot \cos \beta_0 + \beta_0} - \alpha, \quad (7)$$

где μ_n - коэффициент Пуассона; E - модуль упругости; α_k - фактическая длина продольного контакта; R_1 и R_2 - радиусы кривизны конусов цанги и шпинделя в месте контакта; α - половина угла конуса цанги.

Дан анализ факторов, влияющих на величины и отклонения основных характеристик зажима.

Результаты производственных испытаний характеристик 60 механизмов с геометрическим замыканием и 10 гидравлических механизмов с силовым замыканием показали, что при изменении диаметра прутка характеристики изменяются в больших пределах. Например, при $\Delta d = 0,4$ мм в 3М многошпиндельного токарного автомата радиальная сила изменяется в 3-5 раз (рис. 1, кривая I) из-за изменения мест и характера контактирования губки со шпинделем и прутком, разброса жесткости и изменения натяга УСМ, что можно оценить показателем неустойчивости осевой силы в общем виде:

$$\varepsilon_s = \frac{\Delta S_z}{\Delta d} = \frac{1}{\Delta d} \left[\frac{C_y' (X_T - \frac{\Delta_{min}}{l_n})}{1 + \frac{C_y' \cdot k_{nmax}}{Z \cdot C_{kmin} \cdot l_n}} - \frac{C_y (X_T - \frac{\Delta_{min} + y_0}{l_n})}{1 + \frac{C_y \cdot k_{nmin}}{Z \cdot C_{kmax} \cdot l_n}} \right], \quad (8)$$

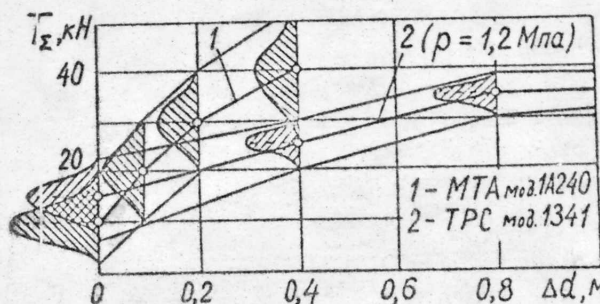


Рис. 1. Графики зависимости радиальной силы зажима от отклонения диаметра прутка

где C_y' , C_y и C_{kmin} , C_{kmax} — жесткость УСМ и контактная в стыке зажимной элемент — прутки диаметром соответственно d_{max} и d_{min} . Если принять $C_y' = C_y = const$, $C_{kmin} = C_{kmax} \rightarrow \infty$, $k_{nmin} = k_{nmax} = k_n = const$, $y_0 = 0,5 \cdot \Delta d$, то $\varepsilon_s = 0,5 \cdot C_y / l_n$, т.е.

нестабильность осевой силы зажима в приводе тем выше, чем больше жесткость УСМ и меньше передаточное отношение патрона l_n .

Так как любой ЗМ может быть в двух состояниях, то в общей динамической системе станка существуют две эквивалентные динамические системы ЗМ. При выборе и изучении привода и патрона на работу всей системы ЗМ в процессе зажима-разжима, следует рассматривать эквивалентную упругую систему механизма (ЭУСМ), учитывающую жесткость, силы трения, процессы в механизмах и взаимодействующую с приводом. При исследовании влияния ЗМ на производительность и точность обработки необходимо рассматривать ЭУСМ, включающую процессы в приводе и взаимодействующую с процессами резания и процессами в других подсистемах станка. Для исследования ЗМ в процессе зажима-разжима и в процессе резания с применением ЭВМ, а также при анализе вариантов ЗМ на уровнях схемного и параметрического синтеза разработаны универсальная динамическая и математическая модели ЗМ как нелинейной динамической системы с учетом физико-механических процессов (имеющих нелинейности типа люфта, упруго-пластические контактные деформации, переменность величины и направления сил трения) при последовательном воздействии на объект закрепления различных возмущений со стороны механизмов подачи, зажима и резания в их взаимосвязи. Модели могут быть разбиты на отдельные фрагменты по циклу. Например, процесс зажима заготовок описывается универсальной динамической мо-

делью, позволяющей исследовать различные ЗМ: с геометрическим и силовым замыканием, с самоторможением, постоянной и переменной структуры открытого и закрытого контуров; с различными упругими связями в приводе и патроне; с различными вариантами патронов одинарного и двойного зажима.

4. ПРИНЦИПЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТРЕБУЕМЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАЖИМНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПРУТКОВЫХ АВТОМАТОВ

При проектировании ЗМ приходится решать многоуровневые задачи разной сложности, связанные с выбором принципа зажима, структуры для выбранного принципа, схемы для выбранной структуры и конструкции с лучшими (оптимальными) параметрами при выбранной схеме (рис.2).

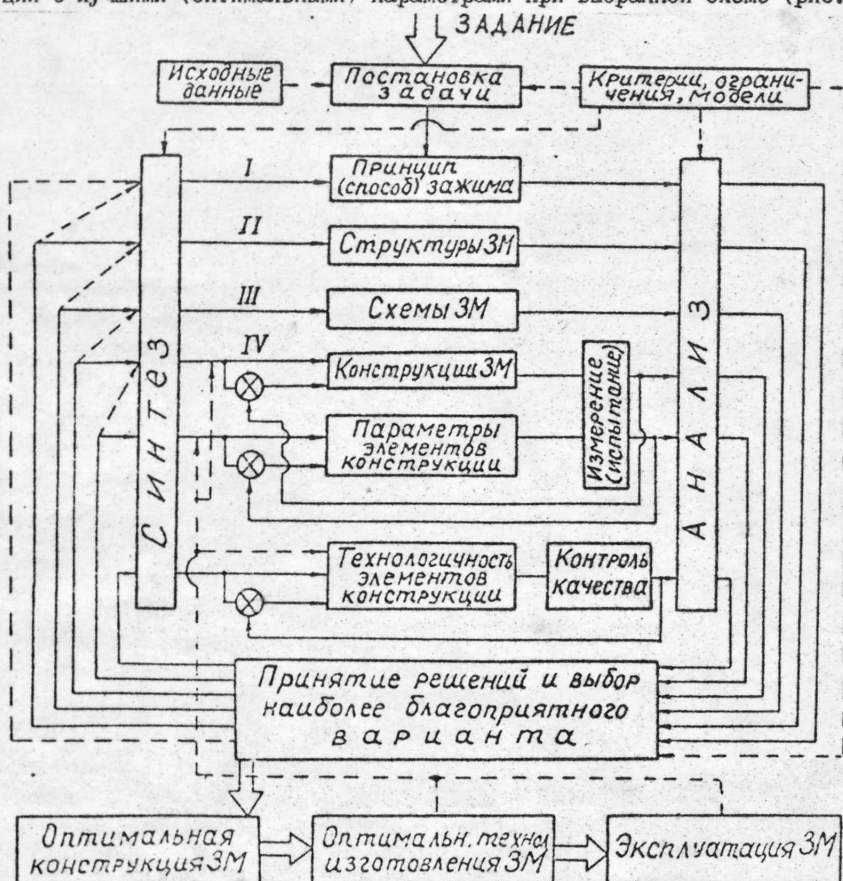


Рис. 2. Структура оптимального проектирования ЗМ

Решение каждой из задач связано с выбором наилучшего варианта. Иерархическое разделение на уровни оптимизации в зависимости от степени сложности решения задач является весьма условным и строгой границы между ними провести практически невозможно. Иногда принцип зажима предопределяет структуру ЗМ, а структура – его схему при ограниченной вариации связей между элементами. Разделение на уровни необходимо для разграничения более простых задач от более сложных, методы решения которых могут существенно отличаться. Предложено 4 уровня синтеза ЗМ. Наиболее сложными и важными являются задачи I уровня, связанные с поиском новых принципов зажима, для решения которых требуется большой накопленный опыт, высокая компетентность и теоретическая подготовка конструктора, творчество специалистов разных специальностей, обладающих инженерной интуицией. Оптимальным будет тот ЗМ, для которого выбран оптимальный (или по крайней мере рациональный) принцип зажима. Задачи II и III уровней требуют для их решения (в том числе с применением ЭВМ) использования как детерминированных и стохастических методов, так и специальных эвристических, алгоритмических и гибридных. Задачи IV уровня, связанные с оптимизацией параметров конструкции, в настоящее время являются наиболее разработанными и для их решения широко применяются ЭВМ. Задача I и III уровней возникают при создании новых станков и методов обработки деталей, задачи II-IV уровней – при модернизации станка.

Оптимальный синтез ЗМ предполагает выбор такого варианта структуры, схемы, конструкции механизма и его параметров, при которых достигается минимальное или максимальное значение некоторого критерия, характеризующего качество зажима при наложенных ограничениях. Согласно теории оптимизации при оптимальном синтезе ЗМ использованы три основных пути: 1) по одному критерию, а для остальных устанавливаются ограничения; 2) по комплексному критерию; 3) изменение масштаба задачи, определяющего выбор глобального критерия, характеризующего, например, технико-экономические показатели всего станка. Из-за большого многообразия требований к ЗМ, а иногда и их противоречивости, приходится иметь дело не с одним, а с многими критериями, получая наилучшее решение по нескольким показателям. Каждую ситуацию при выборе принципа зажима, структуры, схемы и конструкции ЗМ предложено характеризовать векторной оценкой 10-ти частных показателей (силы K_c , жесткости $K_{ж}$, точности радиальной $K_{тр}$ и осевой $K_{то}$, быстродействия K_b , долговечности K_d , широкодиапазонности $K_{ш}$, прочности K_n , металлоемкости K_m и технологичности K_t). Применительно к ЗМ удобно все частные показате-

тели с сохранением их физического смысла привести к однородному безразмерному виду, при котором каждый из них в идеальном случае стремился к 1.

В работе частные показатели приведены к однородному нормализованному виду с учетом анализа их относительной важности с определением весовых коэффициентов приемом неформальных процедур на основе построения графа связей между показателями качества установки и технико-экономическими показателями пруткового автомата. Каждая связь (ребро графа) соответствовало весу 1. Отношение предпочтения для приведенных к однородному виду показателей при выборе оптимального (рационального) ЗМ оказалось (знак $>$ означает предпочтение по важности, знак $\approx$ - равноценность):

$K_c > K_{\text{ж}} > K_B > \{K_{TP} \approx K_{TO}\} > K_{\text{ш}} > \{K_H \approx K_M\} > K_A > K_T$,
а отношение коэффициентов α_i при наличии полной непротиворечивости информации $\alpha_c > \alpha_{\text{ж}} > \alpha_B > (\alpha_{TP} + \alpha_{TO}) > \alpha_{\text{ш}} > (\alpha_H + \alpha_M) > \alpha_A > \alpha_T$;
 $\alpha_{TP} = \alpha_{TO}$; $\alpha_H = \alpha_M$. С учетом нормирования шкалы, равной 1, были получены значения α_i для комплексного показателя качества, представляющего целевую функцию $K = \Phi = \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot K_i$, причем лучший стратегии выбора соответствует большее значение.

В замкнутой системе ЗМ силовой контур зажимного патрона может быть замкнутым, разомкнутым и комбинированным. В свою очередь замкнутый силовой контур патрона может быть открытым (зажимные элементы не охвачены общим корпусом) и закрытым, что определяется типом последнего передаточно-усилительного звена патрона. Сделаны попытки формализации принципов зажима по направлению зажимного усилия и способу передачи энергии от источника к объекту закрепления в виде силовых потоков, что проиллюстрировано на цанговых ЗМ. Сформулированы принципы стабилизации и регулирования силовых характеристик ЗМ, позволившие полностью решить проблему зажима и обработки горячекатаных прутков на прутковых автоматах. На примере поперечного точения показано, что возможность работы ЗМ при стабильной и оптимальной силе ($T_{\Sigma} = \text{const}$) при отклонениях $\Delta \alpha$ прутка создает резерв для повышения производительности обработки за счет увеличения подачи S на величину ΔS , т.е.

$$\frac{\Delta S}{S} = \left(\frac{T_{\Sigma \max}}{T_{\Sigma \min}} \right)^{\frac{1}{y_p}} - 1 = \lambda_T^{\frac{1}{y_p}} - 1 = \left(1 + \frac{\varepsilon_T \cdot \Delta \alpha}{T_{\Sigma}} \right)^{\frac{1}{y_p}} - 1, \quad (9)$$

где y_p - показатель степени в формуле главной составляющей силы резания. При условии отсутствия перегрузки ЗМ с геометрическим замыканием для $\lambda_T = 1,5 \dots 4$ резерв относительного повышения производительности за счет стабилизации силы зажима достигает $\frac{\Delta S}{S} =$

$= 0,7 + 5,3$, т.е. в среднем 300%.

В работе предложено графическое изображение силовых характеристик замкнутой системы ЗМ в виде силовых портретов, изображающих зависимости в квадрантах (рис. 3): I – осевой S_{Σ} и радиальной T_{Σ} сил зажима, т.е. силовая характеристика патрона (A_1B_1); II – входной осевой силы S_{Σ} от деформации f_y УСМ, т.е. жесткостная характеристика УСМ (A_2B_2); III – деформации f_y УСМ (или перемещение X ПУМ) от Δd , т.е. характеристика влияния или условной обратной связи (A_3B_3); IV – силы T_{Σ} от Δd , т.е. выходная силовая характеристика объекта закрепления (A_4B_4). Характеристика каждого звена системы ЗМ может быть выражена соответствующим показателем, представляющим отношение выходной и входной величины.

Исходя из этого показателем I квадранта является коэффициент усиления $k_n = \Delta T_{\Sigma} / \Delta S_{\Sigma}$; II квадранта – приведенная жесткость принода, учитывающая все виды деформаций $C_{пр} = \Delta S_{\Sigma} / \Delta f_y$; III квадранта – передаточное отношение (или характеристика влияния) $i_o = \Delta f_y / \Delta d$ (или $\Delta X / \Delta d$); IV квадранта – показатель неустойчивости радиальной силы зажима $\varepsilon_r = \Delta T_{\Sigma} / \Delta d$. На силовом портрете ЗМ точкой А (A_1-A_4) обозначены характеристики, соответствующие d_{min} ; а точкой В (B_1-B_4) – d_{max} . Силовые портреты явились основой графоаналитического метода расчета ЗМ, инструментом поиска новых ЗМ, способов стабилизации и регулирования их характеристик. Анализ силовых портретов различных ЗМ и соответствующих им зависи-

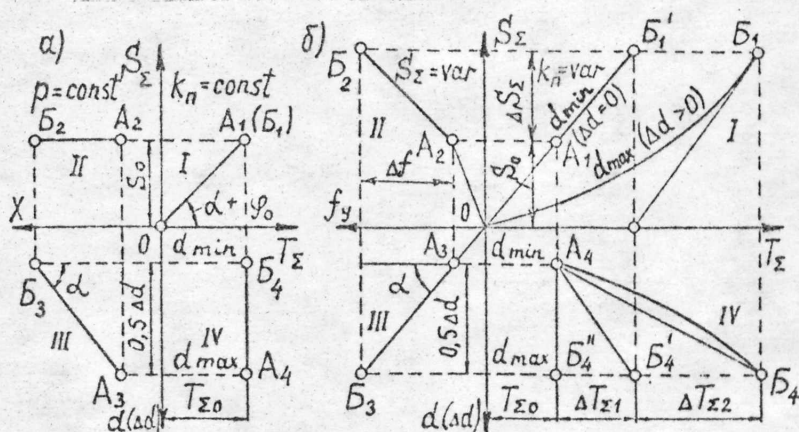


Рис. 3. Силовые портреты ЗМ с силовым замыканием и клиновым патроном (а), с геометрическим замыканием и цанговым патроном (б)

мостей показал, что метод обеспечения стабильной силы зажима независимо от Δd должен предусматривать автоматическую компенсацию зазоров в системе ЗМ при подаче прутка или после нее. Для реализации такого метода должна быть введена обратная связь (ОС), компенсирующая отклонение Δd в виде сигнала, выбирающего радиальный зазор Δy в патроне или свободный осевой ход ΔX в ПМ привода (рис. 4). Возможно также изменение жесткости $UCM \Delta f_x = f(\Delta d)$, компенсирующее колебание силовой характеристики патрона при $k_n = var$. Наиболее выгодным в условиях модернизации существующих прутковых автоматов является создание самонастраивающихся ЗМ с элементами самонастройки при выполнении обратной связи (ОС), управляющего кулачка (УК4) и привода (Пр4) как одного целого. В работе дан анализ влияния Δd на суммарную радиальную силу зажима $T_\Sigma = S_\Sigma \cdot k_n$, где $S_\Sigma = S_0 = \Delta S_\Sigma$ - суммарная осевая сила на входе патрона, создаваемая приводом и состоящая из постоянной части S_0 для $\Delta d = 0$ и переменной части ΔS_Σ , зависящей от Δd ; $k_n = k_0 + \Delta k_n$ - коэффициент усиления патрона с клиновым ПУЗ, состоящий из постоянной части для $\Delta d = 0$ и переменной части Δk_n , зависящей от изменения условий контактирования при $\Delta d \neq 0$. Таким образом

$$T_\Sigma = (S_0 + \Delta S_\Sigma)(k_0 + \Delta k_n) = S_0 k_0 + \Delta S_\Sigma \cdot k_0 + (S_0 + \Delta S_\Sigma) \cdot \Delta k_n, \quad (10)$$

где $S_0 \cdot k_0 = T_{\Sigma 0}$ - минимально необходимая радиальная сила, удерживающая заготовку от смещения при резании; $\Delta S_\Sigma \cdot k_0 = \Delta T_{\Sigma 1}$ - приращение из-за изменения силы в приводе в результате изменения натяга системы;

$(S_0 + \Delta S_\Sigma) \cdot \Delta k_n = \Delta T_{\Sigma 2}$ - приращение из-за изменения коэффициента усиления патрона. В ЗМ с силовым замыканием (рис. 3, а), например, с гидроприводом при давлении $p = const$ и клиновым патроном с $k_n = const$ $\Delta T_{\Sigma 1} = 0$, $\Delta T_{\Sigma 2} = 0$. В ЗМ с геометрическим замыканием, линей-

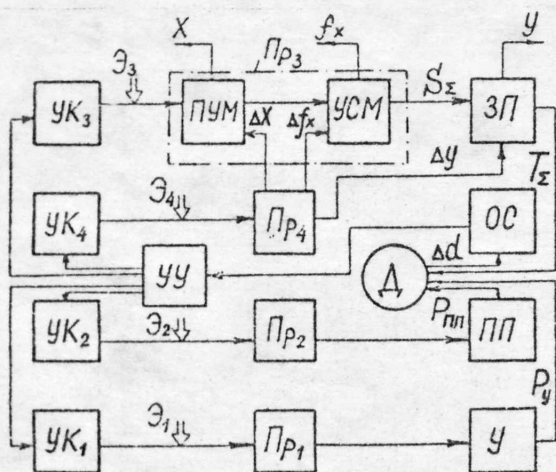


Рис. 4. Общая блочно-функциональная схема механизмов подачи, упора и зажима прутка и устройств обратной связи (самонастройки) в системе ЗМ пруткового автомата

ным упругим звеном и затяжной цангой (рис. 3,б) ΔS_{Σ} и Δk_{Π} зависят от Δd , т.е. такой механизм нестабилен по силе и не может обеспечить $T_{\Sigma} = T_{\Sigma 0} = \text{const}$, т.к. при $\Delta d > 0$ из-за привода и патрона $\Delta T_{\Sigma 1} > 0$, $\Delta T_{\Sigma 2} > 0$.

Пути совершенствования ЗМ с точки зрения стабилизации силы T_{Σ} при отклонениях диаметра Δd можно наметить из анализа зависимости:

$$\varepsilon_{\tau} = \varepsilon_{\kappa} \cdot S_{\Sigma} + \varepsilon_s \cdot k_{\Pi \max} = \varepsilon_{\kappa} \cdot S_{\Sigma} + \varepsilon_s \cdot k_{\Pi} + \varepsilon_s \cdot \varepsilon_{\kappa} \cdot \Delta d, \quad (II)$$

где $\varepsilon_{\kappa} = \Delta k_{\Pi} / \Delta d = (k_{\Pi \max} - k_{\Pi \min}) / \Delta d$ - показатель нестабильности коэффициента усиления патрона. Из анализа зависимости (II) следует, что $\varepsilon_{\tau} = 0$ при условиях: 1) $\varepsilon_{\kappa} = 0$ ($k_{\Pi} = \text{const}$); $\varepsilon_s = 0$ ($S_{\Sigma} = \text{const}$); 2) $\varepsilon_{\kappa} \cdot S_{\Sigma} = -\varepsilon_s \cdot k_{\Pi \max}$, т.е. при $k_{\Pi} = \text{var}$ ($S_{\Sigma} = \text{var}$) величину S_{Σ} (или k_{Π}) необходимо регулировать.

5. СТРУКТУРНО-СХЕМНЫЙ СИНТЕЗ ЗАЖИМНЫХ МЕХАНИЗМОВ

При проектировании ЗМ задачи структурной оптимизации решались на трех уровнях, ориентируясь на двухуровневые задачи, что более подробно рассмотрено на примере синтеза структур и схем зажимных патронов. В работе сформулированы задачи структурного и схемного синтеза приводов и патронов различного назначения.

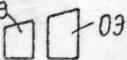
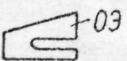
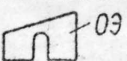
При синтезе структур и схем зажимных патронов применен дифференциально-морфологический метод, представляющий развитие и комбинацию известных. Сущность метода заключается в том, что для разрешения противоречий на стадии поиска структур используются эвристические приемы полного, неполного и комбинированного расчленения зажимного элемента, дифференцирующие и интегрирующие функции и поверхности, что дает различные основные и дополнительные эффекты (табл. I), а при полном однонаправленном расчленении синтезируемые структуры соответствуют новым принципам зажима или обеспечивают новые качества.

В соответствии с основным эффектом расчленения на стадии структурного синтеза выбираются несколько предпочтительных структур по полуформализуемому частному критерию качества, отражающему основное требование к синтезируемому ЗМ, а далее проводится морфологический анализ схем с использованием различных специализированных приемов.

Предложенным методом синтезированы принципиально новые высокоточные, самонастраивающиеся, широкодиапазонные и повышенной жесткости патроны, получившие широкое применение в промышленности.

Синтез структур и схем ЗМ с регулируемыми и стабильными силовыми характеристиками предложено проводить, используя теорию комбина-

Таблица I

№ п/п	Схема расчленения	Вид расчленения	Получаемый эффект		
			Основной	Дополнительный	
1		Полное	Продольное	Осевая точность	Технологичность радиал. точность
2			Поперечное	Жесткость	Радиальная точность
3			Угловое	Самонастройка на размер	Быстродействие долговечность
4			Транное (треуг.)	Широкодиапазонность	Равномерность круг. жесткости
5		Частичное	Продольное	Компенсация углового зазора	Стабилизация жесткости
6			Поперечное	Компенсация погрешн. детали	Равномерность зажима
7			Звездоч.	Радиальная точность	Равномерность круг. жесткости

наторных алгоритмов, представляющую комбинаторные вычисления из набора специальных методов и приемов. Предложенным методом синтезированы принципиально новые приводы зажима (рис. 5).

6. АНАЛИЗ ПРОЕКТИРУЕМОЙ СИСТЕМЫ ЗАЖИМНОГО МЕХАНИЗМА В ПРОЦЕССЕ УСТАНОВКИ ПРУТКА

В настоящем разделе приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований существующих и синтезированных конструкций ЗМ, оснащенных стандартными цангами, высокоточными, повышенной жесткости и самонастраивающимися патронами, приводами с геометрическим, силовым замыканием и самонастраивающимися, а также МПП с жесткими и демпфирующими упорами.

Для расчета характеристик цанг выведена аналитическая зависимость изгибной жесткости разрезанной части с учетом податливости заделки, представляющей цилиндрическую оболочку. Выведены зависимости сил, перемещений и напряжений в различных цанговых патронах при зажиме прутка с различным Δd , позволяющие определять показатели качества ЗМ по силе K_c , осевой точности K_{T0} зажима и прочности K_H . Показано, что даже в ЗМ с самонастраивающимися цан-

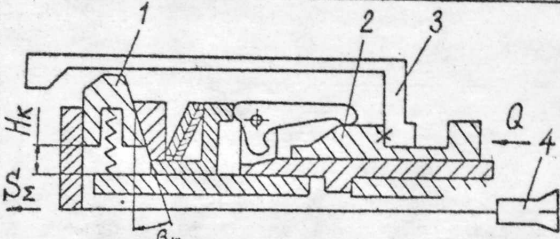
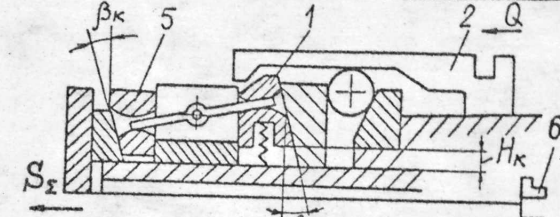
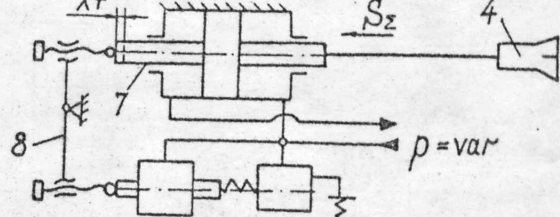
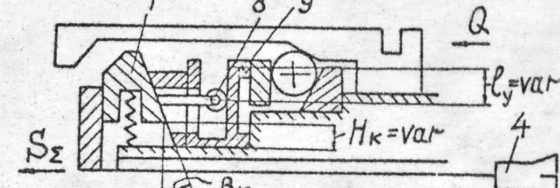
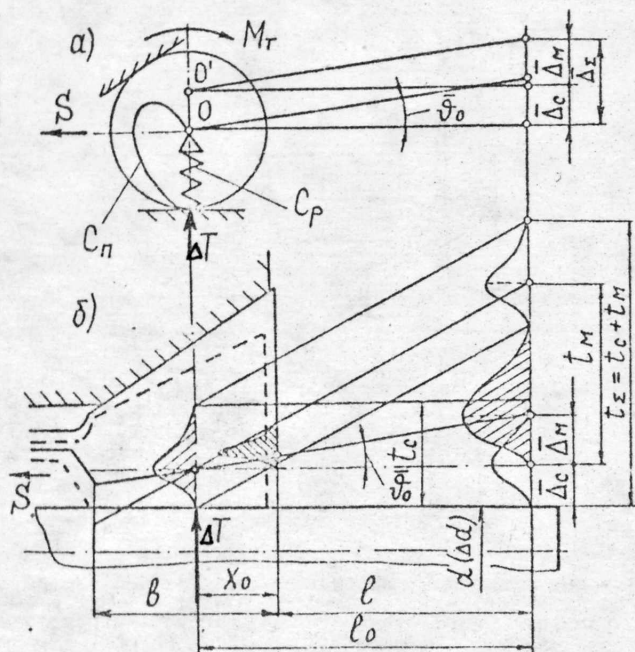
# п/п	Тип привода, формула структу- ры и ее вес	С х е м а п р и в о д а
I	самонастраива- ющийся одноряд- ный $\Xi_I + \Xi_3 + \Xi_2 =$ $= I + (-I) + 0 +$ $+ I = I$	
2	самонастраива- ющийся многоряд- ный $\Xi_I + \Xi_3 + \Xi_2 =$ $= I + (-I) + 0 +$ $+ 0 = 0$	
3	с автоматиче- ским регулирова- нием давления $\Xi_I + \Xi_3 + \Xi_2 =$ $= 0 + (-I) + 0 +$ $+ I = 0$	
4	с автоматиче- ским регулиро- ванием жестко- сти УСМ $\Xi_I + \Xi_3 + \Xi_4 + \Xi_2 =$ $= I + (-I) + (-I) + I = 0$	

Рис.5. Синтезированные приводы ЗМ со стабильной и автоматически регулируемой силой зажима: 1 - звено самонастройки; 2 - муфта зажима; 3 - звено принудительного разжима; 4 - цанговый патрон; 5 - дополнительное звено самонастройки; 6 - кулачковый патрон; 7 - поршень гидроцилиндра зажима; 8 - звено обратной связи; 9 - упругое звено с регулируемой жесткостью

говыми патронами радиальная сила T будет иметь разброс, зависящий от влияния случайных факторов и выраженный через коэффициент неравномерности $\delta_T = \frac{\Delta T}{T}$.

Из-за разделенного перемещения губок зажимной цанги при общей связи их в конце разрезки и неравенстве жесткости лепестков, углов трения и коэффициентов сцепления, что носит случайный характер, в процессе зажима возникают продольные и поперечные сдвигающие силы, нарушающие положение оси заготовки в пространстве. На величину радиального биения заготовки основное влияние оказывает угол перекося из-за появления дополнительных сил и моментов. Наиболее часто встречаются зона биения в виде усеченного конуса, так как поворот идет больше в ту же сторону, что и радиальное смещение при сравнительно малых геометрических погрешностях (рис. 6, а), реже - в виде двух подобных конусов. Результирующие номинальные биения находятся как удвоенная среднеквадратичная сумма систематических и случайных составляющих погрешностей, вызывающих смещение центра оси (из-за



геометрической неточности заготовки, изготовления, сборки шпиндельного узла и патрона Δ_r , из-за разброса сил и радиальной жесткости каждого элемента патрона Δ_c) и стрелу поворота оси относительно смещенного центра Δ_M (из-за разброса моментов сил трения, сцепления и поворотной жесткости зажимных элементов):

Рис. 6. Модель образования радиальных биений (а) и их поля рассеивания (б)

$$\Delta p = 2 \sqrt{\Delta r^2 + (\Delta c + \Delta m)^2}, \quad (12)$$

где $\Delta c = \Delta T / C_p$, $\Delta m = \vartheta_o \cdot \ell_o = M_{T_o} \cdot \ell_o / C_n$; ΔT - разброс радиальной силы зажима, действующей со стороны каждой губки зажимной цанги; M_T - дополнительный перекашивающий момент от продольных сдвигающих сил. Считая, что биения подчиняются закону Максвелла и случайные величины независимы, поля рассеяния будут (рис. 6, б):

$$t_c = \sqrt{\sum_{i=1}^i t_{ci}^2} = \frac{1}{C_p} \sqrt{\sum_{i=1}^i \Delta T_i^2}; \quad t_m = \sqrt{\sum_{j=1}^j t_{mj}^2} = \frac{\ell_o}{C_n} \sqrt{\sum_{j=1}^j M_{Tj}^2}.$$

При отсутствии вторичной подрезки торца прутка осевая погрешность обработки с учетом влияния ЗМ и МПП в общем случае

$$\Delta_o = \sum_{j=1}^j \bar{\Delta}_{opj} + \sum_{i=1}^i \bar{\Delta}_{osi} + \sum_{r=1}^r \bar{\Delta}_{opr} + \sqrt{\sum_{m=1}^m \delta_{opm}^2 + \sum_{k=1}^k \delta_{ozk}^2 + \sum_{n=1}^n \delta_{orn}^2}, \quad (13)$$

где $\bar{\Delta}_{opj}$; $\bar{\Delta}_{osi}$; $\bar{\Delta}_{opr}$ и δ_{opm} , δ_{ozk} , δ_{orn} - систематические и случайные осевые погрешности подачи, зажима и обработки, зависящие от схемы и конструкции зажимного патрона, способа подачи и упора прутка, способа зажима и схемы нагружения при резании. В работе детально рассмотрен механизм образования осевых погрешностей подачи и зажима прутка, математические ожидания которых могут быть различными по величине и знаку.

На основе исследования динамики процесса подачи и зажима прутка рассмотрены вопросы определения быстродействия по элементам жесткого и нежесткого цикла для приводов механического и гидравлического исполнения. Выведены аналитические зависимости для показателя быстродействия K_B и дан анализ влияния на него различных факторов.

В соответствии с универсальной динамической моделью выполнен анализ процесса зажима прутка в существующих и синтезированных ЗМ, описание которых при принятых допущениях является частным случаем ее реализации. В качестве примера рассмотрена динамика процесса зажима прутка в ЗМ с затяжной цангой (рис. 7). Процесс зажима описывается математической моделью постадийно (I - выборка зазоров, II - проскальзывание цанги относительно прутка; III - совместное движение до полного натяга) в виде системы дифференциальных уравнений движения, уравнения упругой линии лепестка, контактных сближений в стыках и условий осуществления процесса. Величины сил трения и сцепления считались зависимыми от скорости и давления в сопряжениях, а для учета нелинейных жесткостей упругого звена и стыков при отклонениях диаметра прутка вводились их усредненные значения в зависимости от осевого перемещения цанги, преобразуя нелинейные функции

в кусочно-линейные. Приведен фрагмент математической модели для II этапа проскальзывания в виде системы дифференциальных уравнений II порядка (рис. 7):

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = S - F_{10} - C_1(x_1 - x_2) \\ m_2 \ddot{x}_2 = C_1(x_1 - x_2) - F_{20} \cos \alpha - C_A \operatorname{tg} \alpha x_2 - F_{23} \\ m_3 \ddot{x}_3 = F_{23} - F_{30} - P_{пп} \\ S = C_{y3}(x_p - x_1); F_{10} = K_1 \dot{x}_1; P_{пп} \geq F_{23}; \\ F_{23} = T_M = C_{23} \operatorname{tg} \alpha x_2 M; F_{20} = Nf = \frac{C_{y3}(x_p - x_1)}{f_0 \cos \alpha + \sin \alpha} (f_0 - K_{20} \dot{x}_2) \\ C_{y3} = \operatorname{const}(\operatorname{var}); C_{23} = \operatorname{const}(\operatorname{var}) \end{cases} \quad (14)$$

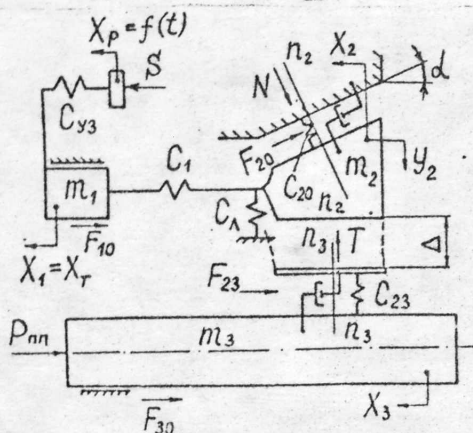


Рис. 7. Динамическая модель ЭМ пруткового автомата с затяжной кангой

циллографированием сил, напряжений и перемещений в лабораторных и производственных условиях на установках, специально созданных стендах и на работающих станках. Экспериментально подтверждены основные результаты теоретических исследований, расхождение между которыми не превышали 3-16%, что подтверждает достоверность математических моделей и правильность алгоритмов их решения на ЭВМ.

7. АНАЛИЗ ПРОЕКТИРУЕМОЙ СИСТЕМЫ ЗАЖИМНОГО МЕХАНИЗМА В ПРОЦЕССЕ РЕЗАНИЯ

Для определения жесткости упругой системы П-Д любую конструкцию зажимного патрона при консольном закреплении заготовки предложено приводить к балке в продольном сечении с заделкой в виде упру-

Анализ динамики процесса установки прутка для различных проектируемых ЭМ и МПП позволяет сравнивать их по показателям качества (K_c , $K_{г0}$, K_B , K_H) на уровнях схемного и параметрического синтеза.

Экспериментальные исследования процесса установки прутков проводились с целью уточнения разработанных динамических и математических моделей существующих и новых механизмов, включали статические и динамические испытания с ос-

го-фрикционного шарнира (рис. 8, а), характеризуемого тремя составляющими жесткости (радиальной C_p , поворотной C_n , осевой C_o) и моментом трения M_T в условном шарнире. В поперечном сечении патрон замкнутым силовым контуром удерживает заготовку на упруго-фрикционной подвеске (рис. 8, б), характеризуемой двумя составляющими жесткости (радиальной C_p , крутильной C_k) и моментом сил сопротивления M_c от трения и сцепления в стыках.

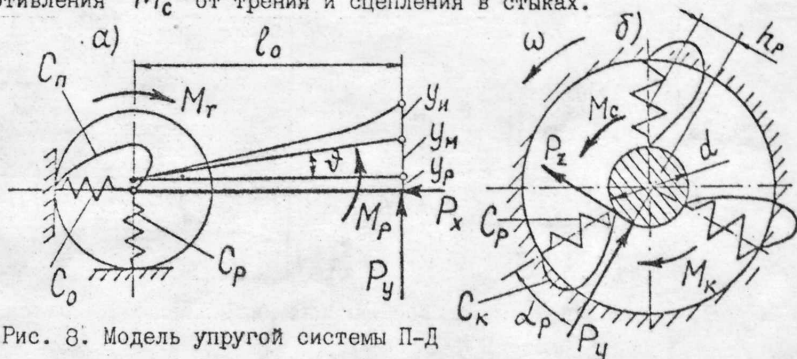


Рис. 8. Модель упругой системы П-Д

В соответствии с предложенной моделью постоянные отжатия прутка (рис. 8):

$$y_k = \frac{M_k \cdot l_0}{C_k}, y = y_p + y_n + y_i = \frac{P_p}{C_p} + \frac{M_p - M_T}{C_n} l_0 + y_i, \quad (15)$$

где M_p , M_k - изгибающий и крутящий моменты от сил резания. В работе показано приведение жесткостей C_p и C_n системы П-Д с учетом контактных сближений при рассмотрении прутка как балки на упругом основании.

Из-за различного положения зажимных элементов (рис. 8, б) по отношению к силе P_y (под углом α_p) возникает переменная составляющая отжатий Δy из-за крутильной податливости зажимных элементов и непостоянства суммарной радиальной жесткости, приводимой к линии действия P_y .

Теоретически установлено и экспериментально подтверждено, что на жесткость системы П-Д значительное влияние оказывает способ закрепления. Так например, коэффициент заделки консольно закрепленной в цанговом патроне заготовки при одинарном зажиме колеблется от 0,5 до 1,2, при дополнительных подержках - от 1 до 1,5, при двойном зажиме и люнетах от 1,5 до 2, но никогда не достигает 3, как при абсолютно жесткой заделке (рис. 9). Это объясняется тем, что в балансе упругих перемещений велика доля контактных сближений в стыках. Установлено, что силы резания изменяют силы зажима.

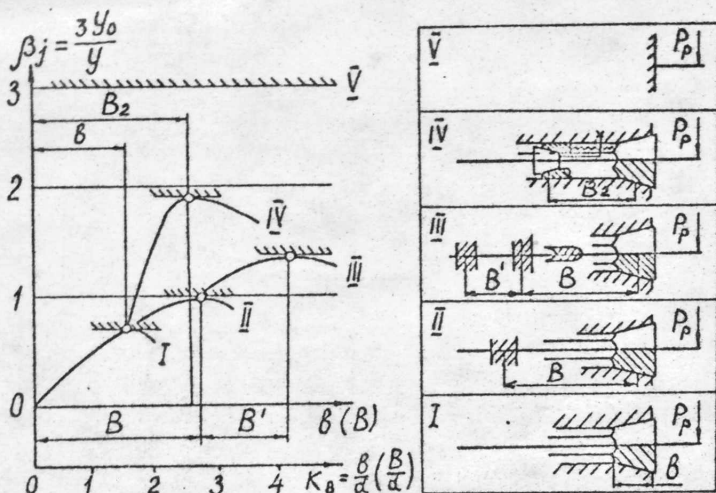


Рис. 9. Влияние базы и способа закрепления на коэффициент заделки упругой системы П-Д

Пруток, зажатый в цанговом патроне, при обработке из-за неравномерности круговой жесткости и снимаемого припуска получает дополнительные перемещения, характеризующие в общем балансе упругих отжатий динамическую жесткость системы П-Д. Если в статике суммарное отжатие $y_{\Sigma} = y_{\text{ш}} + y_{\text{п}} + y_{\text{и}}$, то в динамике:

$$y_{\Sigma d} = y_{\Sigma} + \Delta y_d = y_{\Sigma} + \Delta y_c + \Delta y_m, \quad (16)$$

где Δy_c , $\Delta y_m = \Delta \dot{\varphi} \cdot \ell_0$ - динамические составляющие отжатий от колебания радиальной силы $\Delta P_p = \Delta P_{p0} \cdot \cos(\omega_3 t + \varphi)$, момента резания $\Delta M_p = \Delta M_{p0} \cdot \cos(\omega_3 t + \varphi)$ и изгибающего момента $M_{\text{п}}$ свободного конца длинного прутка (наиболее неблагоприятный случай).

Дифференциальное уравнение поворота прутка вокруг т.О с сухим трением в шарнире при гармоническом возбуждении (рис. 10):

$$J_{\text{п}} \cdot \ddot{\varphi}_{\text{п}} + M_{\text{т0}} \cdot \text{sign } \dot{\varphi}_{\text{п}} + C_{\text{п}} \cdot \dot{\varphi}_{\text{п}} = M_{p0} + \Delta M_{p0} \cdot \cos(\omega_3 t + \varphi) + M_{\text{п}}, \quad (17)$$

где $J_{\text{п}}$ - момент инерции прутка относительно т.О; $M_{\text{т0}}$ - максимальный момент трения в условном шарнире; ω_3 - частота поперечных колебаний прутка. Решение уравнения (17) дает текущий угол поворота прутка в патроне ($\alpha = (M_{\text{т0}} + M_{p0} + M_{\text{пс}} + E_{\text{п}} \cdot \dot{\varphi}_{\text{ш}}) / (C_{\text{п}} - E_{\text{п}})$; $\rho = \frac{C_{\text{п}} - E_{\text{п}}}{J_{\text{п}}}$).

$$\dot{\varphi}_{\text{пd}} = \alpha (1 - \cos pt - \text{tg} \frac{\pi \rho}{2 \omega_3} \sin pt) + \frac{A_0}{1 - \frac{\omega_3^2}{\rho^2}} \cdot \cos(\omega_3 t + \varphi),$$



8. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ЗАЖИМНЫХ И ПОДАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ ПРУТКОВЫХ АВТОМАТОВ

При решении задач параметрической оптимизации ЗМ переменные параметры могут быть непрерывные любого значения (геометрические размеры, передаточные отношения, силы давления и т.д.) и дискретные целочисленные (число кулачков, разрезов в цанге, пружин в пакете и т.д.). В задачах параметрической оптимизации целевые функции, ограничения могут быть линейные и нелинейные. С допустимыми погрешностями в ряде случаев нелинейные задачи приводились к линейным, многомерные – к одно-двух-трехмерным (что позволило использовать графические методы решения и сделало эти задачи наглядными).

При параметрической оптимизации патронов широкого назначения в качестве целевой функции выбирался комплексный показатель качества, массового производства – долговечность и металлоемкость, специального назначения – наиболее важный показатель (высокая точность, жесткость и т.д.). В работе приведены примеры задач параметрического синтеза цанговых ЗМ и МПП, для решения которых применялись различные методы оптимизации. Например, при оптимизации габаритов стандартных зажимных цанг, определяемых длиной губки и лепестка, решение задачи методом линейного программирования рассматривалось с народнохозяйственных позиций, связанных с расходом металла на заготовки для цанг по всей стране. Оптимизация параметров подающих цанг по критерию долговечности осуществлялась градиентным методом. При оптимизации параметров высокоточных патронов минимаксная задача решалась методом полного перебора на равномерной сетке. Оптимальные параметры самонастраивающихся цанговых патронов и приводов зажима (угол клина, жесткость и предельная сила пружины) определялись из условия самонастройки, надежной подачи прутка и быстрогодействия. При оптимизации параметров приводов зажима с силовым и геометрическим замыканием в качестве целевой функции выбирались расход энергии, жидкости, коэффициент усиления и мощность при заданных ходах. При оптимизации параметров МПП основными критериями оптимизации служили осевая погрешность и время подачи. При решении ряда оптимизационных задач использовались известные методы с применением ЭВМ.

9. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРАКТИЧЕСКОГО ПРИМЕНЕНИЯ ТЕОРИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИ СОЗДАНИИ НОВЫХ ЗАЖИМНЫХ МЕХАНИЗМОВ

На основании разработанной теории синтезированы, внедрены и внедряются принципиально новые способы подачи и зажима прутка, приводы, патроны, демпфирующие упоры, цанги и способ их изготовления.

Методики проектирования и изготовления высокоточных, быстродействующих, самонастраивающихся и долговечных цанговых патронов оформлены в виде руководящих технических материалов.

Эффективность применения синтезированных ЗМ проверена экспериментально в производственных условиях (рис. II): самонастраивающиеся цанговые патроны (рис. II,а) позволили стабильно зажимать тонкостенные детали и горячекатаные прутки с отклонением диаметра $I,5+2$ мм и более, повысить быстродействие зажима в 2+3 раза и более, снизить нагрузки в приводе зажима в 2+4 раза, свести к минимуму отскок и оттягивание прутка при подаче до упора и зажиме; самонастраивающиеся приводы зажима (рис. II,б) обеспечили постоянный натяг УСМ при больших отклонениях Δd (прутка – до $I-2$ мм при одном ряде самонастройки; штучных заготовок – до $4+5$ мм и более при многорядной самонастройке), повышение быстродействия в 2+4 раза, снижение нагрузок в 3-5 раз; приводы зажима с силовым замыканием и автоматическим регулированием давления обеспечили компенсацию центробежных сил, стабильную силу или жесткость зажима заготовок различного диаметра, что позволило повысить производительность и точность обработки (рис. II,в) в $I,5+I,8$ раза; высокоточные цанговые патроны уменьшили радиальные биения прутка в 2-3 раза за счет изготовления неразводимых цанг по новому способу и цилиндрических цанг с упругим фланцем (рис. II,г); высокоточные цанговые патроны уменьшили на порядок оттягивание прутка (рис. II,д), что позволило исключить вторичную подрезку торца или свести до минимума припуск на нее; цанговые патроны двойного зажима позволили в $I,5-3$ раза повысить радиальную жесткость зажима (рис. II,е), снизить неравномерность круговой жесткости в 2-4 и более раз, повысить режимы резания в $I,2-I,5$ раза и сократить припуски на последующие операции.

10. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основной результат диссертационной работы – решение крупной научной проблемы, имеющей важное народно-хозяйственное значение, связанной с созданием основ теории проектирования высокоточных, широкодиапазонных и быстродействующих ЗМ, повышающих технико-экономические показатели прутковых автоматов и расширяющих их технологические возможности.

Это позволяет повысить точность и производительность обработки на токарных автоматах заготовок с большими отклонениями диаметра (в частности горячекатаных прутков), исключить дополнительные и снизить припуски на последующие токарные и шлифовальные операции, встраивать токарные автоматы с ЧПУ в гибкие станочные системы, сни-

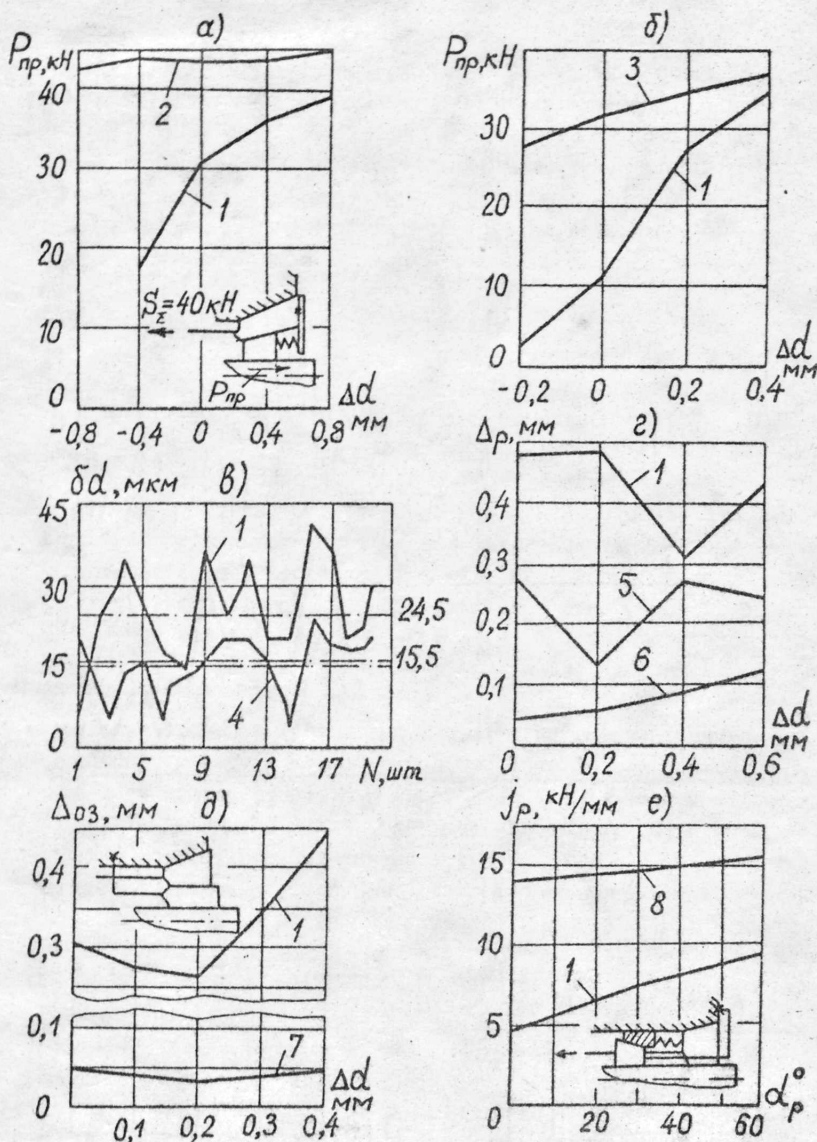


Рис. 11. Сравнение показателей качества существующих (кривые I) и синтезированных 3М, оснащенных: самонастраивающимися цанговыми патронами (а) и приводами (б); системой автоматического регулирования давления (в); неразводными цангами и с упругим фланцем (кривые 5 и 6, поз. г); высокоточными патронами с неподвижными цилиндрической (д) и дополнительной (е) цангами

зять расход металла и электроэнергии.

Диссертация способствует успешному решению задач, поставленных перед станкостроением партией и правительством, по совершенствованию структуры, технико-экономической эффективности, степени автоматизации и надежности металлорежущих станков.

Новые научные результаты, полученные в диссертации, а также проведенные теоретические и экспериментальные исследования существующих и созданных принципиально новых автоматических ЗМ прутковых автоматов сводятся в основном к следующему:

1. Определены основные проблемы теории проектирования автоматических зажимных механизмов (ЗМ), оказывающих существенное влияние на показатели динамического качества станка как в процессе зажима-разжима, так и при резании. Сформулированы основные направления развития ЗМ, принцип надежного зажима, основные требования к ЗМ и показатели их качества.

2. Изучены процессы, протекающие в ЗМ прутковых автоматов и влияние различных факторов на их характеристики. Показано, что силовой контур зажимного патрона может быть замкнутым (закрытым или открытым), разомкнутым и комбинированным.

3. Изучен механизм взаимодействия зажимных элементов с деталью и получены эмпирические и аналитические зависимости для определения контактных сближений и коэффициентов сцепления между ними при различных соотношениях радиусов кривизны поперечного сечения, оказывающих существенное влияние на нестабильность силы, жесткости и точности зажима. Дан анализ образования радиальных и осевых погрешностей зажима с учетом возникающих в процессе установки прутка дополнительных продольных и поперечных сил и неуравновешенных моментов из-за раздельного перемещения зажимных элементов в силовом контуре патрона. Получены аналитические зависимости для определения составляющих погрешностей. Выявлен характер образования упругих радиальных и осевых отжати в системе патрон-деталь консольного исполнения, которую предложено приводить в продольном сечении к балке с заделкой в виде упруго-фрикционного шарнира, а в поперечном сечении - к упруго-фрикционной подвеске.

4. Сформулированы принципы обеспечения требуемых характеристик ЗМ прутковых автоматов и созданы теоретические и методологические основы проектирования высокоэффективных ЗМ с учетом взаимодействия процессов установки и обработки деталей при рассмотрении процесса проектирования как последовательное решение многоуровневых, многоциклических, многокритериальных и многоэкстремальных задач структур-

ного, схемного и параметрического синтеза с анализом процесса зажима-разжима и системы патрон-деталь при резании.

5. Разработаны и решены с применением ЭВМ динамические и математические модели процесса установки и обработки прутка, подверженного последовательно различным возмущением, и описанные системой нелинейных дифференциальных уравнений с учетом переменности массы прутка, нелинейностей сил трения, сцепления, жесткости и наличия люфтов. Установлено влияние параметров прутка, цанговых ЗМ и МПП на характеристики процесса установки и обработки деталей на прутковых автоматах. Экспериментально исследованы цанговые ЗМ и МПП в процессе установки и при резании при существующих и синтезированных конструкциях приводов и патронов. Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований подтвердило достоверность математических моделей и правильность их решения.

6. Разработан и применен дифференциально-морфологический метод структурного и схемного синтеза зажимных патронов, представляющий развитие и сочетание известных, включающий специализированный эвристический прием расчленения цельного зажимного элемента с последующим дифференцированием и интегрированием функций отдельных его частей и поверхностей, морфологический анализ элементов структуры и связей между ними с выбором наилучшей из полученных комбинаций.

Показано, что создание оптимальных ЗМ требует выбора направления силовых потоков, места расположения и способа замыкания системы привода и патрона, представляющих собой замкнутые или разомкнутые контуры, сокращения кинематических цепей и введения обратных связей. Синтезированы принципиально новые высокоточные, быстродействующие, самонастраивающиеся, широкодиапазонные и автоматически регулируемые ЗМ и МПП. Созданы конструкции автоматических ЗМ, приводов, патронов, цанг и способов их изготовления, защищенные свыше 100 авторскими свидетельствами СССР и НРБ на изобретения и внедренные на многих предприятиях с суммарным экономическим эффектом по удостоверенным актам свыше 3 млн. руб., среди которых КСПО, Бердичевский станкозавод "Комсомолец", ЖЭСА, АПО "ГАЗ", инструментальный завод "Большевик" (Габрово) и др.

7. Разработан графо-аналитический метод расчета силовых характеристик ЗМ с построением в плоскости или пространстве его силового портрета, который также служит одним из инструментов поиска новых ЗМ по заданным характеристикам звеньев и позволяет наметить пути регулирования этих характеристик. Разработаны методы расчета

основных характеристик и оптимальных параметров цанговых ЗМ и МПП по частным и комплексному показателю качества. Методы расчета имеют общий характер, ориентированы на наиболее распространенные ЗМ, применимы для других функциональных механизмов. Методики расчета в виде руководящих технических материалов (РМО1-РМО4) и программ для решения задач анализа и синтеза на ЭВМ использованы при проектировании новых ЗМ и МПП прутковых автоматов и других станков, а также при создании Государственных стандартов СССР (ГОСТ 2876-80 и 2877-80 "Цанги зажимные и подающие. Основные и присоединительные размеры").

8. Предложены практические рекомендации по повышению к.п.д., жесткости, точности, широкодиапазонности, быстродействию и долговечности ЗМ и МПП при стабилизации характеристик независимо от внешних возмущений, вызванных переменностью масс и размеров прутка, колебанием сил резания, наличием центробежных сил неуравновешенных частей и т.д. Разработаны мероприятия по повышению качества изготовления, сборки и регулировки ЗМ, созданы приборы для измерения сил зажима и диагностики ЗМ.

9. Подготовлена информационная база и созданы реальные предпосылки для автоматизированного проектирования ЗМ. Работы в этом направлении и по другим ведутся под руководством автора по договору о межвузовском сотрудничестве между Киевским политехническим институтом (УССР) и Габровским Высшим машинно-электротехническим институтом (НРБ).

10. Основные результаты и методы исследований диссертационной работы используются в учебном процессе кафедры "Металлорежущие станки и инструменты", в учебно-методической литературе по курсам "Металлорежущие станки", "Основы научных исследований", "Станки-автоматы", "Динамика станков", "Основы технического творчества", читаемым в КПИ и его филиалах, ВМЭИ-Габрово (НРБ) и др. вузах страны.

Работа является обобщением и завершением исследований, проведенных автором и входящих в планы Государственного Комитета СССР по стандартам, Северо-Западного научного центра АН УССР, Минстанкопрома и др. министерств.

Основные положения диссертации опубликованы в 201 работе, среди которых следующие:

1. Кузнецов Ю.Н., Кухарец А.В. Новые зажимные механизмы станков-автоматов. - Киев: Техніка, 1979. - 151 с.
2. Кузнецов Ю.Н. Станки-автоматы. Конспект лекций в 4-х частях. КПИ (Киев) - ВМЭИ (Габрово, НРБ), 1977, ч. 1 - 99 с.; ч. 2 -

- 163 с.; ч. 4 - 233 с.

3. Орликов М.Л., Кузнецов Ю.Н. Проектирование зажимных механизмов автоматизированных станков. - М.: Машиностроение, 1977. - 142с.
4. Кузнецов Ю.Н. Оптимальный синтез зажимных механизмов. - Киев: О-во "Знание" УССР, 1980. - 26 с.
5. Кузнецов Ю.Н., Проскуряков К.И., Вачев А.А. Прогрессивные высокоточные и быстродействующие зажимные механизмы станков-автоматов. - Киев: О-во "Знание" УССР, 1982. - 24 с.
6. Кузнецов Ю.Н., Торба В.В., Проскуряков К.И. Новое в цанговых зажимных механизмах токарных автоматов. - Киев: О-во "Знание" УССР, 1979. - 25 с.
7. Кузнецов Ю.Н. Расчет угла контакта зажимной цанги со шпинделем. - Станки и инструмент, 1970, № 8, с. 20-22.
8. Кузнецов Ю.Н. Повышение жесткости зажима прутка в цанговом патроне. - Машиностроитель, 1973, № 9, с. 12-13.
9. Кузнецов Ю.Н. Жесткость зажима прутка в цанговом патроне. - Металлорежущие станки. - Киев, 1974, вып. 2, с. 74-85.
10. Кузнецов Ю.Н. Уточненный расчет осевой силы затяжки зажимной цанги. - Металлорежущие станки. - Киев, 1977, вып. 5, с. 79-87.
11. Кузнецов Ю.Н. Влияние диаметра прутка на силы и упругие перемещения в цанговом механизме зажима. - Вестник КПИ. Машиностроение. - Киев, 1978, вып. 15, с. 40-47.
12. Кузнецов Ю.Н. К вопросу стабилизации силы зажима прутка в механизмах с геометрическим замыканием. - М., 1978, - 19 с. Рукопись предст.редкол.журн."Станки и инструмент". Деп.в НИИМаш, № 47-78.
13. Кузнецов Ю.Н. Контактные деформации зажимного элемента патронов с поверхностью круглой заготовки. - Технология и автоматизация машиностроения. - Киев, 1979, вып. 23, с. 30-37.
14. Кузнецов Ю.Н. Предельная жесткость одинарного зажима консольно закрепленной заготовки. - Технология и автоматизация машиностроения. - Киев, 1979, вып. 24, с. 46-49.
15. Кузнецов Ю.Н. Экспериментальное исследование влияния дополнительной поддержки на жесткость закрепления прутка. - Технология и автоматизация машиностроения. - Киев, 1980, вып. 25, с. 33-37.
16. Кузнецов Ю.Н. Синтез схем зажимных патронов. - М., 1980. - II с. - Рукопись предст.редкол.журн."Станки и инструмент". Деп. в НИИМаш, № 60-80.
17. Кузнецов Ю.Н. Направления развития цанговых зажимных механизмов. - Вестник машиностроения, 1981, № 2, с. 60-63.

18. Кузнецов Ю.Н., Орликов М.Л. Жесткость лепестков цанг. - Станки и инструмент, 1968, № 4, с. 39-42.
19. Кузнецов Ю.Н., Дементьев В.И. Широкодиапазонные цанговые патроны. - Станки и инструмент, 1984, № I, с. 9-12.
20. Кузнецов Ю.Н., Форноляк Н.Ф., Шинкаренко В.Ф. Исследование неразводимых зажимных цанг автомата мод. 1А240-6. - Технология и автоматизация машиностроения. - Киев, 1973, вып. 10, с. 69-74.
21. Кузнецов Ю.Н., Чайченко А.И., Данченко А.Н. Влияние различных факторов на жесткость закрепления заготовок в цанговом патроне. - Технология и автоматизация машиностроения. - Киев, 1979, №23, с. 24-30.
22. Кузнецов Ю.Н., Проскуряков К.И., Савчук В.И. Влияние типа цангового патрона на характеристики закрепления прутка в многошпиндельных токарных автоматах. - Технология и автоматизация машиностроения. - Киев, 1981, вып. 27, с. 43-49.
23. Кузнецов Ю.Н., Булах И.И. Влияние регулировки зажимного механизма на точность обработки деталей. - Технология и автоматизация машиностроения. - Киев, 1981, вып. 28, с. 38-42.
24. Кузнецов Ю.Н., Торба В.В., Онищенко И.Е. Неравномерность круговой жесткости системы патрон-деталь в цанговом зажимном механизме. - М., 1980. - 9 с. - Рукопись предст.редкол.журн. "Станки и инструмент". Деп. в НИИМаш, № 36-81.
25. Кузнецов Ю.Н., Проскуряков К.И. Комплексный показатель качества механических устройств. - Надежность и контроль качества, 1981, № 2, с. 29-35.
26. Иванюк И.А., Кузнецов Ю.Н., Стародуб Н.П. Регулирование характеристик зажимного механизма. - Станки и инструмент, 1981, № 10, с. 12-14.
27. Кузнецов Ю.Н., Сяров С.П. Влияние процесса резания на характеристики зажима деталей в цанговых и кулачковых патронах. - Технология и автоматизация машиностроения. - Киев, 1981, вып. 29, с. 44-52.
28. Кузнецов Ю.Н., Проскуряков К.И., Графчев А.П. Методы повышения точности зажима прутка на токарных автоматах. - Технология и автоматизация машиностроения. - Киев, 1983, вып.31, с. 42-54.
29. Кузнецов Ю.Н., Сидорко В.И., Булах И.И. Самонастраивающиеся приводы зажима токарных автоматов. - Станки и инструмент, 1983, № 10, с. 18-19.
30. Кузнецов Ю.Н., Торба В.В. Определение оптимальных параметров зажимного патрона с двухконусной цангой. - Технология и автоматизация

31. Кузнецов Ю.Н., Сидорко В.И. Применение метода функционально-стоимостного анализа при синтезе цанговых патронов. - Технология и автоматизация машиностроения, 1983, с. 56-61.
32. Орликов М.Л., Кузнецов Ю.Н. Выбор параметров зажимных цанг. - Станки и инструмент, 1971, № 9, с. 8-12.
33. Орликов М.Л., Кузнецов Ю.Н., Нгуен Ба Фук. Передача сил и напряжений в цанге при различной скорости зажима. - Технология и автоматизация машиностроения. - Киев, 1973, №10, с.84-91.
34. А.с. № 241913 (СССР). Цанговый патрон /Ю.Н.Кузнецов. Оpubл. в Б.И., 1969, № 14.
35. А.с. № 319400 (СССР). Цанговый патрон /Ю.Н.Кузнецов, Оpubл. в Б.И., 1971, № 33.
36. А.с. № 460122 (СССР). Устройство для зажима некалиброванных заготовок /Я.В.Божко, Ю.Н.Кузнецов, И.И.Шкаревский, А.Л.Окользин. Оpubл. в Б.И., 1975, № 6.
37. А.с. № 490576 (СССР). Цанговый механизм зажима и подачи. /Ю.Н.Кузнецов, В.В.Торба. Оpubл. в Б.И., 1975, № 41.
38. А.с. № 568504 (СССР). Цанговый патрон /Ю.Н.Кузнецов. Оpubл. в Б.И., 1977, № 30.
39. А.с. № 582916 (СССР). Цанговый патрон /Ю.Н.Кузнецов. Оpubл. в Б.И., 1977, № 45.
40. А.с. № 657917 (СССР). Механизм зажима и подачи прутка токарного многшпиндельного автомата /Ю.Н.Кузнецов, Б.Я.Киловатый. Оpubл. в Б.И., 1979, № 15.
41. А.с. № 686828 (СССР). Способ изготовления зажимных цанг /Ю.Н. Кузнецов, В.А.Красуцкий. Оpubл. в Б.И., 1979, № 35.
42. А.с. № 730488 (СССР). Цанговый патрон /Ю.Н.Кузнецов, К.И.Проскураков. Оpubл. в Б.И., 1980, № 16.
43. А.с. № 742040 (СССР). Механизм подачи пруткового материала на токарном автомате /Ю.Н.Кузнецов, Ю.П.Дьяченко. Оpubл. в Б.И., 1980, № 23.
44. А.с. № 764851 (СССР). Устройство для зажима некалиброванного материала /Ю.Н.Кузнецов. Оpubл. в Б.И., 1980, № 35.
45. А.с. № 831377 (СССР). Механизм подачи и зажима прутка /Ю.Н.Кузнецов, Л.Н.Срибный, Ю.П.Дьяченко. Оpubл. в Б.И., 1981, № 19.
46. А.с. № 850316 (СССР). Устройство для зажима пруткового материала /А.А.Вачев, Ю.Н.Кузнецов, П.Т.Стоянов, Г.И.Иванов, И.Н.Пангелов, К.И.Проскураков, В.В.Торба. Оpubл. в Б.И., 1981, № 28.
47. А.с. № 984697 (СССР). Механизм зажима пруткового материала /Ю.Н.Кузнецов. Оpubл. в Б.И., 1982, № 48.

