

М 445405

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

ЧЕРНЯНСКИЙ Петр Михайлович

УДК 621.9.06: 62-1

НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ ФОРМИРОВАНИЯ ВЫСОКОЙ ТОЧНОСТИ И
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СТАНКОВ В УСЛОВИЯХ СИЛОВОГО
НАГРУЖЕНИЯ И ПРИМЕРЫ СОЗДАНИЯ ПРИНЦИПИАЛЬНО
НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Специальность 05.03.01 - процессы механической
и физико-химической обработки, станки и
инструмент

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

Москва - 1966

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты

- доктор технических наук, профессор ПОДУРАЕВ В.Н.
- доктор технических наук, профессор ПУШ В.Э.
- доктор технических наук, профессор РЫЖОВ Э.В.

Ведущее предприятие

- Московское производственное объединение по выпуску автоматических линий и специальных станков имени 50-летия СССР

Защита диссертации состоится "15" октября 1986 г.
на заседании 04 Московского
ордена Ленина Трудового
Красного Знамени Н.Э.Баумана
по адресу
Ваша
печатать, веренный
С д МВТУ
им. Н.Э.

Авт

1986 г.

Ученый с
лизирован
кандидат
наук, до
Л-6277
Тир. 100

М4415405

Б.А.

Баумана

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность тем. Повышение точности и производительности металлорежущих станков является главным содержанием постоянного поиска новых технических решений в технологии машиностроения. Основные направления экономического и социального развития СССР на 1981-85 г.г. и на период до 1990 г. определили новые рубежи.

Решающее влияние на точность и технологическую производительность станков оказывают смещения несущей системы (НС) в условиях силового нагружения - силовые смещения. Они определяются экспериментально после изготовления станка, а их аналитическая оценка считается невозможной, что исключает активное воздействие на качество станков в процессе проектирования, количественную оценку вариантов инженерных решений, наиболее перспективных конструкций и технологий, значительно усложняет изучение закономерностей формирования силовых смещений. При всех противоречивости требований высокой точности и технологической производительности существует единый путь повышения уровня этих характеристик - снижение силовых смещений.

Малые цикловые потери традиционных автоматов, полуавтоматов и станков с ЧПУ позволяют считать интенсификацию режимов резания, сокращение потерь по оборудованию и инструменту основным резервом увеличения производительности. С другой стороны существующая в условиях эксплуатации скоростная и силовая нагрузка этих станков ниже их потенциальных возможностей, обусловленных технической характеристикой и нормативными режимами; более высокие требования предъявляются к точности.

Настоящая работа посвящена вопросам точности и производительности станков в условиях силового нагружения и созданию принципиально новых конструкций на базе теоретического описания силовых смещений механической части технологических систем (ТС) с учетом упругих и неупругих сопротивлений, в которой осуществлено теоретическое обобщение и решение крупной научно-технической проблемы, имеющей важное народнохозяйственное значение.

Цель работы - разработка научных основ формирования высокой точности и производительности станков в условиях силового нагружения и создание принципиально новых конструкций с жесткой координатной связью, обеспечивающих высокую структурную точность и мощность резания при значительном снижении металлоемкости.



Для достижения поставленной цели решены ряд частных задач: сформулирована гипотеза формализации ТС; предложены теоретические и физические модели ТС с зависимыми и независимыми характеристиками элементов упругого (ЭУ) и неупругого (ЭТ) сопротивлений; исследована структурная точность ИС станков; все многообразие конструкций сведено к ограниченному числу типовых элементов и сборочных единиц; установлены закономерности кинематики резания циклоидальных схем обработки, положенных в основу новых станков с жесткой координатной связью и др.

Методы исследования. Общие закономерности формирования силовых смещений ИС станков исследованы на теоретических моделях формализованных ТС, включающих два основных элемента: ЭУ, ЭТ. Адекватность моделей проверена экспериментально на специально созданных стендах.

Детерминированные и вероятностные показатели, характеризующие точность и технологическую производительность станков, определяются на стадии проектирования по математическим моделям с учетом упругих и неупругих сопротивлений, зазоров, пластических деформаций. Разработанный метод включает дифференциацию конструкций до уровня типовых элементов и сборочных единиц, для которых определены структура и математические модели; расчет удельного влияния составляющих звеньев ИС с целью научного обоснования новых технических решений.

Исследования выполнены с использованием основных положений теории упругости, упруго-вязких тел, расчета балок на упругом основании, трения, точности механической обработки, контактной жесткости, теории вероятностей, общих законов механики.

Вероятностные показатели определяются по методу Монте-Карло или методу статистической линеаризации с применением ЭВМ. Расчет начинается с анализа чертежей конструкции, составления структурной схемы и математической модели и заканчивается составлением баланса по соответствующим показателям. Возможно прямое решение задачи - определения математического ожидания и дисперсии смещения ИС по заданным параметрам составляющих звеньев, и обратное.

В основу исследования кинематики процесса циклоидальных схем обработки положена теория плоских кривых. При создании станков, техпроцесса и инструментальной оснастки главное внимание уделено экспериментальной проверке и исследованию опытных образцов элементов ТС, аналитическому исследованию производительности

и устойчивости станков.

Статические и динамические экспериментальные исследования проводились на моделях и станках с использованием вибростенда, комплекса для исследования устойчивости станков, индуктивных, тензометрических, растровых и др. измерительных преобразователей, различных устройств контактного и безконтактного силового нагружения с регистрацией информации через графопостроитель или осциллографирование.

Научная новизна. Разработана теория структур ТС — научная основа теоретического и математического описания силовых смещений ТС. В основу теории положена, базирующаяся на первичном законе механики, гипотеза формализации механических систем, как закономерной совокупности абстрагированных элементов ЭУ, ЭТ, образующих модуль — элементарную единицу, формирующую свойства ТС.

Создан метод детерминированного и вероятностного расчета на стадии проектирования основных показателей, характеризующих точность и производительность станков, научного обоснования новых технических решений с учетом физических свойств конструкции и удельного влияния всех звеньев несущей системы.

Впервые при широком теоретическом обобщении показано, что при оценке точности ТС трение должно учитываться на одном уровне с жесткостью. Установлены новые закономерности формирования точности станков; предложен способ оценки структурной точности станков; обнаружен новый механизм случайного изменения сил резания; предложен новый способ физического моделирования конструкций из типовых ЭУ, ЭТ и др.

Формализованное описание механических систем открывает большие возможности в исследовании станков и других устройств уже на стадии проектирования и позволяет перейти к более широким обобщениям и рекомендациям: синтезировать и анализировать любые гипотетические модели ТС, производить оценку и оптимизацию различных технических решений, использовать автоматизированное проектирование и т.д.

Для определения параметров кинематики резания и конструкции станков с различными циклоидальными схемами встречной и попутной обработки применен единый метод анализа. Установлены закономерности проектирования ТС, технологического процесса и инструментальной оснастки новых станков с жесткой координатной связью — попутного тангенциального течения (ПТТ).

Практическая ценность. Теоретическое и математическое описание силовых смещений в функции физических свойств конструкции с оценкой удельного влияния каждого звена является инструментом научного обоснования методов повышения качества и создания новых станков; сокращает трудовые и материальные ресурсы на анализ, поиск и разработку новых инженерных решений, создает базу для физически обоснованного нормирования точности и жесткости станков. Модели сборочных единиц позволяют решать те же задачи в пределах соответствующих конструкций.

Предложенный способ физического моделирования механических систем снижает стоимость, массу и время создания модели.

По итогам аналитических и эмпирических исследований циклоидальных схем обработки созданы методики проектирования станков ПТТ, инструментальной оснастки и техпроцесса. Созданы и отработаны новые конструкции станков, основных элементов НС, стэндов, защищенных авторскими свидетельствами.

Результаты работы внедрены на заводах, СКБ и в учебном процессе с общим экономическим эффектом 437 тыс.руб.

Апробация работы. Результаты исследований по теме диссертации докладывались на девяти всесоюзных и международных конференциях и совещаниях, а также в шести вузах страны.

Полное содержание работы доложено на заседаниях кафедры "Станки и автоматы" МВТУ им.Баумана (Москва, 1983, 1985).

Станки ПТТ включены в типаж станков СССР, удостоены диплома первой степени ВДНХ, а автор награжден двумя медалями.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 66 печатных работ, в том числе 10 авторских свидетельств на изобретения.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, общих выводов, списка литературы из 251 наименований и приложения на 21 страницах. Общий объем 472 страницы, в том числе 290 страниц основного текста, 160 рисунков, 22 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Глава I. Проблемы производительности и точности станков. Ведущие советские и зарубежные ученые и специалисты признают, что новые идеи в развитии станкостроения должны быть направлены на повышение производительности и точности обработки, в том числе предусматривать применение высоких скоростей резания, сокращение потерь по оборудованию и инструменту, длительное сохранение точности. Производить быстрее и точнее – основное требова-

ние времени.

Важнейшим резервом повышения производительности станков, снижения стоимости обработки является интенсификация режимов резания. Необходимым условием высокой точности изделий является точный станок.

Под точностью станка будем понимать его свойство сохранять заданный закон относительных перемещений элементов НС. Она оценивается отклонением этих перемещений от расчетных в реальных условиях эксплуатации. В настоящей работе широко используется термин "смещение НС", которое эквивалентно отклонению. Определенная каким-либо способом точность станка, функционально не связанная с точностью обработки, беспредметна.

Большой вклад в теорию точности обработки резанием внесли А.П.Соколовский, В.С.Корсаков, Б.С.Балакшин, Э.А.Сателъ, А.А.Маталин, К.С.Колев, А.М.Дальский, Б.М.Базров и др. Создание теории точности станков заложено трудами Д.Н.Решетова, В.Э.Пуша, А.С.Проникова, В.Н.Подураева, В.А.Ратмирова, С.С.Кадрова, К.Г.Нахапетяна, В.Т.Портмана, Г.Опитца, Г.Шпура, Д.Шахте и др. В технологических расчетах точности обработки учитывают экспериментально определенную жесткость, геометрическую форму и размеры элементов технологической системы. В числе первичных факторов, определяющих формирование точности, выступают деформация, трение и размер (звеньев размерной цепи) и в конечном итоге она зависит от трех основных характеристик: силовой $W(F)$, тепловой $W(t)$ и размерной $W(L)$, которые устанавливают зависимость смещения НС $Y_{НС}$, соответственно, от силового воздействия F , температуры t и размеров L .

$$Y_{НС} = F W(F) + t W(t) + L W(L). \quad (I)$$

Для сравнительной оценки производительности станков принята скорость съема Q (мощность резания), наибольшее значение которой функционально зависит от устойчивости, в том числе от жесткости и демпфирования станков. При анализе выделяется скоростная V и силовая $kst = k_f$ нагрузка: $q = k V s t$, где k, s, t , соответственно, удельная сила резания, подача и глубина резания.

В области производительности рабочих машин широко известны труды Г.А.Шаумяна, А.П.Владзиевского, Л.Н.Кошкина, А.Н.Рабиновича, получивших дальнейшее развитие в работах Л.И.Волчкевича, И.А.Клусова и др. В основу оценки производительности положен ба-

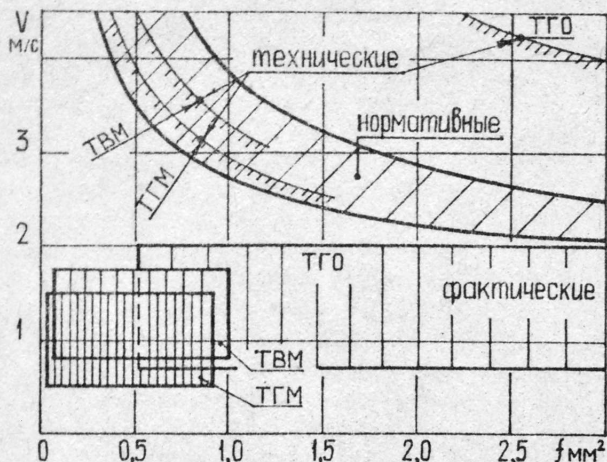


Рис. I. Нормативные и фактические режимы резания

ланс времени рабочих ходов и различных потерь, без функциональной связи с физическими свойствами конструкции. Принципиально новый вклад в проблему производительности станков внесли работы В.А.Кудинова, И.Тлусты и др., в которых дано решение задачи увеличения предельных режимов резания с учетом характеристик станка и процесса резания.

Фактическая точность, скоростная и силовая нагрузки станков проанализированы по 500 наладкам токарных автоматов и полуавтоматов с диаметром обработки 50–500 мм. Результаты сопоставлены с техническими режимами станков, определяемых по техническим характеристикам, и нормативными режимами инструмента. Установлено, что 80–95% деталей обрабатываются по II–III qualitетам; фактические (эксплуатационные) режимы ниже технических по скорости съема в 2–3 раза. На рис. I выделены границы технических режимов токарных горизонтальных одношпиндельных и многошпиндельных (ТГО, ТГМ) и вертикальных (ТВМ) станков, зоны нормативных и фактических режимов резания.

Силовые смещения НС оказывают влияние на точность и производительность станков непосредственно через деформацию, устойчивость станков и косвенно – через технологическую наследственность, стойкость инструмента и долговечность деталей НС. Они вы-

ступают и как критерий качества, и как критерий расчета параметров ИС и с этих позиций их роль в технологии обработки резанием более значительна, чем критерий прочности.

В подавляющем большинстве в работах перечисленных выше авторов исследуется или используется понятие о жесткости станков. Специально этой теме посвящены работы К.В.Вотинова, Д.Н.Решетова, В.В.Каминской, З.М.Левиной, В.А.Веденского, Э.В.Рыкова, Н.Е.Демкина, Х.М.Эникеева, В.А.Скрагана, Г.Ф.Фикс-Марголина, А.Г.Суслова, Р.М.Свиринского, З.П.Харлушаса и др. При всей многочисленности работ исследования силовых характеристик станков, устанавливающих зависимость смещения ИС от силового нагружения, носят эмпирический характер, а их расчет считается невозможным. Отсутствие теории вносит неопределенность в фундаментальные представления о жесткости, силовых смещениях и роли трения, что не позволяет в полной мере раскрыть закономерности формирования

точности и повышения качества станков, оценивать известные конструкции и определять пути создания новых станков потенциально высокой точности и производительности.

Анализ ранее выполненных и собственных исследований автора позволил сформулировать основные задачи диссертации, посвященной повышению основных показателей качества и созданию новых станков.

Глава 2. Теория структур технологических систем с силовым воздействием. В основу теории положена гипотеза, базирующаяся на первичных законах, в соответствии с которой любую механическую систему при исследо-

№ модуля	СХЕМЫ МОДУЛЕЙ	ХАРАКТЕРИСТИКА МОДУЛЕЙ
1		
2		
3		
4		
5		
6		
7		
8		

Рис.2. Схемы основных модулей и их характеристики

вании силовых смещений можно представить в виде закономерной совокупности абстрагированных элементов ЭУ и ЭТ, образующих модуль. Последний является элементарной единицей, из которых строится все многообразие теоретических моделей ТС.

Под действием сил упругости ЭУ деформируется. ЭТ изменяет по величине силы упругости. Если жесткость или силы трения элементов изменяются в функции внешней силы, то их собственная характеристика называется зависимой, если не изменяется – независимой. Зависимые характеристики могут быть линейными и нелинейными при неограниченном числе закономерностей этих нелинейностей. Сочетание элементов с различными собственными характеристиками порождает множество оригинальных модулей. Наиболее характерные из них показаны на рис.2: 1,2 – с независимыми характеристиками ЭУ – j и ЭТ – T ; 7 – с зависимыми характеристиками ЭУ – $j(P)$ и ЭТ – $T(P)$; 6,8 – включают, соответственно, зазор δ и пластические деформации Y_n . Остальные модули не содержат новых элементов.

Силовая характеристика и свойства модуля не изменяются, если он включается в какую-либо ТС, но в формировании смещений важную роль играет схема связи. Известные последовательная (схема связи 1) и параллельная (схема связи 3) дополнены последовательной схемой связи ЭУ с параллельными ЭТ (схема связи 2). Последняя введена для описания часто встречающихся конструкций, в которых внешняя сила от звена к звену передается без потерь.

Теоретические модели всех исследованных ТС получены из одной общей:

$$Y_{TC} = \sum_{i=1}^n [P_{yi}(P) \mp \sum_{j=1}^k T_{ij}(P)] W_i(P). \quad (2)$$

Ее частный вид зависит от собственных характеристик ЭУ, ЭТ и схемы связи. Для схемы связи 1 и модулей 1, рис.2:

$$Y_{TC} = \sum_{i=1}^n [P_{yi} \mp \sum_{j=1}^k T_{ij}] W_i. \quad (3)$$

$$Y_{сст} = \sum_{i=1}^n (\sum_{j=1}^k T_{ij}) W_i, \quad F_{сст} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^k T_{ij}, \quad Y_T = \sum_{i=1}^n P_{yi} W_i. \quad (4)$$

Для схемы связи 1 и модулей 3, рис.2:

$$Y_{TC} = \sum_{i=1}^n (P_{yi} \mp \sum_{j=1}^k P_{yi} a_{ij} m_i) W_i \xrightarrow{P_{yi}=P_y} P_y \sum_{i=1}^n (1 \mp \sum_{j=1}^k a_{ij} m_i) W_i. \quad (5)$$

Для схемы связи 2 в общем виде:

$$Y_{TC} = \sum_{i=1}^n [P_{yi}(P) \mp T_i(P)] W_i(P), \quad (6)$$

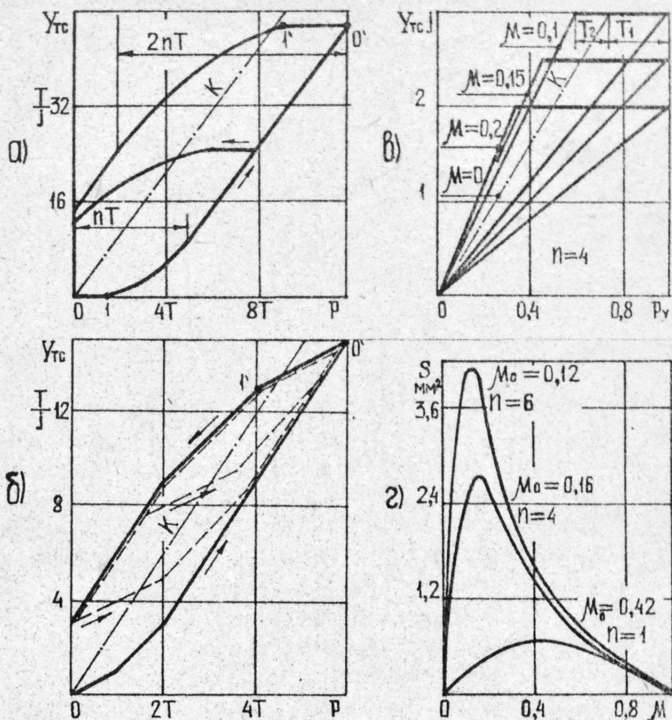


Рис.3. Закономерности формирования силовых смещений

где Y_{tc}, Y_t – силовое смещение ТС с учетом сил трения и без учета сил трения – теоретическое; T_i, W_i – сила трения и податливость элементов; $Y_{ост}, F_{ост}$ – остаточные смещение и сила упругости ТС; M_i, α_i – коэффициент трения и отношение нормальной и тангенциальной составляющих внешней силы элементов; n, K – число и порядковый номер модулей; $P_y = P_y(p)$, P_{yi} – составляющая внешней силы P в направлении смещения. Знак "–" принимается при нагрузке, знак "+" – при разгрузке. При разгрузке выбор P_y зависит от наибольших внешних сил P_{max} и сил трения элементов $T_{i max}$: $0 \leq P_y \leq P_{i max}$, где для (3) и (6) $P_{i max} = P_{max} - 2 \sum_{i=1}^n T_i$, для (6) $\sum_{i=1}^n T_i = T_{i max}$; для уравнения (5)

$$P_{i max} = P_{y max} \left[\sum_{i=1}^n \left(1 - \sum_{j=1}^K M_j \alpha_j W_j \right) \right] / \sum_{i=1}^n \left(1 + \sum_{j=1}^K M_j \alpha_j W_j \right). \quad (7)$$

Исследование теоретических моделей ТС позволило установить новые, физически обосновать и уточнить известные закономерности формирования силовых смещений и характеристик, дать оценку структурной точности НС станков и выделить наиболее перспективные из них, перейти к количественной оценке качества станков. Показано, что в механической системе после ее разгрузки сохраняются остаточные напряжения. Вывод приобретает силу закона, объясняет различные явления "последствия", эффект выстоя в конце цикла резания, рассеивание точности обработки. Упруго деформирующаяся, беззазорная ТС после разгрузки не возвращается в исходное положение. Возникают остаточные смещения, которые растут с ростом числа модулей по установленной зависимости. На точность станков и других механических систем трение влияет на одном уровне с упругими свойствами и играет важную роль в рассеивании точности обработки.

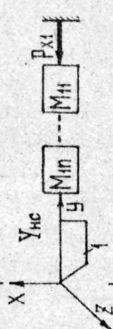
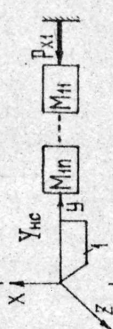
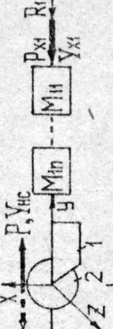
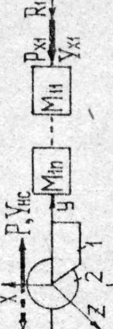
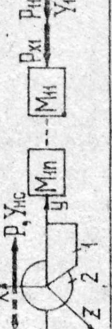
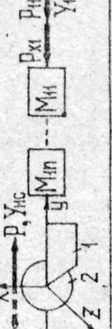
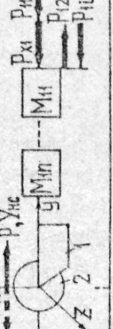
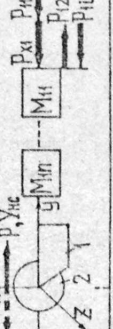
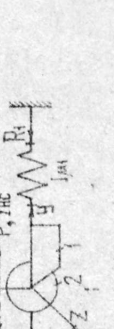
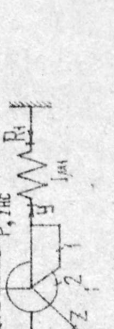
При формировании силовой характеристики по модели (3) силы трения проявляются через изменение крутизны характеристики и создают впечатление нелинейности упругой системы при заведомо линейных ЗУ, рис.3а. На форму характеристики влияет соотношение сил внешних и трения. В процессе разгрузки ТС участки характеристики повторяются, параллельны нагрузочным, но их размеры в два раза больше. Остаточные смещения $Y_{ост}$ и силы упругости $F_{ост}$ соответствуют (4). При отсутствии сил трения характеристика той же системы превращается в чисто упругую линейную K . Многократное повторение циклов и уменьшение интервала разгрузки приводит к вырождению характеристики ТС в прямую $I'O'$, рис.3а,б, которая к жесткости ТС не имеет отношения.

Модель (5) имеет характеристику, рис.3в, у которой силы трения при нагрузке внешне не проявляются, а после разгрузки ТС не имеет остаточных смещений и сил упругости; форма характеристик ТС и модуля идентична; чисто упругую характеристику можно определить по экспериментальной через отношение $P_{y\max}/P_{i\max}$.

Теоретическое описание и исследование силовых смещений ТС позволило установить, что их жесткость не зависит от способа ее определения. Различные "виды жесткости" отражают лишь изменение условий работы реальной конструкции; силы упругости, деформирующие ТС, не тождественны внешней нагрузке; многократное нагружение ТС не изменяет параметры и форму силовой характеристики и др.

Теоретические модели можно использовать для исследования общих закономерностей демпфирования ТС, определяя по (2-с) потен-

Таблица 1

№ схе- мы	Структурные схемы		Основные зависимости
	НС2	НС1	
1	Н: P_{x1}, Y_{x1}. Р: $P_{x1} \rightarrow 0$. 		$Y_{n1} = Y_{x1} \text{ или } Y_{n1} = Y_{oc1}$ $Y_n = Y_{n1} \rightarrow nW(P_{x1} - T \frac{n+1}{2}); TW \frac{n+1}{2}$
2	Н: $HC1 \rightarrow P_{x1}, Y_{x1}; P, Y_{xc}; R_1$. НС2 $\rightarrow P, Y_{xc2}; R_2$. Р: $HC1, HC2 - P \rightarrow 0$. Продольная подача 		$Y_{nc1}(P_{max}), Y_{nc2}(P_{max})$ $Y_n = n(n+1)TW + \frac{m(m+1)}{2} T_2 W_2$
3	Н: $HC1 \rightarrow P_{x1}, Y_{x1}; P_{x1}, Y_{x1}; P, Y_{xc}$. НС2 $P, Y_{xc2}; R_2$. Р: $HC1, HC2 - P \rightarrow 0$. Радиальная подача 		Y_{n1}, Y_{n2} $Y_n = \frac{n(n+1)}{2} TW + \frac{m(m+1)}{2} T_2 W_2$
4	Н: $HC1 \rightarrow P_{x1}, P_{x1}, \dots, P_{x1} \neq P, Y_{xc}$. НС2 $\rightarrow P, Y_{xc2}; R_2$. Р: $HC1, HC2 - P \rightarrow 0$. Реверс подачи 		$Y_{nc1}(P_{max}), Y_{nc2}(P_{max})$ $Y_{nc}(S) = 2[P \sum_{i=1}^n W_i - \sum_{i=1}^m (P - \sum_{j=1}^k T_j) W_i] + 2 \sum_{i=1}^n T_i W_i$
5	Н: $HC1, HC2 - 0 \rightarrow P, Y_{xc}$. Р: $HC1, HC2 - P \rightarrow 0$. Жесткая координатная связь 		$Y_{nc} \rightarrow Y_{n1} + Y_{n2}; Y_n \rightarrow 0$

циальную энергию и работу сил трения известным способом.

Показано, что площадь силовой характеристики при полувцикле нагружения включает не только работу сил трения, как принято считать, но и остаточную потенциальную энергию системы. Разгрузка системы осуществляется накопленной энергией. Для модели (5) зависимость работы сил трения имеет экстремальный характер, она неодинакова при нагрузке и разгрузке, что не учитывается при исследовании соответствующих конструкций. Определены условия оптимального сочетания коэффициента трения μ и числа элементов N , рис.3г, при которых работа сил трения, условно определенная в единицах площади силовой характеристики, максимальна.

Теоретические модели и результаты исследования проверены экспериментально на оригинальных установках, а.с. № 853453 и № ЮГ7941. Последние позволяют воспроизводить зависимые и независимые собственные характеристики ЭУ, ЭТ в любом сочетании; регистрировать на осциллограмме силы трения и упругости элементов в их непрерывном изменении и одновременно выводить на графопостроитель входные и выходные параметры ТС для автоматического построения силовых характеристик. Известные по литературным источникам результаты исследования разнообразных устройств хорошо согласуются с предложенными теоретическими моделями, что свидетельствует о широких возможностях принятой гипотезы формализации механических систем и ее перспективности в изучении силовых смещений конструкций в машиностроении, приборостроении, строительстве и других областях.

На базе теории структур ТС предложен и реализован в стендах новый способ физического моделирования, когда реальный объект заменяется отличным по конструкции устройством из типовых ЭУ, ЭТ, сохраняющим упругие и неупругие свойства оригинала.

Глава 3. Анализ структурной точности и типовые элементы конструкций несущих систем станков. Теоретические модели позволяют перейти к качественной оценке точности станков по обобщенным структурным схемам, табл.1, которые учитывают последовательность нагружения НС в течение рабочего цикла со стороны привода подачи и из зоны резания. Последнее обстоятельство приводит к изменению силовых характеристик и их влияния на точность станков, так как схемы не обладают свойством коммутативности. Изменяются и сами показатели точности. Во всех случаях при оценке точности под НС будем понимать ту часть станка, которая несет инструмент и заго-

товку, воспринимает технологическую нагрузку и участвует в формировании размера или формы обрабатываемой детали.

Относительно зоны резания с координатами $X=0, Y=0, Z=0$ НС делится на два участка: НС1 с цепочкой модулей $M_{n1}, \dots, M_{n1n}$, включающей привод подач, и НС2 с цепочкой $M_{21}, \dots, M_{2m}$ без привода подач, табл. I. В общем случае и НС1, и НС2 могут иметь приводы подач — производные схемы. В качестве показателей точности приняты относительные смещения НС1 и НС2 — $Y_{нс}$ и потенциал рассеивания точности $Y_{п}$ при нагрузке $Y_{пн}$ или разгрузке $Y_{пр}$, характеризующий влияние сил трения на смещения $Y_{нс}$.

$$Y_{нс} = Y_{нс1} - Y_{нс2}, \quad Y_{пн} = Y_{пн1} - Y_{пн2}, \quad Y_{пр} = Y_{пр1} - Y_{пр2}. \quad (8)$$

В табл. I смещения приведены для схемы связи I и модулей I, рис. 2; в последней графе указан вид показателя точности и его значение для однородной структурной схемы.

Точность позиционирования, схема I, табл. I, определяется в функции усилия холостого хода $P_{н}$, развиваемого приводом подач. Схема 2 характерна для обработки с продольной подачей. После холостого хода НС1 и НС2 нагружаются из зоны резания усилием P , вызывающим реакции R_1, R_2 . Точность НС формируется в нагруженном ее состоянии. При радиальной (нормальной) подаче, схема 3, НС нагружается $P_{н1}$, рабочим усилием $P_{н}$ со стороны привода подач. Точность НС формируется при ее разгрузке. Нагрузка и разгрузка НС1 в зоне резания осуществляется по упругой силовой характеристике. Реверсирование подачи, схема 4, удваивает смещения по сравнению со схемой 3, добавляются остаточные смещения, точность НС потенциально наименьшая.

Схемы I-4 табл. I имеют промежуточную цепь (кинематическую, электрическую и др.) между носителем программы формообразования и заготовкой, через которую между ними осуществляется координатная связь. Схема 5а не имеет промежуточной цепи. Программа формообразования передается от носителя к заготовке непосредственно. В частном случае структурная схема включает всего два звена: инструмент $J_{н1}$ и заготовку $J_{н2}$; обладает потенциально наибольшей точностью.

Из анализа обобщенных структурных схем следует, что рекомендации ГОСТов по нагружению НС из зоны резания при проверке силовых смещений (жесткости) станков не соответствуют, кроме схемы 5, рабочему циклу. Не совпадают и условия нагружения НС1, НС2.

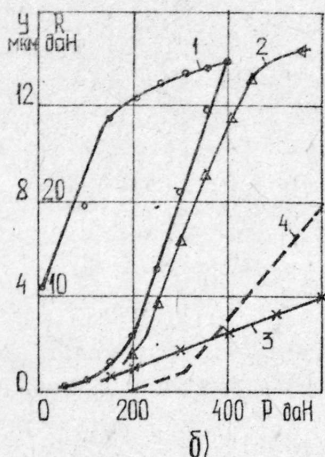
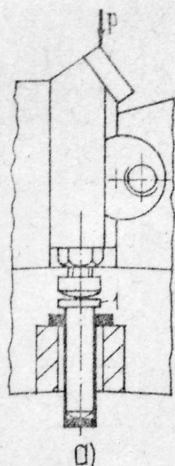


Рис. 4. Параллельная работа стыков: а) резец с тензометрическим упором I; б) смещение резца без упора (1), с упором (2), с предварительным натягом (3); реакция R упора (4)

Вскрыт новый механизм изменения сил резания, связанный с рассеиванием сил трения и жесткости элементов НС. Основные закономерности изменения силовых смещений в зоне резания подтверждены экспериментально.

Расчет точности реальной НС станков упрощается, если для ее описания использовать типовые элементы конструкций и сборочных единиц (Π), структура и математические модели которых предварительно изучены. Все многообразие

конструкций сведено к двум типовым элементам: деформируемые детали (Π) и стыки. Последние подразделяются на элементы нормальных (Π) и тангенциальных (Π) смещений. Использованы известные исследования по контактной жесткости, трению и прочности. Деформируемые детали, за редким исключением, представлены в виде ЭУ с линейной характеристикой, собственная жесткость которых не зависит от предела прочности материала и, практически, от термической обработки. Для схемы связи I жесткость системы всегда меньше жесткости наиболее слабого звена этой системы. Удельное влияние звена максимальной жесткости падает с увеличением его жесткости и ростом числа звеньев.

Для Π - элемента предложена гипотеза формирования предварительных смещений в соответствии с законом Гука и "характеристикой образца", составлена аналоговая модель. Модель Π - элемента представлена в виде ЭУ переменной жесткости и пластических деформаций. Экспериментально проверена схема связи 2 на примере "многоэтажных" конструкций и параметры системы с параллель-

но работающими стыками, в том числе осевое смещение резцов, способ его снижения и сила воздействия на упор, рис.4.

Для расчета сборочных единиц, включающих шпиндели, оси, ползуны и другие аналогичные детали на упругих точечных опорах, сплошном или прерывистом упругом основании, применен метод акад. А.Н.Крылова, в котором используется уравнение упругой линии балки и простое упругое основание (гипотеза Винклера-Диммермана).

$$EJy''(x) + q(x) = F(x). \quad (9)$$

$$q(x) = Ky(x). \quad (10)$$

Решение (9,10) для наших условий всегда приводит к уравнению с двумя постоянными коэффициентами A_0, A_1 независимо от вида и числа нагрузок.

$$EJy = A_0 + A_1 x + \Phi(x), \quad (11)$$

где $y(x)$ – прогиб балки; $q(x)$ – распределенная реакция основания; $F(x)$ – заданная нагрузка; K – коэффициент, характеризующий податливость стыка. Математические модели сборочных единиц типа балок на упругих опорах определены из совместного решения уравнений статики и (11) с учетом граничных условий над опорами. Определены удельное влияние опор, консольной и пролетной частей вала. Установлено, что последние работают по схеме связи I. Учтено влияние нелинейной жесткости опор $j_1(R_1)$, $j_2(R_2)$. На рис.5 показана принципиальная схема шпиндельной сборочной единицы (а) и ее модель (б) с указанием жесткости консоли j_k , пролета $j_{пр}$, опор, пластических деформаций $y_{п1}$, $y_{п2}$.

Математические модели сборочных единиц, включающих детали

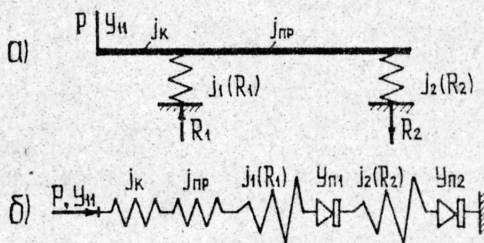


Рис.5. Шпиндельная сборочная единица:

а- принципиальная схема;

б- аналоговая модель

типа балок на прерывистом упругом основании, определены с учетом зазора и фактической длины контакта l_k с опорой, составлены граничные условия для всех распространенных расчетных схем. Например, для свободно лежащей балки и симметричной нагрузки длину контакта находим из (11), частного реше-

ний $\Phi(x)$ и его производной $\Phi'(x)$.

$$\left\{ \begin{aligned} \Phi(x) &= \frac{Q_1 d_{np}}{l_{k1}} \left[\frac{(x-l_1)^5}{5!} - \frac{(x-l_1)^5}{5!} \right] - Q_1 d_{np} \frac{(x-l_1)^4}{4!} - \frac{P}{2} \frac{(x-l_p)^3}{3!} \\ A_1 &= -\Phi(l_p), \quad A_0 = -A_1(l_1 - l_{k1}) \end{aligned} \right. \quad (12)$$

$$8l_{k1}^4 + 20l_{k1}^3 l + 15l^2 l_{k1}^2 - 240EJ/kd_{np} = 0, \quad (13)$$

где Q_1 — максимальное давление в опоре, d_{np} — приведенная ширина балки, l_1 — длина опоры, $l_{k1} = l_1 - l_{k1}$; l — длина пролета балки, $l_p = l_1 + 0,5l$. Из (13) следует, что с ростом нагрузки балка поворачивается вокруг точки, где давление равно нулю.

Составлены аналоговые модели сборочных единиц, включающих типовые элементы конструкций, как пример описания сложной НС станка в соответствии с теорией структур.

Глава 4. Моделирование несущей системы и расчет детерминированных и вероятностных показателей точности и виброустойчивости станков. Ставится задача количественной оценки на стадии проектирования показателей точности, понятие о которых дано в гл. 3, и виброустойчивости НС — жесткости $J_{нс}$ и работы сил трения $A_{нс}$. Последние характеризуют предельные режимы резания и возможную технологическую производительность станков. Предложен метод математического моделирования НС, в соответствии с которым по чертежам составляются структурные схемы НС, определяются их математические аналоги и приводятся локальные смещения.

Методика приведения последних разработана для двух типов звеньев, охватывающих широкую номенклатуру деталей НС станков: 1) с опорной поверхностью в виде двумерного простого упругого основания; 2) с одномерным упругим основанием или на точечных упругих опорах. В первом случае смещения каждого звена непосредственно приводятся к точке приведения. Передаточные отношения U_i определены в функции конструктивных размеров и внешних силовых факторов. Во втором случае приведенные смещения находятся по математическим моделям типовых сборочных единиц, рассмотренных в главе 3.

В расчетах учтено рассеивание случайных величин, определяющих смещения b - и τ -элементов, сил трения, резания, собственной жесткости и др. Силы трения определены через коэффициент приведения λ с учетом контактных и собственных деформаций, посадочных зазоров, конструктивного исполнения механизмов НС.

$$\lambda = \sum |Q_{i1}| / \sum Q_i. \quad (14)$$

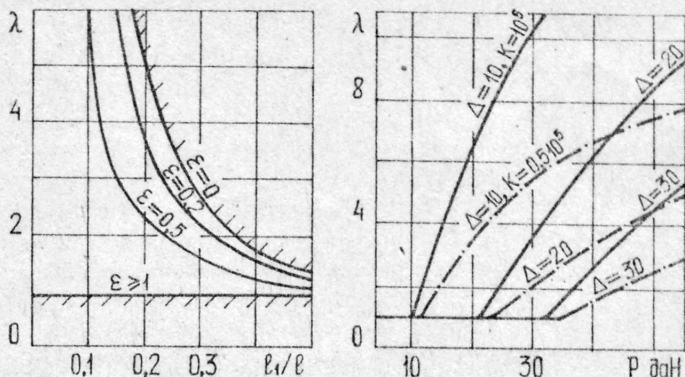


Рис.6. Влияние параметров механизма на приведенные силы трения

Например, для осей, ползунов и др. конструкций, нагруженных в пролете

$$\lambda = \{y^4 + [1 - \varepsilon(1 - y)]^4\} / 2y^2 [1 - \varepsilon(1 - y)]^2, \quad (15)$$

где $\sum |Q_i|$, $\sum Q_i$ – абсолютная и алгебраическая сумма реактивных сил, спроектированных на ось, перпендикулярную к направлению движения ползуна; $\varepsilon = P_\Delta / P$, $y = l_{k1} / l_1$, P_Δ – критическая сила, при которой начинается защемление балки в опоре, рис.6. Остальные обозначения те же, что в (12), (13). Составленная с учетом выше изложенных условий математическая модель НС сохраняет упругие и неупругие свойства реальной конструкции.

В различных точках рабочего пространства станка изменяются силовые воздействия и свойства НС. Поэтому для каждой из координат строятся структурные схемы и определяются силовые смещения НС $X_{нс}(x, y, z)$, $Y_{нс}(x, y, z)$, $Z_{нс}(x, y, z)$ в трехмерном пространстве. Как правило, достаточно определить смещения по нормали к обрабатываемой поверхности. Тогда для принятой в (3) схемы связи и модулей найдем:

$$Y_{нс}(x, y, z) = \sum_{i=1}^{n_y} [P_{yi}(R, x, y, z) + \sum_{j=1}^{k_y} T_{ji}(R, x, y, z)] W_{ji}(R, x, y, z) / U_{ji}(x, y, z) + \sum_{i=1}^{n_y} Y_{\Delta i}^{n,p}(x, y, z) U_{y\Delta i}(x, y, z) + \sum_{i=1}^{n_y} Y_{\Pi i}^{n,p}(x, y, z) U_{y\Pi i}(x, y, z), \quad (16)$$

где $Y_{\Delta i}$, $Y_{\Pi i}$ – смещения в функции зазора и пластических деформаций. С учетом типовых элементов использована иная форма записи в развернутом (здесь не приводится) или общем виде.

$$Y_{nc}(x, y, z) = \sum_{i=1}^{n_1} Y_{mi}(R, x, y, z) U_{mi}(x, y, z) + \sum_{i=1}^{n_2} Y_{6i}^{n, p}(R, x, y, z) U_{6i}(x, y, z) + \\ + \sum_{i=1}^{n_3} Y_{\tau i}^{n, p}(R, x, y, z) U_{\tau i}(x, y, z) + \sum_{i=1}^{n_4} Y_{\Delta i}^{n, p}(R, x, y, z) U_{\Delta i}(x, y, z) + \sum_{i=1}^{n_5} Y_{\pi i}^{n, p}(R, x, y, z), \quad (17)$$

где индекс при Y указывает на соответствующий типовой элемент, n, p — смещение при нагрузке и разгрузке. Уравнение (17) в развернутом виде учитывает размеры звеньев НС, посадки, материал, вид и качество их обработки, внешние силы R, P_i , силы трения T_i , податливость элементов W_i , зазоры Δ_i , определяемых из рабочего проекта в соответствии с моделями типовых элементов конструкции: Y_{mi} , Y_{6i} , $Y_{\tau i}$ и т.д. Оно позволяет определить удельное влияние составляющих звеньев, эффективность технологических и конструкторских решений, выявить наиболее слабые элементы, разработать конкретные мероприятия повышения качества станков на стадии проектирования до создания макетов, стандов, опытных образцов. Созданы предпосылки синтеза и анализа НС.

Из (16) или (17) определяются все остальные показатели, в том числе жесткость и работа сил трения НС.

$$J_{nc}(x, y, z) = \left\{ \frac{d}{dP} \sum_{i=1}^{n_5} [P_{yi}(R, x, y, z) W_{yi}(R, x, y, z) U_{yi}(x, y, z)] \right\}^{-1}. \quad (18)$$

$$A_{nc}(x, y, z) = \int_R Y_{nc}(x, y, z) dR - \int_R Y_{nc}^H(x, y, z) dR. \quad (19)$$

В качестве вероятностных показателей точности и виброустойчивости приняты соответствующие математические ожидания и средние квадратические отклонения: $M\{Y_{nc}, Y_n\}$, $\sigma\{Y_{nc}, Y_n\}$, $M\{J_{nc}, A_{nc}\}$, $\sigma\{J_{nc}, A_{nc}\}$. Для их определения использовался метод Монте-Карло и метод статистической линеаризации. Для последнего форма записи вероятностных показателей зависит от формы записи детерминированных. Например, для (16):

$$M\{Y_{nc}\} = \sum_{i=1}^{n_5} \{m[P_{yi}] + \sum_{j=1}^{K_y} m[T_{yj}] m[W_{yi}] + \sum_{j=1}^{Q_y} m[Y_{\Delta j}] U_{yi} + \sum_{j=1}^{Z_y} m[Y_{\pi j}] U_{yi}\}, \quad (20)$$

где $m[P_{yi}, T_{yj}, \dots]$ — математическое ожидание параметров системы.

В соответствии с принятой схемой расчета определяются показатели и вероятностные характеристики типовых элементов конструкции НС станков, составляется баланс и строятся силовые характеристики. Метод расчета позволяет, кроме своего прямого назначения, нормировать вероятностные характеристики элементов конструкции НС из условия допустимых вероятностных показателей точнос-

ти и виброустойчивости станков и решать обратную задачу, оценивать показатели ИС в функции различных инженерных решений и др. С ростом числа элементов n конструкции, характеризующихся математическим ожиданием m_i и средним квадратическим отклонением σ_i , увеличивается по установленной зависимости смещение ИС и его рассеивание, рис.7.

По разработанной методике рассчитаны силовые смещения, силовые характеристики, жесткость и работа сил трения шпиндельных сборочных единиц, приводов подач разных станков, валы на опорах качения, ИС станка мод. I5I2, переоборудованного для ПТТ, и др.

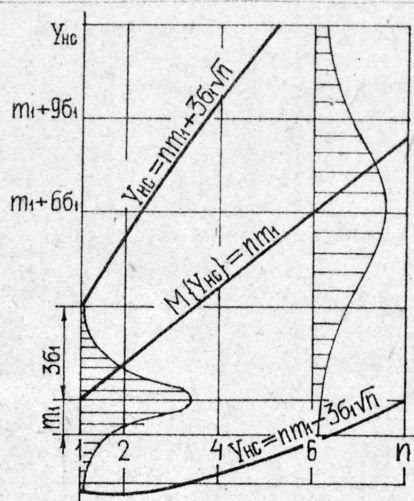


Рис.7. Закономерность изменения силовых смещений ИС в зависимости от числа элементов

В качестве примера реализации и проверки теории структур ТС в области поиска и создания новых конструкций рассмотрены станки с жесткой координатной связью для обработки тел вращения, табл. I — попутного тангенциального точения (ПТТ), разработка, исследование и внедрение которых производились при участии или руководством автора, а.с. № 279293а и др. Их особенность в том, что программа формообразования, носителем которой выступает инструмент, передается на обрабатываемую деталь непосредственно, без каких-либо промежуточной цепи, предопределяя ее размеры и форму.

Расхождение рассчитанных и экспериментальных данных не превышало 15–25%. В качестве примера на рис.8 для станка мод. 2E450AM14 показаны аналоговая модель привода подач (а) и рассчитанные по элементам конструкции балансы нагрузочных $M[Y_i]$ (б) и остаточных $M[Y_{iol}]$ (в) смещений, жесткость $M[J]$ (г) и силовая характеристика (д1,3). Сравнение результатов с экспериментальными данными, рис.8д,2, дает хорошее совпадение.

Глава 5. Основы проектирования и примеры создания новых станков с высокой структурной точностью — станков с жесткой координатной связью.

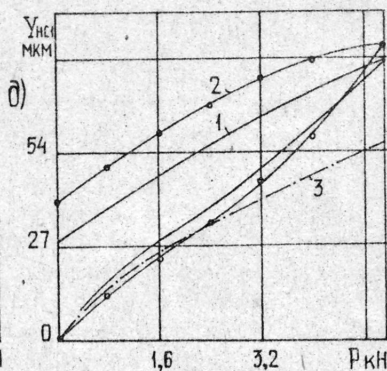
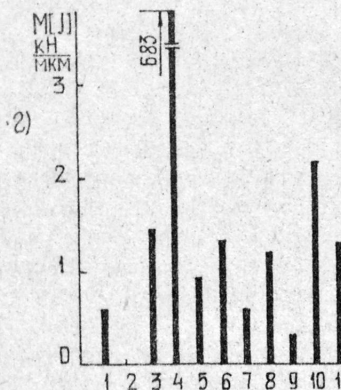
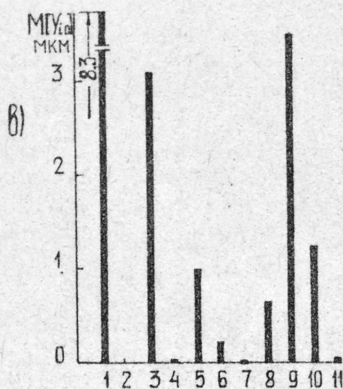
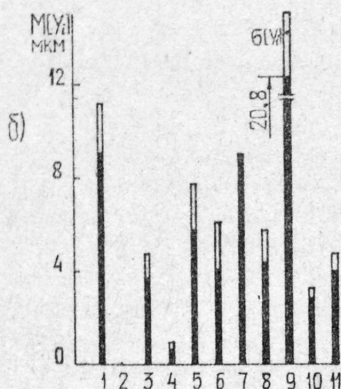
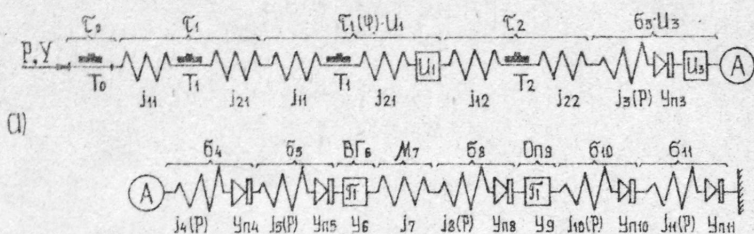


Рис.8. Расчет показателей точности: а - аналоговая модель; б, в, г - балансы смещений и жесткости; д - силовые характеристики

В основе кинематики резания лежат два главных движения: вращательное и поступательное, что позволяет для исследования ее закономерностей использовать уравнения циклоидальных кривых.

$$\begin{cases} X = A \cos m\beta - H \cos \beta(1+m) \\ Y = A \sin m\beta - H \sin \beta(1+m) \end{cases} \quad (21)$$

$$m = \tau_1 / \tau_2 = n_2 / n_1, \quad A = |R_1 \pm R_2| = |\tau_2 \pm \tau_1|,$$

где A — расстояние между осями вращения инструмента и заготовки; R_1, R_2, τ_1, τ_2 — радиусы инструмента, обработанной детали и их центроид; n_1, n_2 — частоты вращения инструмента и заготовки; β — угол обкатки производящего круга.

Уравнения (21) охватывают многообразные схемы ПТТ, различные виды (точение, фрезерование, строгание и др.) и методы (встречный, попутный) обработки, образующих группу циклоидальных схем обработки. Реализация каждой из этих схем ограничивается трансформацией углов резания Ψ , максимальной толщиной среза $\Delta_{\max}$ и кинематической погрешностью h . Между перечисленными параметрами процесса резания и параметрами станка A, R_1, n_1, n_2 установлены точные или приближенные зависимости. Рис. 9 иллюстрирует наиболее общую методику выбора конструктивных параметров станков тангенциальной обработки по допустимой кинематической погрешности. Обоснован типаж станков ПТТ. Достоинства попутного точения перед встречным подтверждаются также в работах ЭНИМС, выполненных под руководством д.т.н. Этин А.О. и др.

Особенности проектирования станков ПТТ предопределяются методом обработки, в т.ч. применением безлюфтового привода подач, совмещением черновой и чистовой обработки, высокой скоростной и силовой нагрузкой и др. Для традиционных безлюфтовых приводов определены оптимальная компоновка по критерию минимального сдвига вектора сил на холостом и рабочем ходах, величина предварительного натяга, влияние зазора на изменение сил резания. Обоснованы оригинальные конструкции приводов подач с волновой передачей и автоматической регулировкой натяга, а.с. № 302534. Последний исключает влияние неравномерности износа передач, многократно снижает силу предварительного натяга, не требует высокой точности изготовления. Определены зависимости распределения мощности в приводах главного движения и подач; установлены причины и рас-

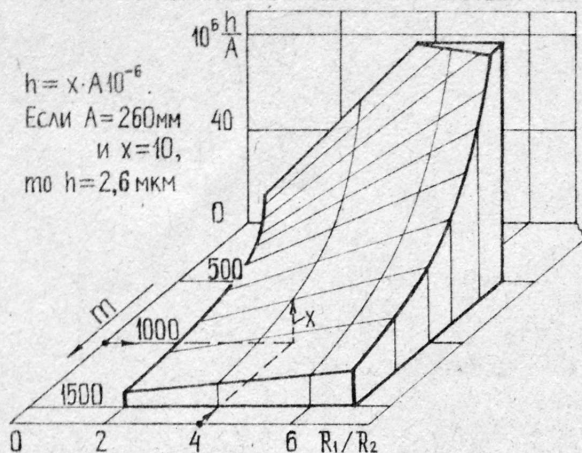


Рис. 9. Влияние основных параметров станка, заготовки и инструмента на кинематическую погрешность

считаны условия неоднозначности расхода мощности в приводах подач с ростом сил резания; предложена методика рационального повышения жесткости станков ПТТ.

Технологическая подготовка производства при использовании станков ПТТ включает два

основных этапа: разработку технологического процесса и конструкции инструментальной оснастки. Обоснованию методик их проектирования уделено главное внимание.

Первая методика включает составление схемы съема припуска, циклограммы сил резания и их влияние на изменение толщины среза, наладку станков. Предусматривается дифференцированный съем припуска, разделение контура обрабатываемой поверхности на простейшие элементы с возможностью их обработки отдельными блоками инструмента, свободный отвод стружки и др. В наладке станков применяется мерный инструмент, что сокращает внецикловые потери до двух минут на смену одного комплекта блоков и позволяет работать на высоких режимах резания. Изменение толщины среза из-за деформации ИС учитывается на стадии проектирования в виде линейной функции типа "аперiodическое звено".

Интегральный контур режущих лезвий инструмента на станках ПТТ образует профиль обработанной детали. Переменная толщина среза и дискретный съем припуска приводят к дополнительным цикловым потерям. Поэтому велика роль инструмента в производительности и точности обработки на станках ПТТ. Предложенный автором переход на увеличение силовой нагрузки, применение мерных резцов с непе-

ретачиваемыми пластинками, схема съема припуска по а.с.М 184580 послужили отправными моментами в проектировании инструментальной оснастки.

Предложенные методики проектирования техпроцесса и инструмента, в силу преобладания эмпирических средств решения поставленных задач, разработаны на базе экспериментальных исследований новых конструкций и схем резания: созданы и исследованы более 100 разных комплектов инструмента, отдельных блоков, резцов, крепления резцов и пластинок, стружкоотводов с обработкой свыше 17 тыс.заготовок. Обработывались стали и чугуны при скорости $V = 3-5$ м/с и сечение среза до $f = 3,0-3,5$ мм².

Разработанные рекомендации по проектированию станков, техпроцесса и инструмента реализованы в одношпиндельных (а, в) и многошпиндельных (б)

станках ПТТ, созданных при участии или руководством автора, принципиальные схемы которых показаны на рис.10.

Глава 6. Производительность и точность станков попутного тангенциального точения. По отношению к станкам-аналогам, характеристики которых рассмотрены в главе I, приведенная податливость станков ПТТ меньше на порядок, остаточные смещения - в 5-6 раз, дисперсия податливости - в 6-15 раз, относительная потеря жесткости - в 10-20 раз, а жесткость на единицу массы станка в 5-10 раз выше.

Динамическое качество станков ПТТ оценивалось через предельные скорость и ширину (глубину)

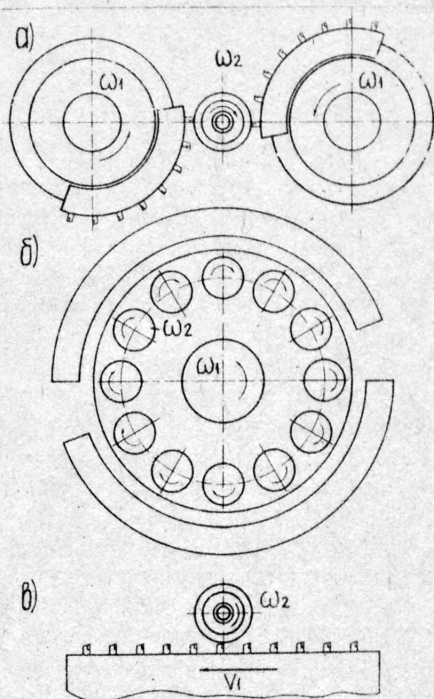


Рис.10. Принципиальные схемы станков ПТТ, реализованных в металле

резания. В основу аналитического исследования положена теория устойчивости станков проф. Кулинова В.А. Рассмотрена доминирующая эквивалентная упругая система по связи с резанием. Принятое допущение проверено экспериментально. Анализ автоколебаний по условию координатной связи показал, что для станков ПТТ они не представляют опасности. Потеря устойчивости может быть вызвана регенерацией следа. Выполненные под руководством автора исследования показали, что станки ПТТ, по сравнению со станками-аналогами, допускают наибольшие предельные режимы и скорость съема.

Ввиду многочисленности влияющих факторов аналитические исследования устойчивости дополнены экспериментальными при резании в диапазоне режимов: $V = 3,5-4,5$ м/с, $t = 0,05-2,9$ мм,

$b = 5,8-55,3$ мм, $a_{max} = 0,04-0,34$ мм. Потеря устойчивости станков ПТТ из-за регенерации следа хорошо объясняет результаты

эксперимента. С ростом круговой подачи S_k размах колебаний уменьшается, а с ростом глубины резания t - увеличивается. Соответственно растет или падает скорость съема q , рис.12, в то время как максимальная толщина среза в обоих случаях увеличивается. При совмещении по фазе врезания суппортов увеличивается предельная ширина резания. Установлена пропорциональная зависимость предельной ширины резания от жесткости ИС, угла наклона главной режущей кромки λ , определена опти-

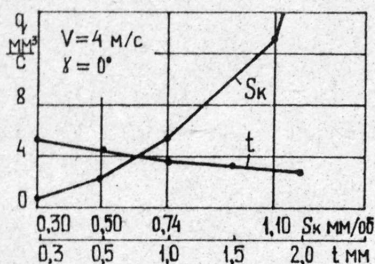


Рис.12. Повышение скорости съема с учетом виброустойчивости станков ПТТ

мальная скорость резания и др.

Увеличение производительности на станках ПТТ достигнуто сокращением времени рабочих ходов t_r и потерь по оборудованию t_o и инструменту t_u . Время рабочих ходов снижено благодаря высокой жесткости и виброустойчивости станков ПТТ. По актам испытаний и приемки станков скорость резания составляла $V = 3,5-5,5$ м/с, скорость съема $q = (3,8-11,0)10^3$ мм³/с; при внедрении режимы снижены на 20%-25%. Мощность резания по абсолютной величине в 1,4-5,0 раз, а в расчете на единицу массы станка - в 5-100 раз

выше, чем у станков-аналогов. По данным сравнительных испытаний в цеховых условиях ЗИЛа при, примерно, равной штучной производительности замена станка мод. I282 на мод. ET-50 экономит более 16т. металла и 6,5 м² площади.

Ввиду высоких режимов резания и большого числа резцов актуальна задача снижения потерь по инструменту. Проблема решена благодаря созданию специального мерного инструмента, исключающего подналадку при смене резцов и резцовых блоков. Сокращение собственных цикловых потерь достигнуто рациональной конструкцией инструмента, смещением по фазе работы резцовых блоков и другими способами, что отражено в методике проектирования технологического процесса.

Основным показателем точности станков ПТТ является потенциал рассеивания точности при разгрузке Y_{np} . Его малая величина по отношению к станкам-аналогам предопределяет высокую точность обработки на станках ПТТ. Для примера на рис. I2 приводятся диаграммы отклонения размеров детали ϕ 92 мм, ст.35, обработанной на станке мод. ET-50: по диаметру (1,2) - ~0,05 мм; по длине (3) - 0,12 мм; конусообразность (4) - 0,02-0,04 мм; среднее арифметическое отклонение от круглости (5) - 4,2 мкм. По данным официальных испытаний шероховатость $R_a = 0,63-5,0$ мкм, при исследовании достигали $R_a = 0,16-0,32$ мкм. Эти результаты получены при низком собственном качестве станков: жесткость шпинделя по углу поворота изменялась на 60-70%, суппортов - на 300%. Собственные термодформации заготовок незначительны.

Результаты исследования внедрены на заводах, СКБ и в учебном процессе. Теория структур ТС внедрена в виде метода вероятностного расчета на стадии проектирования показателей точности и виброустойчивости, а также в виде рекомендаций и методик по оценке и повышению точности станков, которые позволяют сократить трудовые и материальные ресурсы на поиск, экспериментирование, проектирование и отладку новых изделий. Станки ПТТ включены в типаж металлорежущих станков СССР, внедрены для обработки деталей с годовой программой 3.568.000 штук. Материалы по станкам ПТТ использованы в ГДР по программе совместных разработок. Экономический эффект достигнут за счет увеличения производительности, точности обработки, снижения шероховатости, веса станков и занимаемой площади. В учебном процессе используются теоретические положения о формировании силовых характеристик и точности

станков, научные основы проектирования станков с циклоидальной схемой обработки и частные методы расчета сборочных единиц при чтении лекций, выполнении курсовых, дипломных проектов и домашних заданий. На базе разработок и консультации автора спроектировано и передано в производство 7 автоматических линий, что позволит получить экономический эффект в сумме 1,69 млн. руб., высвободить 133 производственных рабочих и 67 единиц оборудования.

Среди основных направлений развития теории структур ТС следует выделить два: 1) практическое использование в решении задач

анализа и синтеза ИС станков с целью повышения их точности и производительности; 2) физически обоснованное нормирование выходных показателей станков (жесткости, точности и др.), параметров их конструкций и технологического процесса производства. В области ПТТ перспективным является создание новых станков на базе циклоидальных схем обработки и дальнейшее внедрение существующих с одновременным проектированием средств производства инструментальной оснастки.

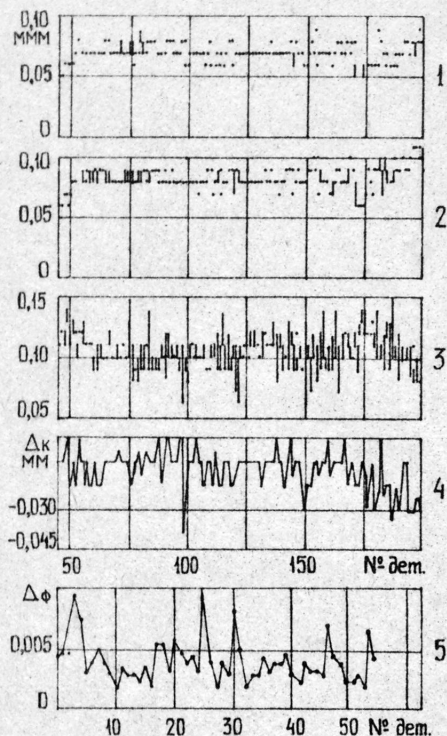


Рис. 12. Диаграммы отклонения размеров деталей, обработанных на станке мод. ЕТ-50

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Разработана теория структур ТС для описания силовых смещений, в основу которой положена гипотеза формализации механических систем, как закономерной совокупности абстрагированных элементов упругости и трения, образующих модуль — элементарную единицу, формирующую свойства ТС.

Предложены теоретические модели ТС и составляющих модулей с зависимыми и независимыми характеристиками ЭУ, ЭТ. Адекватность моделей подтверждена экспериментально.

Теория структур впервые позволяет строить любые гипотетические модели ТС с различными свойствами, осознанно и целенаправленно планировать и ускорять работу по повышению точности и производительности станков.

2. Установлены новые закономерности, имеющие научное и практическое значение, в том числе показано:

1) В механической системе после разгрузки сохраняются остаточные напряжения, уравновешенные силами трения этой системы. Вывод приобретает силу закона и объясняет различные явления "последствия", эффект "выстоя", рассеивание точности обработки и др.

2) В безззорной, упруго деформирующейся ТС, всегда будут остаточные смещения. Для ТС с независимой характеристикой ЭТ они растут по установленной зависимости, примерно, пропорционально квадрату числа модулей.

3) Для ТС с зависимой характеристикой трения определены условия экстремального демпфирования. Работа сил трения при нагрузке и разгрузке неодинакова. Найдена зависимость для определения чисто упругой характеристики по экспериментальной.

3. Показано, что структурная точность станков зависит от рабочего цикла нагружения и может определяться по разным показателям точности даже для одного и того же станка. Наибольшую структурную точность имеют станки с жесткой координатной связью.

Обнаружен новый механизм случайного изменения сил резания, функционально связанный с изменением упругих и неупругих свойств станков.

4. Создан метод детерминированного и вероятностного расчета на стадии проектирования основных показателей, характеризующих точность и производительность станков, в том числе силовых смещений, упругих свойств и работы сил трения ТС станков в трехмерном рабочем пространстве в функции физических свойств конструкции на базе теории структур ТС.

Метод включает дифференциацию конструкций до уровня типовых элементов и сборочных единиц, структура и математические модели которых определены заранее, и расчет удельного влияния всех звеньев ИС на основные показатели с целью научного обоснования новых технических решений, направленных на повышение точности и производительности станков.

5. Физически обоснованы и уточнены закономерности формирования силовых смещений ТС, в том числе:

1) Силы упругости, возникающие в деформирующейся ТС, не тождественны внешней нагрузке.

2) Многократное нагружение ТС не изменяет форму и параметры силовой характеристики.

3) Площадь силовой характеристики при одностороннем первичном нагружении практически всегда включает не только работу сил трения, но и часть потенциальной энергии ТС.

4) На рассеивание силовых смещений дисперсия параметров элементов ИС оказывает большее влияние, чем число звеньев.

5) Жесткость ТС, как свойство упругих систем, не зависит от способа ее определения. Жесткость – основной критерий расчета ИС станков.

6. На базе теории структур предложены:

1) Новый способ физического моделирования конструкций из типовых ЭУ, ЭТ при изучении силовых смещений, обеспечивающий снижение стоимости и времени создания модели.

2) Гипотеза формирования предварительных смещений в соответствии с законом Гука и "характеристикой образца".

7. Одно из частных приложений метода расчета (см. п. 4) – физически обоснованное нормирование жесткости и точности станков. Рекомендуется ограничивать как нижнюю, так и верхнюю границу жесткости; дисперсию силовых смещений шпиндельных сборочных единиц в функции угла поворота; учитывать рабочий цикл нагружения ИС; влияние сил трения и остаточных сил упругости и др.

8. Основные выводы теории структур ТС, в том числе о потенциально высокой структурной точности и производительности станков с жесткой координатной связью, подтверждены на примере созданных станков попутного тангенциального точения. Они отвечают требованиям основных направлений развития станкостроения СССР и превосходят современные токарные автоматы и полуавтоматы аналогичного назначения по основным выходным показателям: точность обработки выше на 1-3 качества; технологическая производи-

ность — в 1,4–5,0 раз; мощность резания на единицу массы станка — в 5–100 раз; шероховатость обработанных поверхностей по R_a в 4 раза меньше.

9. Разработаны научные основы проектирования станков с пиклоидальной схемой обработки, включая ПТТ. Для расчета параметров техпроцесса, инструмента и станков, распределения потоков мощности в приводах главного движения и подачи применен единый метод кинематического анализа с использованием теории плоских кривых.

10. Станки ПТТ, инструментальная оснастка, техпроцесс и методики их проектирования доведены до внедрения на базе широких экспериментальных исследований. Под руководством и участия автора спроектированы и исследованы свыше 100 элементов конструкций ИС и инструмента, включая безленточные приводы, резцовые блоки и др. Определены условия, обеспечивающие устойчивый процесс обработки при высоких режимах резания.

11. Результаты исследования внедрены на заводах, СКБ и в учебном процессе с общим экономическим эффектом 437 тыс.руб.; который получен за счет сокращения трудовых и материальных ресурсов, в том числе сокращены сроки проектирования и отладки до 3-х месяцев на одно изделие; число работающих более 50 человек; в среднем сэкономлено около 13 т. черных металлов на один станок; в 2–4 снижено штучное время и др.

Станки ПТТ включены в официальный типаж станков СССР, удостоены диплома первой степени, а автор награжден медалями ВДНХ.

ПЕРЕЧЕНЬ ОСНОВНЫХ ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Чернянский П.М. О природе статических характеристик жесткости станков и машин. — Известия вузов. Машиностроение, 1979, № 1, с. 137–141.
2. Чернянский П.М. Анализ точности технологических систем в условиях силового воздействия. — Известия вузов. Машиностроение, 1984, № 4, с. 151–156.
3. Чернянский П.М. Резервы производительности станков. — Механизация и автоматизация производства, 1985, № 3, с. 30–32.
4. Чернянский П.М. Динамика станков. — В кн.: Металлорежущие станки и автоматы /Под ред. А.С.Проникова.— М.: Машиностроение, 1981, с. 144–184.
5. Прогрессивная технология и станки попутного точения./Т.А.Шаумян, П.М.Чернянский, С.А.Саркин и др. В кн.:— Автоматизация

- и механизация производственных процессов в машиностроении /Под ред. Г.А.Шаумяна.-М.: Машиностроение, 1967, с.175-196.
6. Чернянский П.М. Формообразование деталей методом попутного точения. — Научные основы технологии и прогрессивные технологические процессы в машинно- и приборостроении: Материалы 3-й Всесоюзной научно-технической конференции.-М., 1970, с.18-19.
 7. Чернянский П.М. Повышение производительности и точности автоматических станков. — Научные основы автоматизации производственных процессов и управление качеством в машиностроении и приборостроении: Тезисы докладов V Всесоюзной межвузовской научно-технической конференции. —М., 1979, с.55-58.
 8. Чернянский П.М., Дьяконова Н.П. Прогнозирование точности станков и автоматов на стадии проектирования. — Опыт разработки и внедрения комплексных систем повышения эффективности производства и качества работы в решении задач повышения технического уровня, качества продукции и эффективности производства: Тезисы докладов Всесоюзного научно-практического совещания.- М., 1983, с.53-54.
 9. Чернянский П.М. Модель характеристики жесткости технологической системы станков. — Труды/МВТУ, — 1982, № 379, с.44-48.
 10. Чернянский П.М. Оптимальное повышение жесткости шпиндельных узлов. — Известия вузов. Машиностроение, 1980, № 3, с.124-126.
 11. Чернянский П.М. Модель тангенциальных смещений в технологической системе. — Известия вузов. Машиностроение, 1984, №10, с.131-134.
 12. Чернянский П.М. Модель характеристики жесткости статических систем с изменяющимися параметрами. — Известия вузов. Машиностроение, 1981, № 9, с.127-130.
 13. Чернянский П.М. Пути повышения эффективности станков токарной группы. — Труды/МВТУ, — 1980, № 344, с.145-154.
 14. Шаумян Г.А., Чернянский П.М. Разработка гаммы токарных полуавтоматов и автоматов на базе прогрессивного технологического процесса — попутного точения. — Новые высокопроизводительные и точные технологические процессы в машиностроении и приборостроении: Тезисы докладов межвузовской научной конференции. — М., 1967, с.24.
 15. Автоматизация и производительность станков попутного точения. /Г.А.Шаумян, П.М.Чернянский, И.П.Соломенников и др. — Научные основы автоматизации производственных процессов в машиностроении и приборостроении: Тезисы докладов IV Всесоюзной межвузовской научно-технической конференции.- М., 1975, с.36-39.

16. Чернянский П.М., Тарасов В.Г. Оптимальные условия работы упругодеформирующих устройств. — Вестник машиностроения, 1983, МП, с.12-14.
17. Чернянский П.М., Селезнева В.В. Нормирование жесткости металлорежущих станков и их элементов. — Станки и инструмент, 1982, № 6, с.8-10.
18. Чернянский П.М., Локтев В.И., Чугаринов А.В. Вероятностный анализ динамического качества координатно-расточных станков. — Станки и инструмент, 1979, № 8, с.7-8.
19. Чернянский П.М. Об условиях изменения расхода мощности в приводе подач при попутном точении. — Известия вузов. Машиностроение, 1973, № 8, с.141-144.
20. Чернянский П.М. Выбор схемы двухчервячного безлюфтового привода. — Известия вузов. Машиностроение, 1973, № 3, с.172-175.
21. Чернянский П.М., Кулик В.И. Распределение мощности в приводах главного движения и подач. — Известия вузов. Машиностроение, 1972, № 5, с.39-42.
22. Чернянский П.М., Соломенников И.П. Производительность многопоточных токарных автоматов. — Известия вузов. Машиностроение, 1977, № 9, с.166-169.
23. Чернянский П.М., Мирзоян В.М. Виброустойчивость станка попутного точения при резании. — Известия вузов. Машиностроение, 1977, № 2, с.153-157.
24. Чернянский П.М., Скиба В.М. Обоснование параметров рабочего хода при попутном точении. — Известия вузов. Машиностроение, 1982, № 4, с.90-94.
25. Шаумян Г.А., Чернянский П.М., Кулик В.И. Путь резания. — Известия вузов. Машиностроение, 1972, № 9, с.134-139.
26. Чернянский П.М., Локтев В.И. Количественные оценки рассеяния энергии механических систем. — Известия вузов. Машиностроение, 1979, № 3, с.14-19.
27. Чернянский П.М., Гуссейнов Т.Н. Упругое смещение резцов, — Известия вузов. Машиностроение, 1981, № 8, с.119-121.
28. Чернянский П.М., Краснов И.Д. Оптимальные параметры шпиндельных узлов с учетом нелинейности жесткости опор. — Известия вузов. Машиностроение, 1982, № 2, с.123-127.
29. Чернянский П.М., Мирзоян В.М. К вопросу о динамических качествах автоматов попутного точения. — Научные основы автоматизации производственных процессов в машиностроении и приборостроении: Тезисы докладов IV Всесоюзной межвузовской научно-

технической конференции.— М., 1975, с.81—82.

30. Оборудование и инструмент для обработки тел вращения методом попутного точения./Г.А.Шаумян, П.М.Чернянский, И.Д.Краснов и др.—Передовой научно-технический и производственный опыт /ГОСИТИ, 1966, № 6—66—406/II9, 25с.
31. Чернянский П.М. Обоснование выбора опор скольжения и их долговечность.— Лесоэксплуатация и лесное хозяйство, 1964, № 19, с.12—13.
32. Чернянский П.М. Эффективность применения бесконсольных кулачковых механизмов в автоматических машинах.— Механизация и автоматизация производства, 1964, № 8, с.48—49.
33. Чернянский П.М. Новый метод расчета направляющих металлорежущих станков.— Конструирование и расчеты узлов станков и станочных приспособлений /ГОСИТИ, 1963, №20—63—56/2, с.20—32.
34. Станки попутного точения. П.М.Чернянский, В.М.Скиса, И.Д.Краснов и др.— М.: ЦИИТЭИдегидемаш, 1980, № 12, с.10—17.
35. А.С. 302534 (СССР). Червячная безлюфтовая передача/ П.М.Чернянский — Оpubл. в Б.И., 1971, № 15.
36. А.С. 853453 (СССР). Стенд для моделирования жесткости узлов механизмов /П.М.Чернянский, С.М.Широбоков — Оpubл. в Б.И., 1981, № 29.
37. А.С. 1017941 (СССР) Стенд для моделирования жесткости узлов механизмов /П.М.Чернянский, С.М.Широбоков, Н.П.Дьяконова — Оpubл. в Б.И., 1983, № 18.
38. А.С. 184580 (СССР)Способ снятия припуска при обработке тел вращения /А.Я.Загородников, Г.А.Шаумян, П.М.Чернянский и др. — Оpubл. в Б.И., 1966, № 15.
39. А.С. 279293 (СССР) Станок для токарной обработки изделий вращающимся многолезвийным инструментом /А.Я.Загородников, Г.А.Шаумян, П.М.Чернянский и др.— Оpubл. в Б.И., 1970, № 26.
40. А.С. 994130 (СССР) Устройство для определения динамических характеристик металлорежущих станков /А.С.Проников, П.М.Чернянский, И.Д.Краснов — Оpubл. в Б.И., 1983, № 5.
41. Schaumjan G.A., Tschetznjanskij P.M. Gleichlautdrehen. Ein neues Verfahren für die Drehbearbeitung.— Maschinenmarkt, 1970, j. 76, № 73, s.1647—1652.