

М296998

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
СССР

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

СЕЛЕЗНЕВА Валентина Васильевна

На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ СТАНКОВ
ТАНГЕНЦИАЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ
(НА ПРИМЕРЕ СТАНКОВ ПОПУТНОГО ТОЧЕНИЯ)

(05.03.01 - Металлорежущие станки и автоматические
линии)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
СССР

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

СЕЛЕЗНЕВА Валентина Васильевна

На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ СТАНКОВ
ТАНГЕНЦИАЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ
(НА ПРИМЕРЕ СТАНКОВ ПОПУТНОГО ТОЧЕНИЯ)

(05.03.01—Металлорежущие станки и автоматические
линии)



Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище им. Н. Э. Баумана

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент П. М. Чернянский

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор В. А. Светлицкий
кандидат технических наук,
ст. научный сотрудник
В. В. Щербаков

Ведущее предприятие - Московский станкостроительный
завод им. Орджоникидзе

Защита диссертации состоится " " _____ 1976 г.
на заседании специализированного Ученого Совета К-33/1
по автоматизации в машиностроении МВТУ им. Баумана по адре-
су: Москва, 107005, 2-я Бауманская ул., 5.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные
печатью, просим направлять по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им.
Баумана.

Автореферат разослан "19" октября 1976 г.

Ученый Секретарь Совета,
кандидат технических наук,
доцент

Мельников Г. Н.

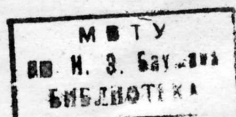
Лит. № Л-101764

Объем 1 п. л. Тип. МВТУ

Зак.

Тир. 100

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ



Повышение производительности станков, улучшение точности и качества поверхности обрабатываемых деталей вызывает необходимость снижения уровня вибраций.

На кафедре "Станки и автоматы механосборочного производства" МВТУ им. Баумана разработан прогрессивный метод обработки - попутное точение (ПТ), обеспечивающий рост производительности труда на 50-200% в зависимости от обрабатываемого объекта. Процесс попутного точения является частным видом тангенциальной обработки. На его базе к настоящему времени создан ряд высокопроизводительных станков.

При ПТ одновременно вращаются деталь и инструмент, причем на линии центров векторы их скорости направлены в одну сторону, рис. I.

Актуальность темы. Особенности процесса попутного точения, в частности, периодический характер нагрузки, резание по следу и сьем тонкой и широкой стружки при чистовой обработке, создают на определенных технологических режимах условия, благоприятные для возникновения вынужденных колебаний и автоколебаний.

Исследований по определению условий устойчивой работы станков тангенциальной обработки и в частности станков ПТ крайне мало. В то же время станки ПТ находят все большее распространение, поэтому необходимо исследование их динамического качества, что и обусловило выбор цели настоящей работы.

Цель работы: исследование устойчивости станков тангенциальной обработки на примере станков попутного точения.

Методы исследований. Математическое описание автоколебательных процессов в станках ПТ разработано на основе физических моделей регенерации следа и "координатной связи", предложенных Дроздовым Н.А., Кудиновым В.А. и Тлустым И. Границы устойчивой работы определялись по алгебраическому критерию Рауса-Гурвица и частотному критерию Найквиста с последующей экспериментальной проверкой. Амплитудно-фазо-частотные характеристики (АФЧХ) основных упругих систем станка и процесса резания рассчитаны на ЭЦВМ.

Научная новизна. Аналитическое описание механизмов возникновения автоколебаний для станков ПТ получено, по-видимому,

впервые. На основе аналитического описания определены условия устойчивой работы станков, в том числе предельные режимы резания в зависимости от конструктивных параметров упругой системы станка и параметров технологического процесса. Дана методика построения зон виброустойчивой работы станков тангенциальной обработки.

Научная достоверность работы подтверждена соответствием полученных результатов ряду ранее известных зависимостей теории автоколебаний металлорежущих станков и хорошим совпадением результатов расчета с опытными данными.

Практическое приложение. Проведенные исследования устойчивости позволили получить расчетные зависимости для определения предельной ширины резания станков тангенциальной обработки и разработать ряд предложений по конструктивному усовершенствованию станков ПТ и расширению их технологических возможностей по виброустойчивости. Рекомендовано включить в технические условия приемки станков ПТ оценку их виброустойчивости по характеристике жесткости и логарифмическому декременту колебаний. Результаты работы реализуются при выполнении НИР каф. "Станки и автоматы механосборочного производства" МВТУ им. Баумана и будут переданы на предприятия МС и ИП в виде научно обоснованных рекомендаций по использованию и проектированию станков ПТ.

Апробация работы. Основные результаты работы доложены и одобрены на республиканском семинаре "Новые приборы и механизмы. Конструирование и технология их изготовления" в ЛДНТП (г. Ленинград), на конференции молодых специалистов в ЭНИМС (г. Москва), на кафедре "Станки и автоматы механосборочного производства" МВТУ им. Баумана.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, общих выводов и списка литературы. Изложена на 130 страницах машинописного текста, содержит 5 таблиц, 71 рисунок и библиографию из 86 наименований.

Первая глава диссертации посвящена обзору существующих методов динамических исследований станков и анализу возможных механизмов возбуждения автоколебаний применительно к станкам ПТ на основе работ Дроздова Н.А., Каширина А.И., Сиколовского А.П., Кудгнова В.А., Эльясберга М.Е., Зарса В.В., Лазарева Г.С.,

Тлустого И., Полачека М., Опитца Г., Меррита Х.Х. и др.

К настоящему времени сравнительно большое количество работ посвящено динамическим исследованиям металлорежущих станков различного назначения. Работы же по исследованиям автоколебательных процессов в станках тангенциальной обработки практически отсутствуют, что объясняется их относительной новизной.

На основе анализа литературных данных и требований к станкам ПТ намечены следующие основные задачи исследований:

- дать аналитическое описание механизмов возникновения "низкочастотных" автоколебаний для станков ПТ;
- определить условия устойчивой работы станков ПТ в функции их конструктивных параметров и параметров обработки;
- проанализировать влияние динамических процессов в станке на кинематику резания.

Во второй главе диссертации обоснован выбор "доминирующей" в процессе автоколебаний системы станка ПТ и дано для нее аналитическое описание механизмов возникновения автоколебаний по принципу "координатной связи" и регенерации следа.

Существующие исследования позволяют заключить, что изучение автоколебательного процесса вполне оправданно вести применительно к "доминирующей системе" станка, которая может быть определена на основе теоретических и экспериментальных данных.

В работе выбор "доминирующей системы" осуществлен на основе сравнения запасов устойчивости расчетных АФЧХ упругих систем станка по связи с резанием.

Автоколебательная система станка ПТ представлена упругой системой шпиндельного узла, упругой системой суппортного узла и процессом резания. Для построения АФЧХ использовались частотные методы, разработанные применительно к металлорежущим станкам Кудиновым В.А. Постоянные передаточных функций упругих систем станка определены по экспериментально найденным значениям радиальной жесткости, частоты собственных изгибных колебаний, логарифмического декремента затухания. Постоянные передаточной функции процесса резания W_p определены для конкретного технологического процесса (ширина резания - 15 мм). По результатам расчетов на ЭЦВМ построены АФЧХ разомкнутых эквивалентных упругих систем (ЭУС) шпинделя и суппорта по связи с резанием, $W_{p23} = W_{пс} W_p$.

Полученные характеристики показывают, что ЭУС потенциально неустойчивы, т.е. теряют устойчивость при определенных предельных значениях ширины срезаемого слоя $b_{пр}$.

По критерию Найквиста найдены коэффициенты запаса устойчивости рассматриваемых систем станка ПТ с ВЗП в приводе суппорта, которые равны: для ЭУС шпинделя по связи с резанием - 30%, для ЭУС суппорта по связи с резанием - 68%.

Сравнение коэффициентов запаса устойчивости позволяет заключить: "доминирующей" автоколебательной системой в исследуемом станке ПТ является упругая система со шпиндельным узлом.

Выполненный анализ показывает, что в станках ПТ мод. ЕТ-50 и МР-506 доминирует также система шпиндельного узла.

Для построения расчетной схемы автоколебаний станка ПТ по принципу "координатной связи" использована физическая модель, предложенная Кудинковым Е.А. и Тлустым И.

Математически модель описывается системой трех линейных дифференциальных уравнений. Изменение силы резания принимается пропорциональным изменению толщины срезаемого слоя. Определение границ устойчивости проводилось по алгебраическому критерию Рауса-Гурвица.

Для различных сочетаний конструктивных параметров автоколебательной системы определены условия устойчивой работы и получены выражения предельного значения коэффициента жесткости резания $\Gamma_{пр}$, пропорционального предельной ширине среза $b_{пр}$.

С точки зрения отсутствия в системе автоколебаний по принципу "координатной связи" сочетание жесткостей шпиндельного узла в горизонтальном j_x и вертикальном j_y направлениях $j_x > j_y$ является благоприятным, т.к. в этом случае система всегда устойчива.

При соотношении жесткостей $j_x < j_y$ и наличии в системе положительного или нулевого демпфирования предельный коэффициент жесткости резания пропорционален разности жесткостей по координатным осям $(j_y - j_x)$.

$$\Gamma_{пр} = K \cdot b_{пр} < \frac{(j_y - j_x)^2 + \frac{\alpha_x + \alpha_y}{m} (\alpha_y j_x + \alpha_x j_y)}{2(j_y - j_x) \cos(\gamma - \varphi_2) + \frac{\alpha_x + \alpha_y}{m} (\alpha_x \sin \gamma \sin \varphi_2 - \alpha_y \cos \gamma \cos \varphi_2)}; \quad (1)$$

где α_x, α_y — коэффициенты демпфирования системы соответственно в горизонтальном и вертикальном направлениях,

m — приведенная масса системы,

φ_2 — угол встречи заготовки с резцом в момент резания,

ψ — угол ориентации результирующей силы резания по отношению к горизонтальной оси,

K — удельная сила резания.

Из соотношения (I) видно, что предельная ширина резания зависит от демпфирующих свойств автоколебательной системы, угла ориентации ψ результирующей силы резания по отношению к горизонтальной оси и от технологических параметров обработки, определяющих угол φ_2 .

Таким образом, в станках ПТ можно избежать автоколебаний по принципу "координатной связи", если для шпиндельного узла выполнено условие $\delta_x > \delta_y$. В станках ПТ мод. ЕТ-50 и МР-506 и стенде-станке ПТ с ВЗП это условие выполнено, поэтому висроустойчивость рассмотренных станков ПТ по принципу "координатной связи" очень высока.

Для построения расчетной схемы автоколебаний по принципу регенерации следа использована физическая модель процесса, предложенная Дроздовым Н.А. Математическая модель представлена системой с одной степенью свободы: колебательные смещения шпинделя в направлении изменения толщины срезаемого слоя — оси " η " рис. I. В качестве критерия использован критерий Дроздова Н.А. — равенство амплитуд волн на n -ом и $(n+1)$ -ом оборотах заготовки $A_{n+1} = A_n$. Изменение силы резания принято пропорциональным изменению толщины срезаемого слоя.

Автоколебания в результате регенерации следа рассматриваются как вынужденные колебания системы под действием внешней возбуждающей силы, возникающей в результате наличия волн на поверхности заготовки. Окончательно решение дифференциального уравнения вынужденных колебаний для попутного течения также получено в виде предельного коэффициента жесткости резания:

$$r_{пр.пт} = Kb_{пр} = \frac{j \cdot \frac{K}{2}}{(0,5 - \frac{j}{2}) \cos(\psi + \varphi_{2n+1})}; \quad (2)$$

где $j = \frac{j_x + j_y \cdot t_2^2 \varphi_{2n+1}}{1 + t_2^2 \varphi_{2n+1}}$ — радиальная жесткость системы шпиндельного узла в направлении оси " η ";
 $\frac{h}{2} = \frac{\lambda_x}{2\pi} -$ относительное демпфирование системы шпиндельного узла в горизонтальном направлении;
 λ_x — логарифмический декремент колебаний системы шпиндельного узла в горизонтальном направлении;

$$\varphi_{2n+1} = \arccos \left(\frac{R_{3a2}^2 - R_1^2 + A^2}{2AR_{3a2}} \right) \left[1 - \frac{1}{n_2 T_1} \right],$$

где R_{3a2}, R_1 — радиусы заготовки и инструмента,
 A — межцентровое расстояние станка,
 n_2, T_1 — частота вращения детали и время резания.

$$\psi = \arccos \frac{P_z}{P} - \varphi_{2n+1},$$

где P_z — радиальная составляющая силы резания,
 P — результирующая сила резания.

Полученное решение (2) показывает, что предельная ширина среза пропорциональна жесткости автоколебательной системы в направлении оси " η ", при этом повышение жесткости шпиндельного узла j_x в горизонтальном направлении дает более существенное увеличение $b_{пр}$, чем повышение жесткости j_y в вертикальном направлении. Предельная ширина нелинейно зависит от относительного сопротивления системы шпиндельного узла, параметров технологического процесса, определяющих угол φ_{2n+1} и угла ψ ориентации результирующей силы резания по отношению к горизонтальной оси.

При ПТ с увеличением радиуса заготовки и уменьшением глубины резания предельная ширина среза уменьшается. Таким образом, чистовой режим обработки (глубина резания $< 0,3$ мм) заготовок большого диаметра наиболее опасен с точки зрения возникновения автоколебаний в результате регенерации следа. Для станков ПТ с ВЗП и мод. БТ-50 приведены номограммы предельной ширины среза при различных радиусах заготовки и глубинах резания.

При встречном точении (ВТ) предельная ширина резания находится из соотношения:

$$Г_{пр. ВТ} = K \cdot b_{пр} = \frac{j \cdot \frac{h}{2}}{(0,5 - \frac{h}{2}) \cos(\psi - \varphi_{2n+1})}; \quad (3)$$

Сравнение зависимостей (2) и (3) показывает, что процесс ВТ более опасен с точки зрения возможности возникновения автоколебаний в результате регенерации следа, т.к. по сравнению с процессом ПТ $b_{пр.}$ меньше. При ВТ предельная ширина среза возрастает с увеличением радиуса заготовки и уменьшением глубины резания.

Полученные аналитические зависимости положены в основу методики определения предельной ширины резания при попутном и встречном методах тангенциальной обработки. Методика включает: экспериментальное определение жесткости шпиндельного узла в горизонтальном и вертикальном направлениях и логарифмического декремента затухания в горизонтальном направлении; вычисление коэффициента относительного сопротивления шпиндельного узла $\frac{1}{2}$, углов ψ и φ_{2n+1} , радиальной жесткости шпиндельного узла в направлении оси " η ", предельных значений коэффициента жесткости резания $\Gamma_{пр.}$ и ширины срезаемого слоя $b_{пр.}$.

Сопоставление экспериментальных значений $b_{пр.}$ с результатами расчета по методике для станков ПТ с ВЗП и мод. ЕТ-50 показали на их хорошее соответствие между собой. Для станка ПТ с ВЗП по методике $b_{пр.расч.} = 20,8$ мм, в то время как $b_{пр.эсп.} = 19-24,5$ мм. Для станка ПТ мод. ЕТ-50 $b_{пр.расч.} = 26,5$ мм; по данным Мирзояна В.М. $b_{пр.эсп.} = 30$ мм.

В работе определены области предельных значений ширины и глубины резания для станка ПТ с ВЗП и мод. ЕТ-50, ограниченные с одной стороны по условию отсутствия автоколебаний и с другой стороны по допустимому моменту нагрузки в приводе суппорта. Сравнение этих областей показывает, что станок ПТ мод. ЕТ-50 обладает более высокими показателями по виброустойчивости, что выражается, во-первых, большим абсолютным значением предельной ширины резания и, во-вторых, меньшим диапазоном глубины резания, в котором возможно появление автоколебаний. Это объясняется более благоприятной с точки зрения виброустойчивости конструкцией шпиндельного узла станка ПТ мод. ЕТ-50, высоким ее демпфированием. Для обоих станков ПТ из-за возможности возникновения автоколебаний и наиболее опасны чистовые режимы обработки ($t < 1$ мм).

Третья глава диссертации посвящена комплексу статических и динамических испытаний станка ПТ, проводимых с целью проверки полученных аналитических зависимостей и оценки влияния динамических процессов в станке на кинематику резания.

Экспериментальные исследования проводились на односуппортном станке ПТ с ВЗП в приводе суппорта, выполняющей роль понижающего и люфтовывирающего звена. Привод суппорта станка обеспечивает круговую подачу инструмента $\delta_{кр} \sim 0,5 \pm 2$ мм/об. Частота вращения шпинделя $n_2 \sim 1000$ об/мин. Межцентровое расстояние станка 260 мм.

Испытания включали в себя:

- определение статических характеристик упругих систем шпиндельного и суппортного узлов, необходимых для построения линейной модели динамической системы станка;
- определение собственных частот колебаний упругих систем шпиндельного и суппортного узлов станка;
- исследование колебаний динамической системы станка на холостом ходу;
- исследование неравномерности вращения суппорта на холостом ходу и в процессе резания;
- определение предельной ширины срезаемого слоя по автоколебательным режимам.

Для построения линейной модели динамической системы необходимо знать ее статические характеристики. В процессе эксперимента определены радиальные жесткости шпиндельного $j_{хшп}$, $j_{ушп}$ и суппортного $j_{хсуп}$, $j_{усуп}$ узлов в горизонтальном и вертикальном направлениях и крутильная жесткость привода суппорта $j_{кр.суп}$. Нагрузка, имитирующая радиальную и тангенциальную составляющие силы резания, создавалась ступенчато. Определение упругой составляющей статической характеристики жесткости проводилось по методу Кудинова В.А. с исключением сил трения.

Полученные экспериментальные значения равны:

$$j_{хшп} = 19,1 \text{ кгс/мм}, \quad j_{ушп} = 17,2 \text{ кгс/мм}, \quad j_{хсуп} = 15,2 \text{ кгс/мм}, \\ j_{усуп} = 21,3 \text{ кгс/мм}, \quad j_{кр.суп} = 0,98 \cdot 10^5 \text{ кгс} \cdot \text{м/рад}.$$

При динамических испытаниях определены собственные частоты f_x, f_y изгибных колебаний и логарифмические декременты затухания Δ_x, Δ_y в упругих системах шпиндельного и суппорт-

ного узлов при ударном воздействии на систему в горизонтальном и вертикальном направлениях. Полученные значения

$$f_{хшп} = 686 \text{ гц}, \lambda_{хшп} = 0,2624, f_{ушп} = 650 \text{ гц}, \lambda_{ушп} = 0,3148, \\ f_{хсуп} = 260 \text{ гц}, \lambda_{хсуп} = 0,3218, f_{усуп} = 340 \text{ гц}, \lambda_{усуп} = 0,3744,$$

использованы при расчете АФЧХ и предельной ширины резания по разработанной методике.

Колебательные смещения шпиндельного и суппортного узлов регистрировались одновременно в двух взаимно перпендикулярных направлениях — горизонтальном и вертикальном бесконтактными индуктивными датчиками. Датчики выполнены в содружестве с МЗКРС и состоят из ферритового сердечника и расположенной внутри него катушки.

В работе проведен комплекс аттестационных исследований датчика, в частности: оценка статической чувствительности и диапазона линейности характеристики датчика для различных схем включения, сравнительная оценка динамической чувствительности датчика на различных частотах (сравнение производилось на специальном вибростенде с тензодатчиком арочного типа).

Исследование колебаний станка на холостом ходу проводилось с целью получения частотного спектра колебаний холостого хода и оценки влияния их уровня на кинематическую толщину срезаемого слоя. Регистрация колебаний осуществлялась теми же бесконтактными индуктивными датчиками.

На холостом ходу присутствуют: биение шпинделя ($2\text{А} \sim 20 \text{ мкм}$), вынужденные колебания на частоте вращения генератора волн ($2\text{А} \sim 9 \text{ мкм}$); колебания, возбуждаемые передней опорой шпинделя ($2\text{А} \sim 10 \text{ мкм}$), собственные колебания шпинделя ($2\text{А} \sim 8 \text{ мкм}$) и суппорта ($2\text{А} \sim 3 \text{ мкм}$). Весь частотный спектр холостого хода явно прослеживается при резании.

Измерение неравномерности вращения суппорта проводилось с целью исследования возможных вынужденных крутильных колебаний в приводе суппорта и оценки влияния неравномерности на кинематическую толщину срезаемого слоя. Неравномерность вращения суппорта регистрировалась фотоэлектрическим растровым прибором. Обработка записи неравномерности на холостом ходу показала, что двойная амплитуда колебаний скорости суппорта составляет $0,12 \text{ об/мин}$, т.е. вращение суппорта происходит

со скоростью $1,02 \pm 0,06$ об/мин. Это соответствует амплитуде колебаний угла поворота суппорта (кинематической ошибке выходного вала привода на холостом ходу) в ± 36 угл. секунд. Запись неравномерности вращения при резании ($P_z \sim 400$ кгс, $M_{рез} \sim 100$ кгс·м) показала, что приращение скорости суппорта достигает $0,38$ об/мин (37%) и таким образом дополнительный угол поворота суппорта за счет упругой податливости привода доходит до $4,5 \pm 6$ угл. минут. По данным Мирзояна В.М. для станка ПТ мод. ЕТ-50 с червячным приводом суппорта неравномерность вращения при резании доходит до $150 \pm 200\%$. Таким образом, привод суппорта с ВЗП обладает в сравнении с червячным приводом достаточно высокой плавкостью работы.

Установлено, что при моментах резания, меньших момента трогания ВЗП в режиме мультипликатора ($M_{трог} \sim 180$ кгс·м, что соответствует $P_z \sim 900$ кгс) вынужденных крутильных колебаний в приводе суппорта не возникает.

В процессе испытаний станка ПТ с ВЗП при резании определялась предельная ширина среза. Автоколебательные режимы обнаружены на ширине резания $b_{пр} \geq 24,5$ мм ($M_{рез} \sim 100$ кгс·м), рис. 2, при снятии стружки шириной $b = 19$ мм автоколебаний не появилось. Это говорит о том, что предельное значение ширины резания лежит в диапазоне $b_{пр} = 19 \pm 24,5$ мм, что хорошо согласуется с расчетным значением $b_{пр.расч} = 20,8$ мм. Расчеты и эксперименты выполнены при глубине резания $t = 0,275$ мм. Обработка заготовок с различной глубиной резания подтвердила теоретическое положение об увеличении $b_{пр}$ с ростом глубины резания при ПТ.

Из осциллограмм записи автоколебательных процессов видно, что автоколебания проявляются в основном на кривых записи колебаний шпиндельного узла (отчетливей всего на кривой записи колебаний шпинделя в горизонтальном направлении). Следы автоколебаний на кривых записи колебаний суппорта практически незаметны. Это подтверждает правомерность выбора ЗУС шпиндельного узла в качестве "доминирующей системы" в автоколебательном процессе.

Автоколебания возникают практически после первого оборота заготовки. Амплитуда автоколебаний нарастает в геометрической прогрессии от оборота к обороту заготовки. Это говорит

о том, что автоколебания возникают в результате обработки по следу.

Результаты экспериментальных исследований показали хорошее совпадение предельной ширины резания с установленной аналитически для "доминирующей системы" из условия отсутствия автоколебаний в результате регенерации следа.

Четвертая глава диссертации посвящена анализу влияния динамических процессов в станке на кинематику резания. В качестве основного кинематического параметра рассматривается толщина срезаемого слоя. Анализ проводился на основе полученной в работе формулы для определения текущего значения толщины среза.

В процессе резания под влиянием упругих отжатий шпинделя и суппорта, колебаний шпинделя и суппорта на холостом ходу, неравномерности вращения суппорта, автоколебаний кинематическое значение толщины срезаемого слоя изменяется. Проведенные динамические исследования позволили установить долю влияния перечисленных факторов на текущее и максимальное значения толщины срезаемого слоя. Баланс толщины среза построен для конкретного технологического режима ($M_{рез} \sim 100$ кгс·м) на основе анализа ряда осциллограмм.

Типовая осциллограмма автоколебательного режима резания приведена на рис.2, $d_{заг} = 74,85$ мм, $b = 24,5$ мм, $t = 0,275$ мм. Из осциллограммы видно, что после первого оборота заготовки амплитуда автоколебаний составляет 18,1 мкм, после второго оборота — 16,8 мкм и т.д. На осциллограмме показаны упругие отжатия шпинделя и суппорта в горизонтальном и вертикальном направлениях, а также отчетливо видны колебания холостого хода. Для построения баланса толщины среза принято, что все колебательные смещения совпадают по фазе, равны амплитудному значению и имеют направление, совпадающее с упругими отжатиями. Полученные с осциллограмм значения относительного изменения максимальной толщины среза Δ_{max} в результате упругих отжатий составляют 14,5%; при подстановке расчетных значений составляющих силы резания и экспериментальных значений радиальных жесткостей шпинделя и суппорта изменение максимальной толщины срезаемого слоя доходит до 20%. Колебания холостого хода приводят к относительному изменению Δ_{max} на 8,5%, наи-

14

больший удельный вес составляют биения шпинделя и колебания шпинделя, возбуждаемые его передней опорой. Неравномерность вращения суппорта вызывает относительное изменение $\Delta_{\max}$ на 2,8%. Автоколебания, возникшие после первого оборота заготовки, оказывают незначительное влияние на изменение максимальной толщины среза, их доля - 2,5%.

В дальнейшем, в процессе резания, влияние рассмотренных факторов на величину текущего значения толщины среза перераспределяется. От оборота к обороту заготовки в геометрической прогрессии растет амплитуда автоколебаний, и на последних оборотах она приводит к нарушению контакта между инструментом и заготовкой. Это сопровождается появлением ломаной стружки и следов с частотой автоколебаний на поверхности детали.

Таким образом, в случае возникновения автоколебаний их амплитуда определяет высоту волнистости на поверхности обработанной детали и тем самым качество изготовления.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Исследованы и определены условия устойчивой работы станков попутного точения по принципам "координатной связи" и регенерации следа.

Установлено, что лимитирующими для станков ПТ являются автоколебания в результате регенерации следа.

2. Методом частотного анализа в результате расчетов на ЭЦВМ определена "доминирующая" в автоколебательном процессе система, являющаяся основой для расчета зон устойчивой работы. "Доминирующей" в станках ПТ является упругая система шпиндельного узла, что подтверждено экспериментальными исследованиями.

3. Получены и доведены до стадии инженерного расчета аналитические зависимости для определения предельной ширины резания в функции конструктивных параметров станка и технологических параметров обработки.

На основании этих исследований разработана обобщенная методика построения зон устойчивой работы станков тангенциальной обработки.

4. Показано, что собственная виброустойчивость станков ПТ по принципу "координатной связи" при условии, что жесткость шпиндельного узла в горизонтальном направлении больше его жесткости в вертикальном направлении, очень высока и перекрывает реально назначаемые режимы работы.

5. Для станков ПТ мод.ЕТ-50 и станка ПТ с ВЗП рассчитаны предельные технологические параметры обработки (глубина и ширина резания), определенные из условия отсутствия автоколебаний при номинальном нагрузочном моменте на приводе суппорта.

Для станка ПТ с ВЗП даны рекомендации по усовершенствованию конструкции и расширению его возможностей по виброустойчивости.

Расчет и рекомендации проверены экспериментально.

6. Рекомендуется включить в технические условия приемки станков ПТ испытания на виброустойчивость по характеристике жесткости и логарифмическому декременту колебаний с целью исключения в процессе эксплуатации автоколебательных режимов резания.

7. Оценено количественное влияние динамических процессов в станке на кинематическую толщину срезаемого слоя.

Показано, что амплитуда автоколебаний может явиться причиной нарушения контакта между инструментом и заготовкой в процессе резания, а именно она определяет высоту волнистости на поверхности обработанной детали и тем самым качество изготовления.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Селезнева В.В., Попов П.К. Экспериментальное исследование неравномерности вращения суппорта станка попутного течения с волновой зубчатой передачей. Материалы к семинару "Новые приборы и механизмы. Конструирование и технология их изготовления", ЛДНТП, Л., февр., 1976.

2. Селезнева В.В. Влияние динамической системы станка на кинематику резания. Материалы конференции молодых ученых и специалистов, ЭНИМС, М., апр., 1976.