

4255552

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.С. Баумана

ВЕКТЕРИС Владас Юозович

на правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПОДАЧИ АВТОМАТОВ
ПРОДОЛЬНОГО ТОЧЕНИЯ

(05.08.01 - металлорежущие станки и автоматические
линии).

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени канди-
дата технических наук

Работа выполнена в МВТУ имени Н.Э.Баумана
Научный руководитель (консультант) - доктор технических наук
профессор КАМЫШНИЙ Н.И.

Официальные оппоненты: профессор РОМАНОВ Б.П.
кандидат технических наук НАХАПЕТЯН Е.Г.

Ведущее предприятие - Шауляйский завод прецизионных станков
Литовской ССР

Автореферат разослан: " " 1975г.

Защита диссертации состоится " " 1975г.

на заседании Совета факультета "Автоматизация и механизация
производства" Московского ордена Ленина и ордена Трудового Крас-
ного знамени высшего технического училища им.Н.Э.Баумана по
адресу:

Москва Б-5, 107005, 2-я Бауманская ул., дом 5.

Ваши отзывы в 2-х экз., заверенные печатью, просьба высылать
по указанному адресу.

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

Зак. 466 Тр
Москва, 8

M255552

20/11-1975г.

Актуальность проблемы. В связи с развитием массового производства промышленных изделий точной индустрии (часов, приборов, электронной аппаратуры и т.д.), потребность в точных деталях большой длины и малых диаметров со сложной формой резко возрастает, а это в свою очередь требует высокопроизводительных прецизионных станков-автоматов продольного точения. Они по существу являются единственной группой токарных автоматов, обеспечивающих получение маложестких деталей со сложной формой 2-го и более высоких классов точности. Однако высокая точность и производительность обработки на автоматах продольного точения значительно зависит от точности, надежности и быстродействия механизмов шпиндельно-суппортной группы.

В связи с этим, актуальным является обеспечение высокой точности работы кулачково-рычажных механизмов, стабильность усилий в процессе резания, плавность перемещения исполнительных механизмов и выбор оптимальных параметров, обеспечивающих работоспособность данных механизмов.

Цель исследования. Целью работы является повышение точности и производительности обработки на автоматах продольного точения путем улучшения характеристик механизмов шпиндельно-суппортной группы.

Методы исследования. В основу выполнения работы положены математико-статистические методы расчета оптимальных параметров механизмов подачи (шпиндельных и суппортных групп) с применением ЭЦВМ, а также лабораторные и производственные испытания их на выпускаемых прецизионных автоматах продольного точения.

Научная новизна. Впервые исследована на прецизионных автоматах продольного точения усреднение усилий в процессе резания. Определены доминирующие факторы, влияющие на жесткость, точность, неравномерность хода и стабильности механизмов подачи при обработке деталей. Предложены пути и методы проектирования кулачково-рычажных механизмов прецизионных автоматов.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1255552

Вектерис В. Ю. Исследования

Практическая ценность. Разработаны рекомендации по выбору оптимальных параметров и допусков на элементы механизмов, что позволяет повысить точность и производительность прецизионных автоматов. Разработан ряд натяжных устройств, позволяющих стабилизировать усилие в передаточных механизмах, и тем самым обеспечить надежность их работы.

Апробация работы. Отдельные разделы работы докладывались на научной конференции в Вильнюсском инженерно-строительном институте (на механическом факультете), в Каунасском политехническом институте, на научном семинаре кафедры АМ-1 и на Шяуляйском заводе прецизионных станков.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав и общих выводов, изложенных на 143 страницах машинописного текста, содержит 49 рисунков, 5 приложений и список литературы 87 наименований.

В первой главе дается краткий обзор работ отечественных ученых по теоретическому и экспериментальному исследованию точности и производительности обработки на данных автоматах и структурный анализ существующих механизмов подачи.

Сравнивается точность обрабатываемой детали и прутка в зависимости от того на каком типе суппорта они изготовлены. Показывается, что в современных условиях важной народнохозяйственной задачей является создание надежных и точных автоматических средств и механизмов, способных длительное время функционировать с оптимальными характеристиками. В работе приводится классификация и анализ механизмов подачи, применяемых в автоматах продольного точения, выявлены основные недостатки, указаны пути для их устранения и определены требования к ним. Основными требованиями к ним являются:

1. Точность и согласованность перемещения инструментов и заготовки на заданную величину с постоянной скоростью;
2. Стабильность усилий;
3. Жесткость;
4. Быстрота совершения движения на холостом ходу;
5. Надежность в эксплуатации.

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

В литературе практически отсутствуют сведения об исследовании данных механизмов в процессе обработки деталей. Особенный инте-



рез представляют исследования работы этих механизмов при формировании поверхности деталей.

Вторая глава посвящена исследованию точности механизмов подачи. Подробно изложены вопросы расчета оптимальных допусков на параметры механизмов и анализ погрешности. Суммарная погрешность механизмов рассматривается как сумма систематических и случайных погрешностей:

$$x(t) = x_i(t) + x_j(t) \quad (I)$$

где $x_i(t)$ - систематические погрешности, характеризующие совершенство конструкции механизмов.

Они бывают постоянные или постепенно меняющиеся во время эксплуатации.

$x_j(t)$ - случайные погрешности, характеризующие технологические и эксплуатационные показатели механизмов.

В основном они независимы и некоррелированы.

Так как данные погрешности независимы, а следовательно, и некоррелированы, то дисперсия суммы некоррелированных случайных величин, определяется как сумма дисперсий слагаемых.

Наибольшее влияние на точность, синхронность работы и равномерность перемещения оказывают систематические погрешности передаточных механизмов. Рассчитываются ошибки перемещения, скорости и ускорения исполнительных механизмов, а также рассматриваются появившиеся динамические ошибки. Определяется дисперсия суммарной погрешности. Переходя от дисперсии к средним квадратическим отклонениям, получена следующая зависимость:

$$\sigma_{\Delta\varphi}^2 = \sigma_l^2 \sum_{i=1}^7 \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_i} \right)_{m_i}^2 + \sigma_s^2 \sum_{i=1}^4 \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_i} \right)_{m_i}^2 + \sigma_d^2 \sum_{i=1}^{16} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_i} \right)_{m_i}^2 \quad (2)$$

σ_l - среднее квадратическое отклонение длины звеньев;

σ_s - среднее квадратическое отклонение зазоров в шарнирах;

σ_d - среднее квадратическое отклонение упругих деформаций в стыковых соединениях звеньев;

$\partial \varphi$ - частная производная от функциональной зависимости перемещения исполнительных механизмов;

x_i - соответствующие параметры механизмов;

m_i - соответствующие математические ожидания механизмов.

В работе показано, что кроме погрешностей присущих этим механизмам, большое влияние на точность позиционирования и плавность перемещения исполнительных механизмов на переходных и установившихся режимах оказывает непостоянство силы трения, выз-

ванное специфичностью конструкции и малыми скоростями перемещения. Составлена математическая модель в виде дифференциальных уравнений, характеризующая движения исполнительных механизмов. На основе расчета разработан ряд натяжных устройств, стабилизирующих возникшие усилия в процессе перемещения. Существенное влияние на рассеивание размеров обрабатываемых деталей оказывает нестабильная работа механизмов, подачи, вызванная непостоянством сил, создаваемых процессом резания. Для автоматов продольного точения эффективным средством стабилизации усилий в процессе резания является установление более точных допусков на размеры и механические свойства пруткового материала, на параметры механизмов, лонетного узла и на жесткость системы СПИД. Процесс обработки на автоматах продольного точения рассматривается как стационарный случайный процесс, наложенный на неслучайную линейную функцию времени. Передаточные функции процесса определяются как отношение изображений по Лапласу выходных и входных случайных функций: погрешности обработки деталей $\Delta r(\rho)$, прутка $\Delta R(\rho)$, колебаний радиальной составляющей силы резания $\Delta P_r(\rho)$ относительных колебаний прутка и суппорта $\Delta y_1(\rho)$ и т.д.

$$W(\rho) = \frac{\Delta r(\rho)}{\Delta R(\rho)},$$

$$W(\rho) = \frac{\Delta P_r(\rho)}{\Delta y_1(\rho)} \quad \text{и т.д.} \quad (3)$$

По заданным числовым характеристикам выходных случайных функций случайного стационарного процесса рассчитываются числовые характеристики входных случайных функций.

Спектральная плотность входных случайных функций определялась:

$$S_{\Delta x}(\omega) = \frac{S_{\Delta r(\rho)}(\omega)}{|W(j\omega)|^2} \quad (4)$$

где

$$S_{\Delta r(\rho)}(\omega) = \frac{1}{2\pi} \sum_{\tau=-\infty}^{\infty} K(\tau) e^{-j\omega\tau}$$

$K(\tau)$ - корреляционная функция стационарного случайного процесса.

Значения дисперсии входных случайных функций стационарного случай-

ного процесса выражаются зависимостью:

$$D(\Delta R, \Delta H_B, \Delta y, \text{ и } m \cdot \sigma) = \int_0^{\infty} S_{\delta x}(\omega) d\omega \quad (5)$$

В третьей главе дана методика и результаты экспериментальных исследований, которые проводились в лаборатории кафедры "Станки и автоматы" МВТУ им. Баумана и на Шяуляйском заводе прецизионных станков.

Были проведены серии испытаний с целью получения числовых характеристик механизмов подачи автоматов продольного точения, в том числе исследования жесткости, точностных и силовых показателей механизмов.

Было выяснено влияние различных конструктивных вариантов механизмов, режимов работы и т.д.

Проверялась корреляционная связь между неравномерностью перемещения и качеством обработанной поверхности.

В работе приводится описание испытательного ста́нда, измерительной схемы, аппаратуры, которая использовалась при проведении эксперимента. Жесткость вертикальных суппортов измерялась в статике. Длина перемещения замерялась индуктивным датчиком. Плавность перемещения исполнительного механизма регистрировалась сейсмическим датчиком. Стабильность вертикального и осевого положения суппорта - индуктивным датчиком. Полученные данные были обработаны статистическими методами, в результате которых получено среднее значение распределения амплитуд колебаний исполнительного механизма и среднеквадратическое отклонение амплитуд, моменты и коэффициенты корреляции, построены гистограммы и полигоны рассеивания амплитуд. Результаты экспериментальных исследований подтвердили правильность выведенных теоретических зависимостей и показали недостаточную жесткость и точность механизмов подачи. В четвертой главе проведено теоретическое исследование оптимального быстродействия исполнительных механизмов. Даны критерии оптимальности и определены технические ограничения. Разработан алгоритм для проектирования кулачков с оптимальными характеристиками на ЭЦВМ. Угол профиля участка холостого хода кулачка с постоянным углом давления θ описывается следующим уравнением:

$$\beta = \arctg \frac{1-k}{1+k} t_1 - \arctg t_1 + \gamma + C \quad (6)$$

где $-\frac{1}{\operatorname{tg} \theta} \ln |\operatorname{tg} \theta t_1 - 1|$,

если $k=1$

$$\frac{2k}{(1-k)t_1 + \sqrt{k^2 - 1}}$$

если $k^2 = 1 + \operatorname{tg}^2 \theta$

$$-\frac{2k}{\sqrt{k^2 - \operatorname{tg}^2 \theta - 1}} \operatorname{arctg} \frac{(1-k)t_1 + \operatorname{tg} \theta}{\sqrt{k^2 - \operatorname{tg}^2 \theta - 1}}$$

если $k^2 > 1 + \operatorname{tg}^2 \theta$

$$\frac{k}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \theta - k^2}} \ln \left| \frac{(1-k)t_1 + \operatorname{tg} \theta + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \theta - k^2}}{(1-k)t_1 + \operatorname{tg} \theta - \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \theta - k^2}} \right|$$

если $k^2 < 1 + \operatorname{tg}^2 \theta$

при $k \neq 1$

C - постоянная интегрирования, находится из начальных условий

$\beta = 0, r_i = r_0$;

$$t_1 = \sqrt{\frac{L^2(1+k)^2 - r_0^2}{r_0^2 - L^2(1-k)^2}}$$

Построены графики сравнивающих коэффициентов, позволяющие определить полосу использования найденного уравнения. Определены углы холостых ходов для участков разгона и торможения. Установлены радиусы кривизны по заданным ускорениям. Рассмотрена задача устойчивости исполнительных механизмов на переходных участках кулачка в зависимости от зазоров в передаточном механизме.

Получена комплексно-частотная характеристика для передаточного механизма с зазором:

$$W(j\omega) = \frac{k}{1 + 2\xi T j\omega + (Tj\omega)^2} e^{j2\alpha} \quad (7)$$

где k - коэффициент усиления;

T - постоянная времени;

$\Sigma \alpha$ - суммарный зазор.

Определено время срабатывания исполнительных механизмов, в зависимости от различных конструктивных параметров. Обоснован выбор оптимальных параметров, обеспечивающих минимальное время холостого хода.

Угол профиля участка рабочего хода кулачка с постоянной скоростью движения коромысла определяется следующим выражением:

$$\alpha = \left[\frac{\omega L}{V k} (1 - k^2) + 1 \right] / \operatorname{arctg} \frac{1 - k}{1 + k} t_1 - \operatorname{arctg} t_1 + \frac{2\omega L}{V} \frac{t_1}{1 + t_1^2} + C. \quad (8)$$

где C - постоянная интегрированная находится из начальных условий $\alpha = 0$; $r_c = r_0$;

ω - угловая скорость кулачка.

Реализация полученного алгоритма (6-8) на ЭЦВМ позволил проектировать кулачковые механизмы токарных автоматов с оптимальными характеристиками и осуществить автоматизацию составления программы для станков с цифровым программным управлением с целью их обработки.

Проанализирована надежность исполнительных механизмов. Получены коэффициенты надежности:

$$k_H = \frac{[8B^2 f^2 \varepsilon^2 - (\varepsilon - 1)^2 (\Delta + k_n G)^2] \sqrt{16B^2 f^2 - (\Delta + k_n G)^2}}{(\varepsilon - 1) [8B^2 f^2 - (\Delta + k_n G^2)] \sqrt{16B^2 f^2 \varepsilon^2 - (\varepsilon - 1)^2 (\Delta + k_n G)^2}} \quad (9)$$

$$k_H = m_{cp} \cdot Q_u \quad (10)$$

где B - смещение движущей силы относительно равнодействующей силы трения;

f - коэффициент трения;

Δ - зазор между гранями направляющих;

k_n - коэффициент контактной податливости;

ε - коэффициент возрастаний усилий;

G - давление на грани направляющей;

Q_u - цикловая производительность автомата;

m_{cp} - величина, обратная параметру потока отказов, представляет собой среднее время безотказной работы элемента или системы, т.е. среднее время работы между двумя соседними отказами, наработка на один отказ.

Определена вероятность заклинивания и составлена номограмма для выбора параметров механизмов. Проведенное в работе экономическое обоснование усовершенствования механизмов подачи показало эффективность автоматизации существующего оборудования и значительное сокращение затрат времени и средств при создании нового.

ВЫВОДЫ

1. Наиболее ответственными механизмами при формировании поверхности деталей, обрабатываемых на автоматах продольного точения, являются механизмы подачи. Они определяют точность, качество и производительность обработки.

2. Кинематические и динамические ошибки механизмов подачи являются нелинейной функцией радиуса вектора кулачка и имеют тенденцию уменьшаться с ростом межцентрового расстояния L , коэффициента k и установочного угла стойки α' .

Наиболее выгодным в смысле точности передачи заданного закона движения от кулачка к суппорту является применение коромысла регулируемой длины.

3. При проектировании механизмов подачи, помимо коррекции профиля кулачка с учетом кинематических и динамических ошибок передаточных механизмов, необходимо в трехсигмовой полосе подвижности суппорта по полученным формулам определить оптимальные зазоры в шарнирах и допуски на элементы механизмов с учетом деформации в стыковых соединениях.

4. Составлена математическая модель в виде дифференциальных уравнений позволяет оценить стабильность работы механизмов подачи, существенно зависящей от непостоянства движущей силы. На основе расчета разработан ряд устройств, позволяющих стабилизировать и регулировать величину движущей силы.

5. Разработана методика расчета допусков по числовым характеристикам процесса резания, как стационарного случайного процесса на размеры и механические свойства пруткового материала, параметры люнета и на жесткость системы СПИД, позволяет создавать стабильные условия работы для механизмов подачи.

6. Жесткость вертикальных суппортов (от 117 кг/мм до 665 кг/мм) недостаточная для ведения ответственных работ, вследствие большого количества стыков и зазоров в шарнирных соединениях звеньев. Для повышения жесткости при разработке конструкции, следует особое внимание уделять выбору величины предварительного натяга, качеству сборки микрометрических винтов и величины зазоров.

7. Амплитуды колебаний исполнительных механизмов при перемещении распределяются по нормальному закону и равномерно убывающей вероятности. Среднеквадратическая амплитуда, с ростом скорости РВ, увеличивается. Практически на часто применяемых скоростях РВ (0,37 + 3,360 об/мин) она колеблется от 1,93 мк. до 6,43 мк. Между шероховатостью поверхности обработанной детали и неравномерностью перемещения исполнительного механизма существует слабая корреляционная связь.

8. Разработан алгоритм для профилирования участков холостого хода кулачков с постоянным углом давления позволяет стабилизиро-

вать усилие на холостом ходу и в каждом конкретном случае выбрать угол давления θ , обеспечивающий минимальный центральный угол холостого хода β . Если рассчитанный угол давления θ не равен оптимальному углу давления θ_0 , то не изменяя величины центрального угла холостого хода β , варьируя параметрами L и k , следует сравнить угол давления θ с оптимальным.

9. В автоматах продольного точения РВ вращается с постоянной угловой скоростью и имеет предел регулирования от ω_{min} до ω_{max} . В этом случае для определенных ω следует применять различные кривые холостого хода, обеспечивающие минимальное время, с помощью ЭЦВМ подготовить библиотеку программ для станков с цифровым программным управлением, с целью их обработки.

10. Зазоры в передаточном механизме уменьшают запас устойчивости исполнительных механизмов на переходных участках кулачка как по амплитуде, так и по фазе, и при суммарном зазоре $\sum \alpha > 2 \alpha_{кр}$ работа исполнительных механизмов становится нестабильной.

11. Надежность исполнительных механизмов вполне достаточна для выполнения автоматического цикла. Важной особенностью исследуемых исполнительных механизмов является возможность увеличения надежности за счет выбора параметров конструкции (величины эксцентриситета, величины предварительного натяга и др.).

12. В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований разработан метод проектирования механизмов подачи автоматов продольного точения с применением ЭЦВМ. Он основан на стабилизации усилий в механизмах путем определения оптимальных параметров и допусков на элементы механизмов, а также созданием специальных устройств.

13. Внедрение полученных результатов в ряде станкостроительных заводов позволило повысить точность и производительность обработки, сократить время на проектирование и изготовление кулачково-рычажных механизмов.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Камышний Н.И. и Вектерис В.Ю. Натяжное устройство.

Бюллетень изобретений и товарных знаков. Авторское свидетельство № 361057, класс В. 23 р. I5/00. 1973, № I.

2. Вектерис В.Ю. Определение угла холостого хода кулачковых механизмов токарных автоматов с постоянным углом давления "Известия вузов. Машиностроение", № 9, 1974.

3. Вектерис В.Ю. Определение ошибки перемещения исполнительных механизмов автоматов продольного точения, "Известия вузов. Машиностроение", № 10, 1974.

4. Вектерис В.Ю. Стабильность работы исполнительных механизмов токарных автоматов, "Мокслас и техника" (Наука и техника), 1974, № II (на литовском языке.).

5. Вектерис В.Ю. Исследование плавности перемещения рабочих органов автоматов продольного точения, "Машиностроение". Материалы Республиканской XXIV научно-технической конференции. Каунас, 1974.

6. Вектерис В.Ю. Оценка надежности исполнительных механизмов одношпиндельных токарных автоматов, Машиностроение. Материалы Республиканской XXIV научно-технической конференции. Каунас, 1974.

Результаты работ были доложены на научной конференции в Вильнюсском инженерно-строительном институте, в Каунасском политехническом институте, на научном семинаре кафедры АМ-I и на Шяуляйском заводе прецизионных станков.