

Национальный технический университет Украины

“Киевский политехнический институт”

На правах рукописи

ФАМ ТХАНЬ ТАМ

УДК 621.941.723

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТОКАРНО-РЕВОЛЬВЕРНОГО
СТАНКА ПУТЕМ СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ
НАГРУЗОК НА ШПИНДЕЛЬНЫЙ УЗЕЛ**

Специальность: 05.03.01 - “Процессы механической
обработки, станки
и инструмент”

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Киев-1996



00739548 (-)

Диссертация является
Работа выполнена на
и машин" Национального
"Киевский политехнически

- Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент Шишкин В.Н.
- Научные консультанты - доктор технических наук,
профессор Струтинский В.В.
кандидат технических наук,
доцент Шевченко А.В.
- Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Нагорняк С.Г.
кандидат технических наук,
Сидорко В.И.
- Ведущая организация - ОАО фирма "Беверс"
г.Бердичев

Защита диссертации состоится "20 мая 1996г.
в 15 час. на заседании специализированного Совета Д 01.02.09
Национального технического университета Украины "Киевский
политехнический институт" по адресу:
252056, г.Киев-56, проспект Победы, 37, учебный корпус 1,
ауд.214.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенных
печатью, просим направить по указанному адресу на имя ученого
секретаря специализированного Совета.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке
университета.

Автореферат разослан "5 апреля 1996г.

Ученый секретарь
специализированного совета
доктор технических наук,
профессор

Равская Н.С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Токарно-револьверные станки (ТРС), оснащенные системами ЧПУ, часто используются в качестве базовых для создания гибких систем за счет оснащения их системами автоматического манипулирования объектами производства, режущими и вспомогательными инструментами, системами диагностики, активного контроля и др., что обеспечивает длительную их работу без вмешательства человека в ход технологического процесса. В связи с этим к ТРС предъявляют особые требования по точности реализации принятой схемы формообразования, жесткости упругой системы, устойчивости рабочих процессов, длительности переходных процессов и другим динамическим характеристикам.

Повышение конкурентоспособности продукции станкостроения на современном этапе требует существенного повышения точности парка высокопроизводительных ТРС. Для ТРС характерен высокий уровень автоматизации, следовательно, повышение их точности даст существенное повышение технико-экономической эффективности. Совершенствованию характеристик ТРС посвящено значительное количество исследований, в том числе выполненных на кафедре "Конструирование станков и машин" Национального технического университета Украины в соответствии с запросами промышленности. Однако сложность объекта исследований и специфические особенности отдельных моделей станков не дали возможности решить эту проблему в полном объеме.

Следовательно, исследования в направлении совершенствования ТРС путем снижения динамических нагрузок, в частности на шпиндельный узел станка, являются актуальными.

Целью диссертационной работы является повышение точности ТРС совершенствованием их статических и динамических характеристик путем повышения геометрической точности, жесткости, снижения динамических нагрузок, амплитуд колебаний и исключения резонансных режимов работы.

Для достижения цели поставлены и решены следующие задачи:

1. Анализ методов повышения точности обработки на ТРС.

2. Разработка математической модели динамической системы ТРС, учитывающей влияние статических и динамических характеристик маслоподвода привода зажима и ременной передачи на работу шпиндельного узла.

3. Разработка методики математического моделирования нагрузок, действующих на шпиндельный узел.

4. Разработка методики экспериментальных исследований статических и динамических характеристик ТРС.

5. Проведение теоретических и экспериментальных исследований ТРС и анализ их результатов.

6. Разработка технических решений, обеспечивающих повышение точности работы ТРС.

Общая методика выполнения исследований. При выполнении работы использованы основные положения динамики станков, теории автоматического регулирования, теории колебаний, математического моделирования с применением ЭВМ, методы определения точности обработки и статистические методы обработки результатов измерений.

Научная новизна работы. Разработана комплексная математическая модель многомассовой динамической системы ТРС, включающая упругую подсистему шпиндельной группы, многомассовую подсистему суппортной группы и процесс резания с учетом временного запаздывания силы резания относительно изменения толщины срезаемого слоя. Модель представлена в виде матрицы передаточных функций, компоненты которой соответствуют трем основным внешним воздействиям: изменению во времени толщины срезаемого слоя; динамическим нагрузкам, обусловленным поперечными колебаниями ремней приводной передачи; динамическим нагрузкам, обусловленным гидростатическими и гидродинамическими силами в зазоре маслоподводящей втулки привода зажима детали.

Предложено математическое описание трех основных внешних воздействий в виде гармонических рядов, определены коэффициенты рядов.

Выполнено математическое моделирование параметров точности на ЭВМ для указанных входных воздействий.

Выполнен комплекс экспериментальных исследований, подтвердивший адекватность результатов математического моделирования и позволивший сформулировать научно обоснованные рекомендации по совершенствованию ТРС.

Практическая ценность работы. Заключается в разработке методов и методик исследования точности, алгоритмов и программ, пригодных для практических расчетов точностных параметров ТРС на ЭВМ, полученных результатах теоретических и экспериментальных исследований их статических и динамических характеристик, создании новых технических решений, обеспечивающих повышение точности.

Реализация работы. На основании проведенных исследований подготовлены алгоритм и программы расчета на ЭВМ для выбора конструктивных параметров элементов упругой системы ТРС и режимных характеристик процесса резания, обеспечивающих устойчивость его реализации. Указанные материалы, а также разработанные рекомендации по дальнейшему повышению точности ТРС переданы Бердичевскому станкостроительному заводу (ОАО фирма "Беверс").

Апробация работы. Основные научные положения работы апробированы на двух научных конференциях.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 4 печатных работы.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы, и приложений. Объем диссертации 135 страниц машинописного текста, 45 рисунков, 5 таблиц, 2 приложения. Список литературы содержит 89 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе приведен обзор литературных источников по исследуемой теме, определены цель и задачи исследований.

Точность влияет на работу станков по следующим критериям: динамическая нагруженность, колебания и шум; прочность в связи с динамическими нагрузками; потери на трение, нагрев и

износ; надежность, связанная с критериями работоспособности; быстроходность, связанная с динамическими нагрузками и нагревом; материалоемкость.

Большой вклад в становление и развитие теории точности станков и точности обработки на них внесли следующие исследователи: Б.М.Базров, Б.С.Балакшин, Н.А.Бородачев, Н.Г.Бруевич, С.С.Волосов, А.Н.Гаврилов, В.С.Курсаков, Н.А.Калашников, А.С.Проников, В.Э.Пуш, Д.Н.Решетов, А.П.Соколовский, С.П.Трошенский и др.

Проанализированы причины возникновения погрешностей обработки на ТРС и описаны основные методы повышения точности обработки за счет сокращения мгновенного поля рассеивания размеров деталей, систематических погрешностей обработки и настройки.

Динамическое качество станка зависит от упругих, диссипативных и инерционных параметров системы. Основными динамическими свойствами станка являются: параметры режимов устойчивого процесса обработки деталей; амплитуды относительных колебаний элементов динамической системы станка; быстродействие при периодических движениях узлов и агрегатов станка; вибрации элементов динамической системы; акустические воздействия, возникающие в процессе работы станка.

Разработке методов математического моделирования динамических процессов в металлорежущих станках посвящено значительное число работ. Среди них следует отметить исследования авторов: Аугустайтиса К.В., Жаркова И.Г., Каминской В.В., Кедрова С.С., Клебанова М.К., Кудинова В.А., Локтева В.И., Левина А.И., Мурашкина Л.С., Орликова М.Л., Попова В.И., Решетова Д.Н., Ривина Е.И., Сидорко В.И., Эльясберга М.Е. и многих других.

Как показал анализ методов и средств повышения точности обработки, применительно к ТРС можно выделить два основных направления их совершенствования по точности. Первое - для компенсации случайных погрешностей, возникающих в процессе обработки, следует особое внимание обратить на улучшение динамических характеристик станка, провести исследования геометрической точности и упругих деформаций, определять баланс точности и

жесткости. Второе - для сокращения систематических погрешностей при обработке следует провести оценку тепловых деформаций станка и на ее основании определить эффективность применения систем активного контроля размеров на станке.

В результате анализа ранее выполненных исследований сформулированы цель и задачи диссертационной работы.

Во второй главе разработана математическая модель динамической системы станка. В процессе моделирования рассмотрены три основные подсистемы - шпиндельная группа, суппортная группа и процесс резания. Для каждой подсистемы обоснована расчетная схема и составлены дифференциальные уравнения динамики. В частности для шпиндельной группы расчетная схема (рис.1) включает три массы, совершающие взаимозависимые колебания во взаимноперпендикулярных направлениях и крутильные колебания. Из системы уравнений динамики шпиндельной группы определена ее математическая модель в виде

$$Y_{ш}(s) = W_{ш1} P(s) + W_{ш2} \varphi_0(s) + W_{ш3} P_{MY}(s),$$

где $Y_{ш}(s)$ - изображение по Лапласу перемещения детали в зоне резания;

$P(s)$, $\varphi_0(s)$, $P_{MY}(s)$ - изображения по Лапласу динамических составляющих силы резания, воздействия на шпиндель ременной передачи и нагрузки в маслоподводящей втулке привода зажима деталей;

$W_{шi}$ - передаточные функции шпиндельной группы, $i = 1, 2, 3$.

Передаточные функции определены в виде зависимостей от оператора Лапласа S , а коэффициенты передаточных функций определяются инерционными, жесткостными и диссипативными параметрами динамической системы шпиндельной группы.

Совокупность уравнений динамики всех подсистем станка послужила основой для разработки общей математической модели динамической системы станка. Структурная схема математической модели приведена на рис.2.

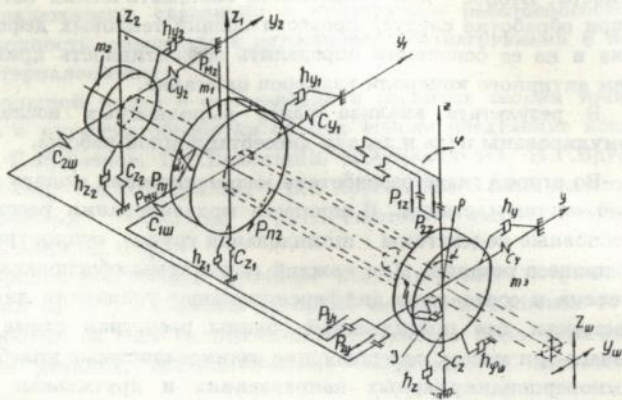


Рис. 1. Расчетная схема изгибно-крутильной динамической подсистемы шпиндельной группы токарно-револьверного станка

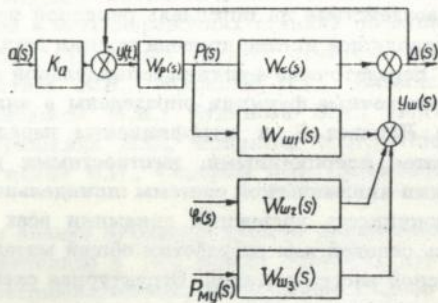


Рис. 2. Общая структурная схема математической модели динамической системы токарно-револьверного станка

На структурной схеме в виде блоков показаны передаточные функции отдельных подсистем станка. Для суппортной группы передаточная функция имеет вид

$$W_c(s) = \frac{K_{\eta}}{T_{\eta 1}^2 s^2 + T_{\eta 2} s + 1} - \frac{K_{\gamma}}{T_{\gamma 1}^2 s^2 + T_{\gamma 2} s + 1} - \frac{K_{\xi}}{T_{\xi 1}^2 s^2 + T_{\xi 2} s + 1},$$

где отдельные слагаемые функции учитывают колебания вершины реза в направлении главных ортогональных осей координат суппортной группы.

Передаточная функция процесса резания учитывает запаздывание во времени силы резания относительно изменения площади срезаемого слоя.

На основании структурной схемы математической модели определена матрица частотных передаточных функций станка для выходного параметра в виде погрешности обработки детали. Матрица имеет вид ($j = \sqrt{-1}$)

$$[W_{iK}(j\omega)] = [W_{\Delta a}(j\omega) \quad W_{\Delta \varphi}(j\omega) \quad W_{\Delta P_M}(j\omega)],$$

где компоненты матрицы соответствуют трём входным параметрам: - изменению площади срезаемого слоя $\Delta(s)$;

$\varphi_0(s)$ - воздействиям от колебаний ремней;

$P_{Mj}(s)$ нагрузке на шпиндель со стороны маслоподвода.

Вектор входных параметров представлен в виде разложения в ряд Фурье в функции угла поворота шпинделя

$$\begin{Bmatrix} a \\ \varphi_0 \\ P_{Mj} \end{Bmatrix} = \left\{ \sum_{K=1}^{N_i} X_{iK} \sin(K\mu_i \varphi_{ш} + \psi_{iK0}) \right\}, \quad i = a, \varphi, P_M.$$

Соответственно выходной параметр в зависимости от угла поворота шпинделя определяется значениями амплитудно-частотных W_{iK} и фазово-частотных ψ_{iK} характеристик по формуле

$$\Delta(\varphi_{ш}) = \sum_{i=a, \varphi, P_M} \sum_{K=1}^{N_i} W_{iK}(K\mu_i \omega_0) X_{iK} \sin[K\mu_i \varphi_{ш} + \psi_{iK0} + \psi_{iK}(K\mu_i \omega_0)].$$

Вычисления проведены по разработанному алгоритму на ПЭВМ по программе, текст которой приведен в приложении к диссертации.

В третьей главе рассмотрено моделирование внешних динамических параметров, действующих на динамическую систему станка. Для унифицированного моделирования параметров они представлены в виде гармонических рядов. Найдены конкретные значения коэффициентов рядов, соответствующих различным динамическим режимам работы станка.

Для входного параметра в виде изменения припуска рассмотрены случаи его плавного и резкого изменения во времени. Плавное изменение припуска соответствует заготовке произвольной формы. Установлена зависимость коэффициентов ряда от формы контура заготовки, дана физическая интерпретация отдельных гармоник разложения в ряд. В частности, первая гармоника соответствует круглой заготовке, установленной в патроне с эксцентриситетом, вторая гармоника - овальной заготовке, 6-я гармоника - заготовке с огранкой по 6-ти граням. Резкое изменение припуска соответствует выступам и впадинам на поверхности заготовки. Рассмотрены прямоугольные выступы различной протяженности, треугольные, трапециевидные, криволинейные в виде участков синусоид. Для всех этих случаев определены коэффициенты рядов Фурье.

Нагрузки в приводе главного движения, вызываемые поперечными колебаниями ремней, также определены в виде суммы бесконечных тригонометрических рядов. Коэффициенты рядов содержат частоты поперечных колебаний ремней как механических систем с распределенными параметрами. Для нахождения коэффициентов рядов рассмотрены колебания ремней, как упругих весо-вых предварительно натянутых нитей.

Нагрузки на шпиндель со стороны маслоподводящей втулки вызываются гидростатическими силами давления в зазоре, обусловленными утечками рабочей жидкости и гидродинамическими силами, возникающими вследствие вращения шпинделя. Установлено, что гидростатические силы возникают при перекосе шпинделя и его радиальном смещении относительно втулки. Определены аналитические выражения для расчета циркуляционной радиальной нагрузки, действующей на шпиндель со стороны маслоподводящей втулки.

В четвертой главе приведена методика экспериментальных исследований статических и динамических характеристик ТРС. Из

статических характеристик определялись геометрическая точность, жесткость и тепловые деформации основных узлов станка. Динамические исследования проводились с целью определения частот собственных колебаний узлов станка, анализа спектров частот относительных колебаний инструмента и заготовки при вращающемся шпинделе, выявления зон повышенных амплитуд.

В пятой главе даны результаты теоретических и экспериментальных исследований. Выполнен анализ погрешностей обработки деталей, вызванных динамическими входными параметрами. На рис. 3 приведены зависимости погрешностей обработки от угла поворота шпинделя, обусловленные изменением припуска. Установлено, что ошибки расчетов не превышают 5...15% и являются приемлемыми. Изменение припуска приводит к возникновению колебаний в упругой системе станка. Расчетные и экспериментально измеренные частоты колебаний составляют 100...500 Гц. Размахи колебаний достигают 10 мкм и более.

Поперечные колебания ремней приводной передачи при малых частотах вращения шпинделя мало сказываются на погрешности обработки. С увеличением частоты вращения шпинделя влияние колебания ремней увеличивается. Имеет место резонансный режим колебаний, в котором частоты колебаний ремней по первой форме близки к собственным частотам колебаний упругой системы станка. Резонансные колебания шпинделя наблюдаются на частотах 65,200,400 Гц. Размахи колебаний при резонансе достигают 10 мкм.

По результатам расчетов и экспериментов установлено, что неуравновешенные радиальные нагрузки на шпиндель в зоне маслоподвода незначительно влияют на точность обработки. Амплитуда колебаний, вызываемых нагрузками в маслоподводе, не превышает 1 мкм. Из результатов математического моделирования следует, что хотя прямое влияние динамической нагрузки в маслоподводе на точность станка незначительно, однако в совокупности с другими нагрузками это воздействие может оказаться существенным.

Выполнен анализ геометрической точности партии ТРС на станкозаводе, показаны возможности оценки качества изготовления станков и определения путей их совершенствования. Проведена оценка погрешностей обработки партии деталей путем их разде-

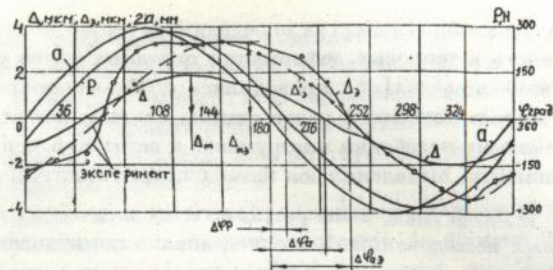


Рис. 3. Результаты математического моделирования и экспериментальных измерений погрешности обработки и динамической составляющей силы резания P при синусоидальном изменении припуска в зависимости от угла поворота шпинделя

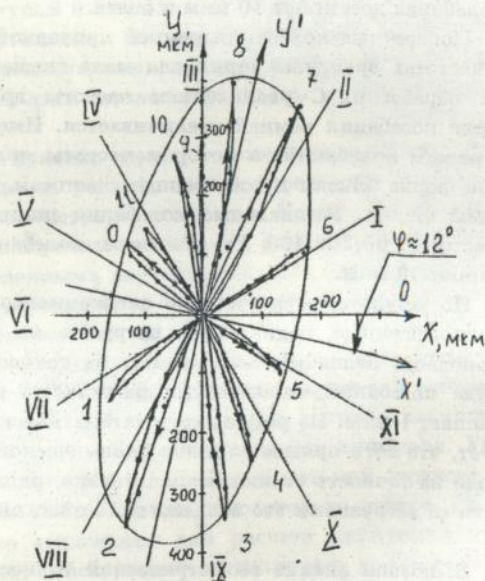


Рис. 4. Круговая диаграмма смещений оси инструментального отверстия револьверной головки при действии нагружающей силы в направлениях 0-XI

ления на систематические и случайные по разработанной программе расчета на ПЭВМ. Показано, что использование активного контура для компенсации систематических погрешностей позволяет повысить точность обработки в 1,8 раза. Исследование тепловых деформаций ТРС позволило, кроме определения величин и направлений относительных тепловых смещений осей шпинделя и инструментального отверстия, показать, что основными источниками тепла являются опоры шпинделя и маслоподводящая втулка при вода зажима деталей (до 80% выделенного в задней опоре тепла).

Выполнены исследования жесткости двух основных систем ТРС: шпиндель-патрон-деталь и револьверного суппорта. Определено, что жесткость шпинделя в точке нагружения неравномерна и находится в пределах 239...314 Н/мкм, коэффициент изменения жесткости в круговом направлении составляет 1,3. По результатам исследований жесткости суппорта построен график смещений оси инструментального отверстия револьверной головки, определен угол поворота осей наибольшей (31 Н/мкм) и наименьшей (12,6 Н/мкм) жесткости 12 к осям координат, коэффициент изменения жесткости 2,5 (рис.4).

Проведена вибродиагностика станка мод.1П420ПФ40 при помощи аппаратуры фирмы "Брюль и Кьер". Определены логарифмические декременты и частоты собственных колебаний узлов станка: оправки в патроне - 432...450 Гц; планшайбы револьверной головки - 110...120 Гц; корпуса шпиндельной бабки - 97 Гц; цилиндра механизма зажима - 140 Гц. Отмечены низкие диссипативные свойства консольной части шпинделя с гидроцилиндром зажима деталей. Исследования относительных колебаний инструмента и заготовки при вращающемся шпинделе без резания позволили по суммарному спектру виброускорений выявить резонансную частоту 64 Гц, вызванную частотой собственных колебаний ременной передачи главного привода. Таким образом определены факторы, динамические характеристики которых оказывают существенное влияние на точность обработки.

В шестой главе приведены конструктивные решения, обеспечивающие повышение динамического качества ТРС.

Предложена конструкция маслоподводящей втулки привода зажима деталей, позволяющая компенсировать биение шпинделя. Втулка выполнена плавающей и установлена на шейке шпинделя с

образованием гидростатических и гидродинамических подшипников. Рабочая жидкость к втулке подводится посредством патрубков с уплотнением их резиновыми кольцами. Патрубки расположены радиально относительно оси шпинделя. Конструкция патрубков допускает ограниченные радиальные смещения втулки.

Для демпфирования поперечных колебаний ремней приводной передачи предложены упругофрикционные гасители колебаний. Гасители имеют ролики, контактирующие с ремнями, причем оси роликов подпружинены и при колебаниях ремня смещаются. Возникающие при перемещении оси фрикционные силы обеспечивают гашение колебаний.

Предложена конструкция маслоподвода во вращающийся цилиндр привода зажима деталей, обеспечивающая компенсацию статического и динамического усилия натяжения ремней. Компенсация усилия осуществляется силами гидростатического давления жидкости, подводимой к компенсирующим карманам маслоподводящей втулки.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что разработанная математическая модель станка адекватна динамической системе и позволяет производить расчеты с точностью 5...15%. В зависимости от вида внешних воздействий в динамической системе станка возникают переходные процессы колебательного вида. Частоты колебаний находятся в диапазоне 100...500 Гц. Амплитуды относительных перемещений шпинделя и суппорта достигают 5...20 мкм. Время затухания переходных процессов находится в пределах 0,005...0,015 с.

2. Анализ систематических и случайных погрешностей размеров обработанных деталей показал, что только компенсацией систематических погрешностей из-за тепловых смещений и износа режущего инструмента можно почти в 2 раза повысить точность обработки деталей в партии. Установлено, что основными источниками теплообразования в станке являются опоры шпинделя и рабочая жидкость гидросистемы, причем в шпиндельной бабке источниками теплообразования являются подшипники, а также маслоподводящая втулка привода зажима деталей (до 80% выделенного в задней опоре тепла).

3. Определены частоты свободных колебаний и коэффициенты демпфирования основных узлов станка. Зарегистрировано увеличение амплитуд относительных колебаний инструмента и заготовки при частоте вращения шпинделя 64 об/с. Эти колебания вызваны резонансным эффектом между собственной частотой колебаний ремня ременной передачи и частотой вынужденных колебаний вращающегося привода.

4. Сформулированы основные направления конструктивного совершенствования ТРС в направлении повышения точности обработки за счет снижения динамических нагрузок на шпиндель в маслопроводе и демпфирования поперечных колебаний ремней упругофрикционными гасителями колебаний.

Основные положения диссертации отражены в работах:

1. Струтинский В.Б., Гуржий А.Н., Фам Тхань Там. Разработка нелинейных математических моделей с переменной структурой для анализа стохастических колебательных процессов приводов металлорежущих станков //Проектирование, производство и эксплуатация систем гидропневмопривода, гидропневмоавтоматики и гидропневмомашин и их компонентов: Тез.докл.науч.-техн. конф., Киев, 1995. с.18-19.

2. Струтинский В.Б., Гуржий А.Н., Фам Тхань Там. Совершенствование многошпиндельного токарного автомата на основе анализа статистических характеристик колебательных процессов в динамической системе станка//Прогрессивная техника и технология машиностроения: Тез. докл. междунар. науч.-техн. конф., Донецк: ДонГТУ, 1995. с.20.

3. Шевченко А.В., Фам Тхань Там. Резцедержатели с микрорегулировкой положения реза//Прогрессивная техника и технология машиностроения: Тез.докл.междунар. науч.-техн. конф., Донецк: ДонГТУ, 1995. с.266-267.

4. Шишкин В.Н., Шевченко А.В., Фам Тхань Там. Совершенствование конструкций токарно-револьверных станков на основе анализа балансов точности и жесткости// Проектирование, производство и эксплуатация систем гидропневмопривода, гидропневмоавтоматики и гидропневмомашин и их компонентов: Тез.докл. науч.-техн. конф., Киев, 1995. с.23-24.

Аннотація

Фам Тхань Там. "Вдосконалення токарно-револьверного верстата шляхом зниження динамічних навантажень на шпиндельний вузол". Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук по спеціальності 05.03.01. - "Процеси механічної обробки, верстати та інструмент". Національний технічний університет України "КПІ". Київ, 1996.

В дисертаційній роботі вирішена проблема вдосконалення токарно-револьверного верстата шляхом підвищення геометричної точності, зниження динамічних навантажень, виключення резонансних режимів коливань динамічної системи верстата.

Автор захищає розроблені математичні моделі динамічної системи верстата та методи моделювання динамічних навантажень на шпиндельний вузол, одержані результати теоретичних та експериментальних досліджень та розроблені технічні рішення, які забезпечують вдосконалення токарно-револьверних верстатів.

Використання результатів досліджень дозволяє майже в 2 рази підвищити точність обробки деталей.

Annotation

Pham Thanh Tam "Improvement of capstan by means of lowering of dynamic load on the spindle shaft".

This dissertation has been written to get the academic degree of Candidate of technical sciences on speciality 05.03.01. - "The processes of machining job, machine and instrument" National Technical University of Ukraine "KPI" Kiev, 1996.

In this dissertation had been solved the problem of improvement of turret lathe by means of increasing of machine accuracy, lowering of dynamic load, resonant swing condition exclusion of dynamic system of machine.

The author is defend the elaborated mathematic models of lathe's dynamic system and model methods of dynamic load on the spindle shaft. There have been received the results of theoretical and experimental researches as well as the technical sentences have been devised which provide the improvement of turret lathes.

Application of researching results is allow to increase a machining job accuracy of parts almost in a 2 times.

Ключевые слова: токарно-револьверный станок, шпиндельный узел, снижение динамических нагрузок, повышение точности.

Подписано в печать 19.03.96. Формат 60x84/16. Бумага типографская.
Офсетная печать. Усл.кр.-отт.5. Усл.печ.л.0,96. Уч.-изд.л. 1,0.
Тираж 100 экз. Заказ № 65-І. Цена . Изд. № 201/Ш.

Издательство КМУГА.

252058. Киев-58, проспект Космонавта Комарова, І.

ЛНБ ім. В. Стефаніка
АН України

AB 34.573

AB 34.573