

M239955

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

КУЛАКОВ Валерьян Георгиевич

На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ И КОЛЕБАНИЙ
ДВУХСТОЕЧНЫХ КООРДИНАТНО-РАСТОЧНЫХ
СТАНКОВ

(05.03.01 — Металлорежущие станки и автоматические
линии)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



1239955

Кулаков В.Г. Исследование

Технический прогресс в машиностроении выдвигает все более высокие требования к точности и чистоте поверхностей деталей обрабатываемых на металлорежущих станках. Важная роль в повышении точности обработки принадлежит прецизионным станкам и в частности координатно-расточным (КРС).

Достигнутый в настоящее время уровень по показателям точности и производительности этих станков нельзя считать предельным. Дальнейшему их повышению в значительной степени препятствуют контактные деформации и вынужденные колебания станков.

Существующие в настоящее время государственные нормы ГОСТ 6744-67 и ОСТ Н72-2-71 регламентируют только геометрическую точность и уровень колебаний холостого хода КРС. Жесткость же двухстоечных КРС не нормируется и сведения по её исследованию в технической литературе отсутствуют.

Борьба с вынужденными колебаниями КРС также представляет весьма сложную задачу. При всем многообразии конструкций и характеристик КРС, в условиях изменения в широких пределах режимов резания нельзя предложить какой-либо универсальный метод снижения вынужденных колебаний. В каждом конкретном случае приходится учитывать влияние упругой системы станка и источников возмущающего воздействия.

Настоящая работа посвящена теоретическим и экспериментальным исследованиям жесткости и вынужденных колебаний двухстоечных КРС в целях повышения их точности и виброустойчивости.

В основу данной работы положены результаты испытаний координатно-расточных станков мод. КР-450, 2435 П и 2А445 Владимирского производственно-конструкторского объединения "Техника". Испытания станков проводились в станочных лабораториях объединения "Техника" и кафедры "Станки и автоматы" МВТУ им. Н.Э. Баумана. Работа содержит введение, четыре главы и заключение.

В первой главе рассматривается состояние вопроса и формулируются основные задачи исследования.

Показано, что большинство опубликованных работ посвящено исследованиям колебаний горизонтально-расточных станков.

М 239955

К ним относятся работы Н.И.Панова, В.И.Попова, Д.А.Нис, В.Я.Рассохина и других. Особое внимание в этих работах уделено влиянию колебаний консольного инструмента на точность формы и размеров растачиваемого отверстия.

Несколько работ посвящено вопросам жесткости и колебаний одностоечных КРС. В этой связи следует особо отметить работы Т.С.Воробьевой, З.М.Левиной, Р.О.Шамей, Б.В.Берляева и других.

Проведенный обзор литературы свидетельствует о том, что большинство работ посвящено исследованиям одностоечных КРС. Вопросы же жесткости и колебаний двухстоечных КРС изучены пока недостаточно. В связи с этим представляется целесообразным провести исследования по изысканию методов снижения контактных деформаций и вынужденных колебаний в двухстоечных КРС.

На основании обзора литературы и в соответствии с производственными запросами автором были поставлены следующие основные задачи:

1. Исследование статической жесткости, как основы для составления баланса упругих перемещений и анализа точности КРС.
2. Исследование условий возникновения и развития колебаний КРС при холостом ходе и при резании.
3. Исследование влияния отдельных конструктивных и технологических факторов на виброустойчивость станков.
4. Разработка комплекса практических мероприятий, направленных на повышение динамического качества и точности работы КРС.

Глава вторая посвящена экспериментальному и теоретическому исследованию жесткости двухстоечных КРС. Испытаниям подвергались станки особо высокой точности (класс А) мод. КР-450, 2435 П и 2А445. При испытаниях учитывалось то положение, что погрешности размеров и формы растачиваемого отверстия в основном зависят от величины и характера изменения жесткости системы СПИД по углу поворота шпинделя.

Анализ результатов исследований позволил определить наиболее податливые элементы упругой системы - узел шпинделя и шпиндельной коробки. Было показано, что основной причиной



неоднородности жесткости упругой системы являются значительные контактные деформации в стыках направляющих шпиндельной коробки и траверсы в продольном направлении. В связи с этим большое значение приобретают расчеты направляющих шпиндельной коробки на контактную жесткость. Использование известных методов расчета направляющих на контактную жесткость в данном случае не представлялось возможным, так как рассматриваемая система (рис.1) является статически неопределимой. Расчет был выполнен по специальной методике, предложенной автором. В основу этой методики был положен принцип совместности деформаций и данные экспериментальных исследований.

В результате теоретического анализа были получены формулы для определения реактивных сил и моментов, воспринимаемых отдельными гранями направляющих (табл.1). Аналитические исследования полученных расчетных зависимостей позволили обосновать выбор оптимальных конструктивных размеров станка: расстояния между направляющими шпиндельной коробки, положения в пространстве её центра тяжести и центра жесткости, оси ходового винта и т.д. Данная методика расчета приемлема также для определения оптимальных конструктивных параметров станков других типов: фрезерных, карусельных, радиально-сверлильных. С помощью этой методики может быть выполнен анализ влияния геометрии направляющих станков на характер распределения усилий и деформаций по отдельным граням. В работе показано (рис.1), что наиболее нагруженными в двухстоечном КРС являются грани 4 и 5, а наименее нагруженными - грани 3 и 1. Принципиально такое распределение нагрузки следует признать обоснованным, так как износ граней 4 и 5 оказывает гораздо меньшее влияние на точность обработки, чем износ граней 1 и 3. Однако в станках базовых моделей 2435П, 2А445, КР-450, КР600 и др. наиболее нагруженная грань 5 имеет самую минимальную из всех граней поверхность, что обуславливает высокие удельные давления и большой износ этой грани.

На основании выполненных исследований была разработана методика определения смещений шпинделя от податливости шпиндельной коробки. Эта методика позволяет расчетным путём, в зависимости от выбранного режима резания, определить статические погрешности размеров и формы расточенного отверстия. По результатам исследования жесткости были предложены следующие

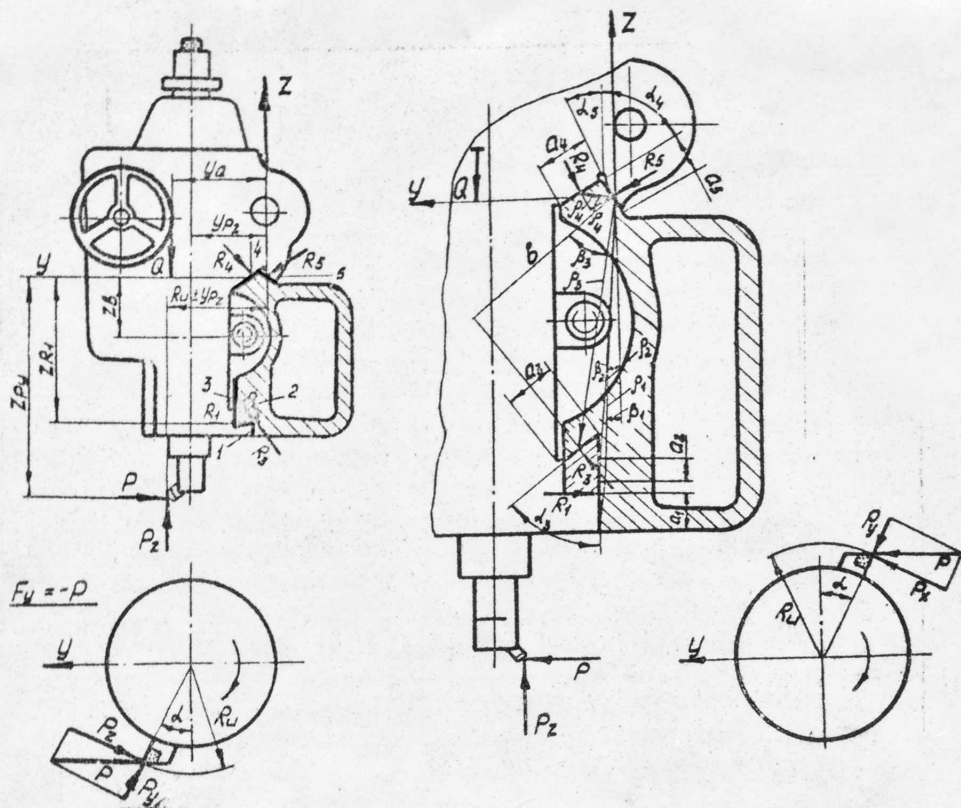


Рис. 1 Расчетные схемы для определения усилий на направляющих шпиндельной коробки.

а) 1-й расчетный случай, б) 2-й расчетный случай.

Табл. 1 Расчетные формулы для определения реактивных сил и моментов направляющих шпиндельной коробки.

1-й расчетный случай	2-й расчетный случай
$M_{Ix} = \frac{M_x \cdot Q_{Ix}}{Q_{Ix} + Q_{I\bar{x}}}$ $M_{I\bar{x}} = \frac{M_x \cdot Q_{I\bar{x}}}{Q_{Ix} + Q_{I\bar{x}}}$ $R_1 = \frac{M_x \cdot Q_1}{\sum R_1 (Q_1 + Q_2 + Q_4 \cdot \cos^2 \alpha_4 + Q_5 \cdot \cos^2 \alpha_5)}$ $R_4 = - \frac{(F_y + R_1) \cdot \cos \alpha_4 + F_2 \cos \alpha_5}{\cos^2 \alpha_4 + \cos^2 \alpha_5}$ $R_5 = \frac{(F_y + R_1) \cdot \cos \alpha_5 - F_2 \cdot \cos \alpha_4}{\cos^2 \alpha_4 + \cos^2 \alpha_5}$	$M_{Ix} = \frac{M_x \cdot Q_3 \cdot \cos^2 \alpha_3}{Q_3 \cos^2 \alpha_3 + Q_4 \cos^2 \alpha_4 + Q_5 \cos^2 \alpha_5}$ $M_{I\bar{x}} = \frac{M_x (Q_4 \cos^2 \alpha_4 + Q_5 \cos^2 \alpha_5)}{Q_3 \cos^2 \alpha_3 + Q_4 \cos^2 \alpha_4 + Q_5 \cos^2 \alpha_5}$ $R_1 = R_1' - \frac{K_y}{K_n} \cdot p_1 \cdot F_1 \cdot M_p$ $R_3 = \frac{K_y}{K_{n3}} \cdot F_3 \cdot M_p \cdot p_3 \cdot \frac{\cos \beta_3}{\cos \beta_1}$ $R_4 = \frac{\cos \alpha_4 (R_3 \cos \alpha_3 F_y - R_1) + \cos \alpha_5 (R_3 \sin \alpha_3 F_2)}{\cos^2 \alpha_4 + \cos^2 \alpha_5}$ $R_5 = \frac{\cos \alpha_4 (R_3 \sin \alpha_3 F_2) + \cos \alpha_5 (R_1 F_y - R_3 \cos \alpha_3)}{\cos^2 \alpha_4 + \cos^2 \alpha_5}$

рекомендации:

1. Повышение контактной жесткости в стыках направляющих шпиндельной коробки и траверсы за счет:

- а) более тщательной пригонки направляющих по граням 1, 2 и 3 (рис.1),
- б) использования прямоугольной формы верхней направляющей как более рациональной,
- в) выбора оптимальных размеров направляющих по предложенной выше методике.

2. Для уменьшения контактных деформаций направляющих шпиндельной коробки необходимо стремиться максимально приблизить центр её тяжести к плоскости направляющих, а центр жесткости - к зоне резания.

3. Для исключения заклинивания шпиндельной коробки и обеспечения плавности её перемещения ходовой винт необходимо располагать ближе к верхней направляющей. Примерное соотношение расстояний $\frac{Z_2}{Z_1 - Z_2}$ (рис.1) должно быть равно $0,2 + 0,25$, а не $0,5 + 0,7$ как это имеет место в станках мод. КР 450, 2435П, КР-600 и других.

4. Для уменьшения износа верхней направляющей шпиндельной коробки и длительного сохранения точности необходимо увеличить ширину 5-й грани (рис.1) примерно в 1,6 раза.

Глава третья посвящена исследованиям колебаний КРС при холостом ходе.

В соответствии с теоретическими положениями, разработанными в ЭНИМСе д.т.н., проф. В.А.Кудиновым, динамическая система станка при холостом ходе рассматривается как составная часть динамической системы станка при резании. Поэтому анализу этой системы при резании обычно предшествуют исследования колебаний при холостом ходе. Интенсивность вибраций при холостом ходе и при резании оценивалась по уровню относительных колебаний между гильзой и столом станка.

Методикой экспериментальных исследований предусматривалось изучение влияния на уровень относительных колебаний следующих основных факторов: положения узлов станка и состояния их механизма зажима, скорости вращения шпинделя и его подачи, способа установки станка на основании и т.д.

Характерной особенностью упругой системы КРС является взаимосвязанность и взаимодействие нескольких "парциальных" колебательных систем, таких как например: коробка скоростей, шпиндельная коробка, стойка, траверса и т.д. В частности, было замечено, что при приближении шпиндельной коробки к коробке скоростей уровень относительных колебаний увеличивается в среднем на 25+30%. Есть основания полагать, что основной причиной увеличения интенсивности вибраций является близость частот собственных колебаний указанных узлов. Это подтверждается частотным составом осциллограмм, в которых преобладают составляющие 115+120 гц и 150+160 гц, относящиеся соответственно к собственным колебаниям шпиндельного узла и коробки скоростей. Графики изменения уровня относительных колебаний для условий варьирования взаимного положения узлов и скорости вращения шпинделя показаны на рис.2.



Рис.2. Влияние скорости вращения шпинделя и положения узлов станка на уровень колебаний при холостом ходе

Из рис.2 видно, что зависимости интенсивности колебаний от скорости вращения шпинделя имеют экстремальный характер. Экстремумы колебаний характерны для тех ступеней чисел оборотов шпинделя, которые совпадают или кратны числам оборотов промежуточных валов привода. Так например, в станке мод. 2435П все валы привода вращаются с одной и той же скоростью $n = 1250 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$, кратной скорости вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 315 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$.

При этом все погрешности изготовления и монтажа привода, (неуравновешенность, радиальное и торцевое биение валов, муфт, шестерен и т.д.) циклически, с частотой вращения шпинделя

повторяются, что приводит к резкому повышению интенсивности колебаний. Отсюда следует практически важный вывод о целесообразности использования в приводах КРС преимущественно дробных передаточных отношений, в пределах допустимых нормалью станкостроения НИИ-1 отклонений.

В настоящее время известно много различных систем приводов вращения шпинделей КРС. Все они не в полной мере удовлетворяют современным требованиям и имеют определенные недостатки. Поэтому одной из важных задач является выбор рациональной кинематической структуры привода и его компоновки. Для оценки степени влияния конструкции привода на виброустойчивость и точность работы КРС были проведены сравнительные испытания нескольких моделей станков:

1. Станок мод. КР-450

- а) с разделенным, шестеренчатым приводом,
- б) с совмещенным, клиноременным приводом

2. Станок мод. 2435П - с комбинированным приводом (шестеренчатым и клиноременным)

3. Станок мод. 2А445 с гидравлическим приводом.

Гармонический анализ колебаний станка мод. КР450 показал, что основными источниками его возмущающих воздействий являются электродвигатель и коробка скоростей.

Современные КРС комплектуются электродвигателями первого класса, которые согласно ГОСТ 12379-66 должны иметь гарантированный уровень допустимых вибраций. Однако, как показали исследования, уровень колебаний электродвигателей в большой степени зависит от точности их монтажа на станке. В связи с этим было проведено исследование влияния искусственно создаваемых погрешностей монтажа: несоосности в соединении вала электродвигателя с валом коробки скоростей, неравномерности затяжки болтов крепления и неуравновешенности ротора на уровень колебаний.

Н е с о о с н о с т ь вала электродвигателя с валом коробки скоростей создавалась путём установки прокладок различной толщины под основание двигателя. Компенсация несоосности валов при этом осуществлялась с помощью упругой втулочно-пальцевой муфты. При изменении толщины прокладок в

пределах $\delta = 0,1 \pm 0,4$ мм размах колебаний электродвигателя увеличился с 0,84 мкм до 4 мкм. Характерным для этих испытаний является то, что увеличение размаха колебаний наблюдается на частоте 140+150 гц. Размах же колебаний на частоте вращения ротора - 16,7 гц не превышает 1 мкм. Было также отмечено, что при увеличении несоосности валов от 0,05 мм до 0,1 мм. частота вынужденных колебаний электродвигателя также увеличилась со 120 гц до 160 гц, а уровень относительных колебаний гильзы и стола на этих частотах - с 1,8 мкм до 2,5 мкм.

Н е р а в н о м е р н о с т ь затяжки болтов достигалась путём полного их ослабления с одной стороны. При этом наблюдалось повышение общего размаха колебаний с 0,84 мкм до 0,93 мкм. Ослабление болтов в диагональном направлении вызывает более заметное увеличение колебаний с 0,84 мкм до 1,2 мкм.

Исследования показали, что в КРС с разделенным приводом вращения шпинделя н е у р а в н о в е ш е н н о с т ь р о т о р а электродвигателя величины $0,01 \pm 0,02$ н.м. существенного влияния на размах его колебаний не оказывает. Однако при увеличении дисбаланса до 0,05 н.м. в спектрах колебаний электродвигателя начинает проявляться частота 16,7 гц соответствующая его угловой скорости вращения $n = 1000 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$.

Большое влияние на колебания КРС оказывает работа коробок скоростей. Анализ осциллограмм, записанных при последовательном включении кинематической цепи вращения шпинделя показал, что уровень относительных колебаний, возбуждаемых при включении коробки скоростей, составляет 30+35% от общего уровня относительных колебаний гильзы и стола. Характерным является то, что колебания с максимальным размахом совершаются на частотах 110+130 гц и 220+260 гц. Частоты же равные угловым скоростям вращения валов, шестерен, подшипников и т.д. в спектрах колебаний проявляются слабо. Этот и другие факты свидетельствуют о том, что вынужденные колебания в КРС возникают не только на частотах возмущающих воздействий привода, но также, в силу избирательности упругой системы - на частотах её собственных колебаний.

Испытания станков мод. КР-450 и 2435П показали, что разделенный привод вращения шпинделя с шестеренчатой коробкой скоростей не обеспечивает низкого уровня колебаний при холостом ходе. Поэтому было предложено заменить его совмещенным клиноременным приводом с бесступенчатым регулированием скорости.

Для проведения сравнительных испытаний нами была разработана конструкция привода состоящего из электродвигателя постоянного тока типа МИ 32 и клиноременной передачи. Использование этого привода позволило полностью исключить зубчатые передачи и, связанные с их работой, возмущающие воздействия.

Стендовые испытания клиноременного привода показали, что вследствие неоднородности формы поперечного сечения ремней, наличия местных утолщений в виде склеек, мест клеймения, разницы в длинах ремней и т.д. в упругой системе станка возникают параметрические колебания. В частности установлено, что при положении склеек двух ремней (ГОСТ 1284-68) сечения "А" в фазе вибрационные смещения на частоте пробегания ремней через шкивы на 40+45 % меньше, чем при положении склеек ремней в противофазе.

Большое влияние на уровень колебаний КРС оказывает усилие натяжения ремней. С повышением усилия натяжения наблюдается резкое увеличение размахов колебаний на частоте пробегания ремней через шкивы.

Учитывая это обстоятельство, а также и то, что при резании в типовых условиях мощность электродвигателей КРС полностью не используется представляется целесообразным несколько снизить по сравнению с ГОСТ 1284-68 усилие натяжения ремней. В условиях эксперимента снижение усилия натяжения со 135 н до 90 н позволило уменьшить общий уровень колебаний на 15+20%.

Существенного уменьшения уровня колебаний (на 35+40%) удалось добиться путём селективного подбора комплектующих

в передачу ремней по однородности формы их поперечного сечения и длине. В результате проведенных мероприятий уровень колебаний станка с клиноременным приводом оказался в $3+3,5$ раз меньше, чем с шестеренчатым.

Исследования условий возникновения и развития колебаний позволили выработать ряд практических рекомендаций для снижения вынужденных колебаний КРС.

1. Регламентировать радиальное и торцевое биение полу-муфт в приводе величиной $0,01+0,03$ мм;

2. Ограничить допустимую неуравновешенность:

ротора электродвигателя $0,03+0,04$ н м

шпинделя $0,02+0,03$ н м

3. Производить селективный подбор клиновых ремней по однородности формы поперечного сечения и длине.

4. Снизить усилие натяжения ремней по сравнению с нормальным (по ГОСТ 1284-68) на $15+20\%$.

5. Устанавливать в клиноременную передачу ремни с меньшей площадью поперечного сечения, а следовательно, и с меньшей жесткостью.

6. Избегать использования в приводе вращения шпинделя целочисленных передаточных отношений i и особенно $i=1$.

Глава четвертая посвящена исследованиям колебаний КРС при резании.

В ней приводятся результаты исследования условий возникновения и развития вынужденных колебаний КРС при изменении в широких пределах параметров S , t и v режима резания.

Испытания станков производились при растачивании отверстий диаметром $40+50$ мм в специально подготовленной заготовке из стали 45 ГОСТ 1050-60.

Выбор условий испытаний был проведен на основе анализа работ Н.Н.Панова, Д.А.Нис, Р.О.Шамей и других авторов. При растачивании применялись прямые проходные резцы с твердосплавными пластинками ТТ5К6 и геометрией: $\gamma = 8^\circ$;

$\alpha = 8^\circ$; $\varphi = 87^\circ$; $\varphi_s = 10^\circ$; $\gamma = 0,2+0,3$ мм.

Существенные различия в конструкциях и характеристиках испытываемых станков требуют выбора единых критериев для сравнительной оценки их по виброустойчивости. В качестве основных критериев были выбраны предельная ширина стружки $b_{пр}$ и коэффициент устойчивости K на частоте f потенциально-неустойчивой формы колебаний, предложенный В.А.Кудиновым.

$$K = \frac{A_k}{A_f}$$

где

A_k — амплитуда относительных колебаний при холостом ходе,

A_f — амплитуда относительных колебаний при резании.

Момент потери системой устойчивости определялся по быстрому нарастанию амплитуды колебаний или по скорости изменения коэффициента устойчивости при увеличении глубины резания. При растачивании отверстий на станке мод. КР-450 установлено, что колебания при резании содержат составляющие с частотой вращения шпинделя и частотами потенциально-неустойчивых форм колебаний: $f_1 = 240+260$ гц и $f_2 = 410+430$ гц. Особенно большие смещения наблюдаются при совпадении скорости вращения шпинделя $n_{шт} = 960 \frac{об}{мм}$ со скоростью вращения ротора электродвигателя. Для этой ступени чисел оборотов была построена диаграмма устойчивости динамической системы, показанная на рис.3.

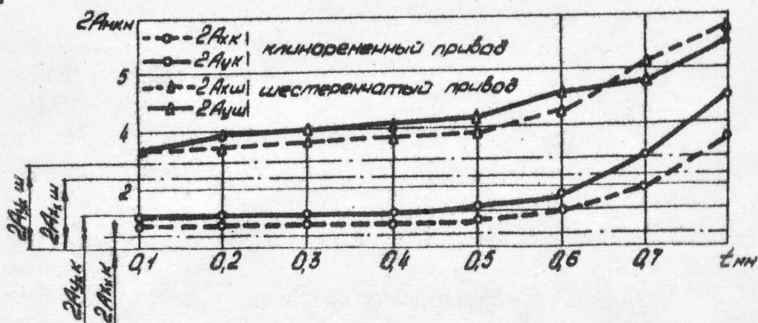


Рис.3. Диаграмма устойчивости динамической системы станка мод. КР450 с различными типами приводов вращения шпинделя на частотах потенциально-неустойчивых форм колебаний 240+260 гц и 410+430 гц.

Из диаграммы видно, что при глубине резания $t < 0,5$ мм нарастание колебаний происходит замедленно, а при $t > 0,5+0,6$ мм — быстро. Однако для клиноременного привода размах колебаний на частотах 240+260 гц и 410+430 гц примерно в 2+2,5 раза меньше, чем для шестеренчатого. Экспериментально установлено, что и величина некруглости и шероховатости поверхности отверстия расточенного на станке с клиноременным приводом значительно меньше, чем с шестеренчатым. В сопоставимых условиях обработки: $n_{\text{шп}} = 550 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ $t = 0,15+0,2$ мм; $S = 0,05 \frac{\text{мм}}{\text{об}}$ среднее значение некруглости составляет:

для станка с шестеренчатым приводом 6,1 мкм

для станка с клиноременным приводом 7,3 мкм.

Среднее арифметическое отклонение профиля — R_a колеблется в пределах 2,5+3 мкм — для клиноременного привода; 3+3,6 мкм — для шестеренчатого привода. Таким образом по всем критериям оценки станок с клиноременным приводом имеет более высокие и стабильные показатели.

При испытаниях станка мод. 2А445 было установлено, что колебания гильзы при работе с перебором ($n_{\text{шп}} = 200+360$ об/мин) возникают на двух основных частотах: частоте вращения вала гидромотора и частоте собственных колебаний шпинделя 55+60 гц. Причем в продольном направлении наибольшее значение имеет составляющая с частотой вращения гидромотора. Размах колебаний на этой частоте составляет 0,3+0,5 от общего размаха колебаний при резании. При работе без перебора ($n_{\text{шп}} = 40+200 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$) колебания, возникающие при резании, имеют такой же характер как и при холостом ходе. Наибольший размах колебаний был отмечен на частоте 55+60 гц. Уровень относительных колебаний при резании примерно соответствует уровню колебаний при холостом ходе.

Выполненные исследования позволили сделать следующие обобщения и рекомендации:

1. Устойчивость динамической системы КРС определяется размахом колебаний на частоте собственных колебаний упругой системы или на частоте вращения шпинделя.

2. Благодаря малым возмущающим воздействиям клиноременного и гидравлического приводов по сравнению с шестеренчатым

устойчивость станков мод. КР-450 и 2А445 при резании в типовых

условиях в 1,5+2 раза выше устойчивости станка мод.2435 П.

3. Исходя из требований высокой точности обработки можно рекомендовать следующие пределы изменения параметров режима резания $n = 400+700 \frac{об}{мин}$; $S = 0,03+0,05 \frac{мм}{об}$; $t = 0,15+0,4$ мм.

4. Для снижения возмущающих воздействий привода и повышения его демпфирующей способности необходимо использовать регулируемый электро- и гидропривод, ременные передачи, упругие муфты и т.д.

Выводы

1. В результате анализа технологической жесткости двух-стоечных КРС установлена значительная податливость в стыках направляющих шпиндельной коробки и траверсы.

2. На основании экспериментальных и теоретических исследований предложена методика расчета направляющих шпиндельной коробки на контактную жесткость, которая позволяет определить ряд важных конструктивных размеров станка: положение оси ходового винта, центра тяжести и центра жесткости шпиндельной коробки, расстояние между направляющими и т.д.

3. Предложен метод расчета приведенных смещений шпинделя под действием сил резания, который позволяет по заданным параметрам S, v и t режима резания определить статические погрешности обработки при растачивании.

4. Определены спектры частот свободных и вынужденных колебаний КРС. Эти данные могут быть использованы для изучения условий развития колебаний и установления причин резонансных состояний системы.

5. Проанализирован вопрос о влиянии конструктивно-технологических погрешностей изготовления и монтажа привода вращения шпинделя на устойчивость динамической системы и точность обработки.

6. Сравнительным анализом динамических характеристик одного и того же станка с различными типами приводов (с шестеренчатым и с клиноременным) и анализом их точностных показателей установлено, что привод с клиноременной передачей и бесступенчатым регулированием чисел оборотов имеет значительные преимущества. Этот вывод подтвержден оценкой экономической эффективности сравниваемых вариантов по технологической

себестоимости и производительности обработки.

7. Основные исследования, выполненные на двухстоечном координатно-расточном станке особо высокой точности мод. КР-450, подтверждены испытаниями современных станков мод. 2485П и 2А445. Следовательно, результаты исследования имеют не только частное, но и общее значение для станков данного типа.

8. С помощью амплитудно-фазовой частотной характеристики (АФЧХ) произведена оценка устойчивости КРС при резании в типовых условиях и установлены аналитические зависимости для определения предельной глубины резания.

9. Результаты выполненной работы использованы при проектировании новых моделей КРС на Владимирском производственно-конструкторском объединении "Техника".

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Кулаков В.Г. Новый тензометрический датчик для измерения относительных колебаний. ГОСИНТИ, серия "Оперативная информация", №2, 1973.

2. Камышный Н.И., Кулаков В.Г. Расчет смещений шпиндельной коробки координатно-расточного станка. "Известия вузов". Машиностроение, №4, 1973.

3. Камышный Н.И., Кулаков В.Г. Определение усилий в стержнях направляющих шпиндельной коробки двухстоечного координатно-расточного станка. "Известия ВУЗов", Машиностроение, №5, 1973.

4. Кулаков В.Г. Исследование жесткости двухстоечного координатно-расточного станка. "Известия ВУЗов", Машиностроение, №8, 1973.