

М384623

Московское Ордена Ленина, Ордена Октябрьской Революции и Ордена
Трудового Красного Знамени Высшее Техническое Училище имени
Н.Э.Баумана

НА ДОМ
НЕ ВДАЕТСЯ

на правах рукописи
Бестак Егор Борисович

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МЕТОДОВ
ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ ВРАЩЕНИЯ ШПИДЕЛЕЙ.

Специальность 05.02.08-
"Технология машиностроения"

Автореферат диссертации на соискание
ученой степени кандидата технических
наук.

Московское Ордена Ленина, Ордена Октябрьской Революции и Ордена
Трудового Красного Знамени Высшее Техническое Училище имени
Н.Э.Баумана

На правах рукописи
Шестак Юрий Борисович

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МЕТОДОВ
ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЕЙ.

Специальность 05.02.08 -
"Технология машиностроения"

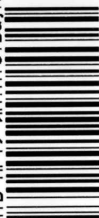
Автореферат диссертации на соискание
ученой степени кандидата технических
наук.

Москва

1981



НТБ МВТУ им. Н.Э.Баумана



1387623

Шестак Ю. Б. Исследование т

M 384623

Работа выполнена в производственном объединении.

Научный руководитель – кандидат технических наук, доцент
Полтавец О.Ф.

Официальные оппоненты – доктор технических наук, профессор
Подзей А.В.
кандидат технических наук, доцент
Мельников Г.Н.

Ведущее предприятие – МЗСПЭ – Московский завод скоростных
прецизионных электроприводов

Защита диссертации состоится "____" _____ 1982 г.
на заседании специализированного Совета по технологии машино-
строения, шифр К-053.15.15 МВТУ им. Н.Э. Баумана по адресу:
107005, Москва, Б-5, 2-ая Бауманская, 5.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью, просим
высылать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Н.Э. Бау-
мана.

Автореферат разослан "____" _____ 198 г.

Ученый секретарь Совета
к.т.н., доцент

Мещеряков Р.К.

Л-86894 от 24.12.81 Объем I п.л. Зак. 1644 Тир. 100 экз.

Типография МВТУ им. Н.Э. Баумана

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.

Актуальность темы. С каждым годом растут требования к точности обработки деталей машин. В соответствии с этим увеличивается выпуск высокоточных металлорежущих станков, ужесточаются допуски на точностные параметры их ответственных элементов и узлов. К таким узлам относятся, в первую очередь, шпиндельный узел, один из наиболее сложных в технологическом плане объектов производства.

Основным точностным параметром шпиндельного узла считается биение рабочего конца шпинделя. Оно строго регламентируется и контролируется при приемке станка. Биение стремятся уменьшить за счет допусков на отклонения формы и размеров элементов опор. Однако во многих случаях таким путем уже не удастся существенно повысить точность шпиндельного узла, несмотря на резкое увеличение затрат.

Это говорит о том, что на точностные параметры шпиндельного узла оказывают значительное влияние и другие технологические погрешности. Практика показывает, что к ним, в первую очередь, относится отклонение от соосности поверхностей качения подшипников опор. Процесс формирования этого отклонения при сборке шпиндельного узла изучен крайне недостаточно. Практически неизвестен механизм влияния отклонения от соосности поверхностей качения подшипников опор на точностные показатели шпиндельного узла, в том числе и на биение рабочего конца шпинделя. Такое положение затрудняет разработку высокоэффективных технологических методов повышения точности шпиндельных узлов и обуславливает актуальность настоящей работы.

Цель работы — исследование влияния отклонения от соосности опор на точность вращения шпинделя и разработка технологических методов ее повышения.

Методы исследования. В теоретических исследованиях применялись методы теории упругости, контактной жесткости деталей машин, векторного анализа и теоретической механики.

Экспериментальные и производственные исследования проводились в лабораториях и цехах завода на специально созданных установках, оснащенных современной измерительной и регистрирующей аппаратурой.

Научная новизна. Установлены закономерности формирования

при сборке отклонений от соосности поверхностей качения подшипников опор и закон изменения указанных отклонений при вращении шпинделя. Выявлен и аналитически описан механизм воздействия отклонений от соосности и эксплуатационной нагрузки на форму, взаимное расположение и отклонение от номинального положения геометрической оси и оси вращения шпинделя. Разработаны методы повышения точности вращения шпинделя.

Практическая ценность. Результаты работы в виде аналитических зависимостей, графиков и таблиц могут быть использованы на стадиях проектирования, изготовления и эксплуатации шпиндельных узлов широкой номенклатуры. Применение предложенных технологических методов управления точностью вращения и их реализация с помощью разработанного сборочного стенда позволяют повысить производительность и качество сборки шпиндельных узлов. Использование методики выявления без разборки узлов технологических дефектов, снижающих точность вращения шпинделя, существенно снизит затраты на проведение доводочных работ. Применение разработанных методов компенсации дает возможность уменьшить влияние усилия резания на точность вращения шпинделя и тем самым повысить точность обработки.

Реализация работы. Результаты работы внедрены в производство на предприятии. Использование предложенных методов повышения точности шпиндельных узлов и разработанного сборочного стенда позволило повысить точность шпиндельных узлов серийно выпускаемых высокоточных токарных станков с ЧПУ модели ТПК-125, повысить производительность труда и обеспечило годовой экономический эффект в размере 77839 руб.

Апробация работы. Основные результаты диссертации докладывались на научных семинарах кафедры "Технология конструкционных материалов" МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1980-1981г.г. и на НТС предприятия в 1981г.

Объем работы. Диссертация, изложенная на 150 страницах машинописного текста, включает введение, четыре главы с выводами, общие выводы и список литературы. Содержит 8 таблиц, 73 рисунка и список литературы из 74 наименований.

Содержание работы.

Глава I. Проблема технологического обеспечения точности вращения шпинделя.

Одним из основных показателей точности шпиндельного узла является радиальное биение рабочего конца шпинделя.

Этот показатель согласно СТ СЭВ 301-76, носит комплексный характер и включает в себя как погрешность формы сечения, так и смещение геометрического центра этого сечения относительно его центра вращения.

Однако радиальное биение, измеренное в одном сечении, не дает представления о законе движения шпинделя в целом. Очевидно, что для оценки точности вращения шпинделя необходимо иметь полную информацию о форме и взаимном расположении геометрической оси и оси вращения шпинделя, а также их отклонении относительно номинального положения.

Исследования Датьского А.М., Корсакова В.С., Проникова А.С., Фигатнера А.М., Венкатрамана В. и ряда других советских и зарубежных ученых показали, что отклонения формы, размеров и взаимного расположения поверхностей основных элементов шпиндельного узла, а также эксплуатационная нагрузка, оказывают существенное влияние на биение шпинделя, форму и положение его геометрической оси.

Анализ литературных и производственных данных показал, что наиболее глубоко изучено влияние на точность вращения шпинделя погрешностей подшипников. Однако практика показала, что высокая геометрическая точность подшипников опор сама по себе еще не гарантирует высокой точности вращения шпинделя. Существенное влияние на точность вращения шпинделя оказывают погрешности взаимного расположения (отклонения от соосности, параллельности и перпендикулярности) поверхностей элементов шпиндельного узла, которые при сборке приводят к перекосу наружных и внутренних колец подшипников опор. Однако закономерности формирования отклонений от соосности поверхностей качения подшипников опор изучены недостаточно. Практически неизвестен механизм влияния отклонений от соосности поверхностей качения на точность вращения шпинделя. Это затрудняет разработку и широкое внедрение технологических методов обеспечения высокой точности вращения шпинделя.

На основе проведенного анализа и в соответствии с целью работы поставлены следующие задачи исследования:

I. Теоретически исследовать закономерности формирования при сборке отклонений от соосности поверхностей качения подшипников опор и изменения указанных отклонений при вращении шпинделя на холостом ходу.

2. Теоретически и экспериментально исследовать влияние отклонений от соосности поверхностей качения подшипников опор на точность вращения шпинделя на холостом ходу и под влиянием эксплуатационной нагрузки.

3. Разработать методы повышения точности вращения шпинделя, провести их экспериментальную и производственную проверку, определить экономическую эффективность от внедрения.

Глава 2. Теоретическое исследование влияния отклонения от соосности элементов опор на точность вращения шпинделя.

Типичными погрешностями обработки элементов опор шпиндельного узла являются: отклонение от соосности отверстий корпуса, поверхностей шпинделя и колец подшипников; отклонение от перпендикулярности торцов корпуса к осям отверстий, а также торце подшипников, дистанционных втулок, колец, шпинделя и гаек к их осям; отклонение от параллельности торцов дистанционных втулок колец подшипников и фланцев. На них накладывается ряд погрешностей, присущих процессу сборки. Весь этот комплекс погрешностей определяет угловое положение поверхностей качения наружных и внутренних колец подшипников в опорах шпинделя А и В. (А и В — соответственно задняя и передняя опоры шпинделя). Углы перекаса осей поверхностей качения наружных α_A, α_B и внутренних β_A и β_B колец подшипников в опорах определяются относительно общих осей этих поверхностей (индексы А и В обозначают принадлежность величин к соответствующей опоре). Как правило, имеет место взаимный перекас поверхностей качения наружных и внутренних колец в опорах А и В на углы θ_A и θ_B соответственно.

В общем случае все указанные углы лежат в разных плоскостях, взаимное положение которых будем характеризовать угловой координатой ψ в цилиндрической системе координат. Так, например, углы между плоскостями перекаса одноименных колец опор А и В будем обозначать через ψ_α (для наружных) и ψ_β (для внутренних). Пространственное положение наружных колец после сборки не изменяется, ориентация же внутренних колец зависит от угла поворота шпинделя φ . Поэтому углы взаимного перекаса наружных и внутренних колец в каждой опоре также зависят от угловой координаты φ .

В результате теоретических исследований получены следующие аналитические выражения:

$$\left. \begin{aligned} \theta_A &= \sqrt{\alpha_A^2 + \beta_A^2 - 2\alpha_A \cdot \beta_A \cdot \cos \varphi} \\ \nu_A &= -\arcsin \left| \frac{\beta_A}{\theta_A} \cdot \sin \varphi \right| \\ \theta_B &= \sqrt{\alpha_B^2 + \beta_B^2 - 2\alpha_B \cdot \beta_B \cdot \cos [\varphi - (\nu_A - \nu_B)]} \\ \nu_B &= \nu_A - \arcsin \left| \beta_B / \theta_B \cdot \sin [\varphi - (\nu_A - \nu_B)] \right| \end{aligned} \right\} \quad (1),$$

где ν_A и ν_B - угловые координаты расположения плоскостей, в которых определяются θ_A и θ_B .

Таким образом, отклонение от соосности поверхностей качения наружных и внутренних колец подшипников в каждой опоре не остается постоянным, а изменяется при вращении шпинделя по определенному закону.

Рассмотренные выше углы определяют взаимное положение колец подшипников в опорах до момента силового замкнания.

При сборке взаимный перекося наружных и внутренних колец двухрядных роликовых подшипников является причиной возникновения контактных деформаций в стиках тела качения - кольца. Контактные усилия в этих стиках создают в каждой опоре реактивный момент, который стремится придать кольцам номинальное положение. Было установлено, что между реактивным моментом и углом взаимного перекося колец в опоре существует следующая зависимость:

$$M_A(B) = \frac{\theta_A(B)}{t_A(B) + \frac{L}{3EI}} \quad (2),$$

где t - угловая податливость соответствующей опоры;
 L - расстояние между опорами шпинделя;
 J - момент инерции сечения шпинделя.

Реактивный момент в опоре действует в той плоскости, в которой определяется угол взаимного перекося колец. При этом были приняты следующие допущения: поверхности качения колец подшипников и тела качения не имеют отклонений формы и размеров; не учитывается влияние упорного подшипника; податливость опор шпинделя изотропна; корпус шпиндельного узла является абсолютно жестким, а шпиндель и его опоры упруго податливыми; момент инерции сечения шпинделя на всей его длине неизменный, а соотношение основных размеров шпинделя допускает применение теории

плоского изгиба. Так как, в общем случае $\theta_A \neq \theta_B$, то и реактивные моменты в опорах различны по величине. Это приводит к возникновению реакций в опорах, которые всегда расположены в одной плоскости, равны по величине и противоположны по направлению. Реактивные моменты вызывают изгиб шпинделя, а реакции приводят к его смещению в упруго-податливых опорах. Поэтому геометрические центры сечений шпинделя изменяют свое положение относительно номинального. В результате исследования получены аналитические зависимости для определения положения геометрического центра δ любого сечения по длине шпинделя. Анализ этих зависимостей показал, что при наличии перекоса как внутренних так и наружных колец, траектория движения геометрического центра сечения представляет собой, при принятых допущениях, окружность. Центр этой окружности и является, следовательно, центром вращения этого сечения. В общем случае он также смещен относительно номинального положения. Координаты центра вращения (δ_u, δ_{ru}) в полярной системе координат и радиус траектории геометрического центра произвольного сечения определяются зависимостями:

$$\left. \begin{aligned} \delta_u &= \sqrt{y_u^2 + \delta_{ru}^2 + 2y_u \cdot \delta_{ru} \cdot \cos(\nu_{yu} - \nu_{\delta ru})} \\ r_\delta &= \sqrt{r_y^2 + r_{\delta r}^2 + 2r_y \cdot r_{\delta r} \cdot \cos(\nu_{yu} - \nu_{\delta ru})} \\ \nu_{\delta u} &= \nu_{yu} - \arcsin \left| \frac{\delta_{ru}}{\delta_u} \cdot \sin(\nu_{yu} - \nu_{\delta ru}) \right| \end{aligned} \right\} \quad (3),$$

где y_u, δ_{ru} — составляющие координаты центра вращения сечения в результате изгиба шпинделя и смещения его опор соответственно;

$r_y, r_{\delta r}$ — составляющие радиуса окружности траектории геометрического центра сечения, обусловленные изгибом шпинделя и смещением его опор соответственно;

$\nu_{\delta u}, \nu_{yu}, \nu_{\delta ru}$ — угловые координаты центра вращения сечения δ_u и его составляющих y_u и δ_{ru} соответственно.

Для определения величин, входящих в формулу (3) были получены соответствующие аналитические зависимости. Их анализ показал, что положение центра вращения $(\delta_u, \nu_{\delta u})$ любого сечения определяется только параметрами перекоса $\alpha_A, \alpha_B, \nu_A$ наружных колец. Радиус окружности зависит только от параметров переко-

са β_1, β_2 и $\sqrt{\beta}$ внутренних колец. Расчеты по приведенным зависимостям (3) показали, что ось вращения как линия, соединяющая центры вращения всех сечений шпинделя, в общем случае, является криволинейной.

Радиусы траекторий геометрических центров неодинаковы в различных сечениях шпинделя, что свидетельствует о криволинейном характере его геометрической оси.

Полученные зависимости справедливы для работы шпиндельного узла на холостом ходу. Под действием эксплуатационной нагрузки происходит изгиб шпинделя и смещение его опор, что приводит к изменению формы и положения геометрической оси и оси вращения шпинделя. Исследования показали, что постоянная по направлению эксплуатационная нагрузка (токарный станок) оказывает на точностные параметры шпиндельного узла влияние, аналогичное перекосу наружных колец подшипников опор. Если плоскость действия эксплуатационной нагрузки поворачивается вместе со шпинделем (расточной станок), ее действие аналогично перекосу внутренних колец.

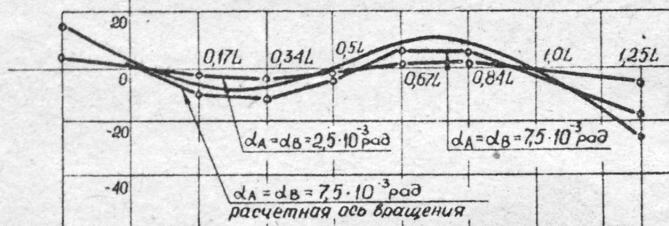
Глава 3. Экспериментальное исследование влияния отклонений от соосности элементов опор на точность вращения шпинделя.

Эксперименты проводились на специальной установке, основой которой является шпиндельный узел, собранный в регулируемых опорах. Для создания различных схем перекоса наружных колец подшипников конструкция установки предусматривает линейное и угловое смещение опор. В экспериментах использовались также комплекты внутренних колец, поверхности качения и посадочные поверхности которых были изготовлены с требуемыми отклонениями от соосности. Для определения положения геометрических центров и центров вращения использовались специальные тензометрические датчики, установленные попарно в семи сечениях по длине шпинделя под углом 90° друг к другу. Привод шпинделя обеспечивал бесступенчатое регулирование частоты вращения в диапазоне $20 \div 1200$ мин.⁻¹ Специальное нажимное устройство позволяло имитировать на рабочем конце шпинделя эксплуатационную нагрузку.

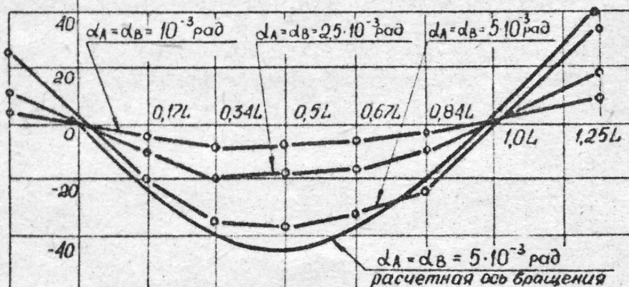
Исследования проводились в диапазоне углов перекоса по верхностям качения колец в опорах относительно общей оси от 10^{-3} до $7,5 \cdot 10^{-3}$ рад при различном взаимном положении плоскостей перекоса одноименных колец в опорах.

Эксперименты подтвердили значительное влияние углов перекоса наружных колец на параметры оси вращения шпинделя (рис. 1а, б).

$\delta_{ц, \text{мкм}}$ а) $\gamma_{\alpha} = 0$, $\alpha_A = \alpha_B$



$\delta_{ц, \text{мкм}}$ б) $\gamma_{\alpha} = 180^\circ$, $\alpha_A = \alpha_B$



$2\gamma\delta$, мкм

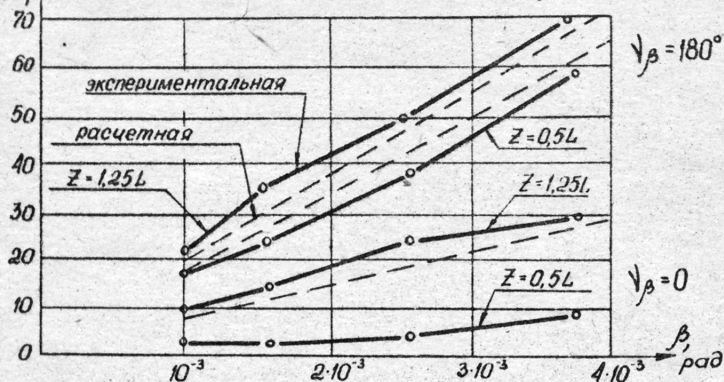


Рис. I. Влияние отклонений от соосности колец подшипников опор на параметры оси вращения и биения шпинделя

($l = 300 \text{ мм}$; $J = 12 \text{ см}^4$; $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$; $t = 4,7 \cdot 10^{-6} \text{ рад/кгс} \cdot \text{см}$).

Чем больше величина углов перекоса, тем значительное отклонение от прямолинейности оси вращения шпинделя.

Перекося внутренних колец подшипников практически не оказывал влияния на параметры оси вращения шпинделя. При перекосе только наружных колец подшипников геометрическая ось и ось вращения шпинделя имеют криволинейную форму и совпадают друг с другом. Биение шпинделя в этом случае не наблюдалось.

Результаты экспериментов показали, что большое влияние на ось вращения шпинделя оказывает характер взаимного разворота опор. Если обе опоры разворачиваются в одном направлении $\sqrt{\alpha} = 0$ (рис. I, а), то отклонение фактической оси вращения от номинальной будет минимальным. Наибольшее отклонение имеет место при развороте опор в различных направлениях $\sqrt{\alpha} = 180^\circ$ (рис. I, б).

Эксперименты подтвердили также с высокой точностью теоретическое положение о том, что величина биения в различных сечениях шпинделя неодинакова и зависит только от параметров перекоса β_1 , β_2 и $\sqrt{\beta}$ внутренних колец подшипников опор (рис. I, в). При перекосе только внутренних колец подшипников ось вращения оставалась прямолинейной, а геометрическая ось имела криволинейный характер. Минимальная величина биения при тех же величинах углов перекоса внутренних колец достигается в том случае, когда $\sqrt{\beta} = 0$. Следует отметить, что расчетные и экспериментальные данные имеют хорошую сходимость, расхождения не превышают 11%.

Эксперименты показали, что частота вращения шпинделя не оказывает существенного влияния на его точностные показатели. Так увеличение частоты вращения от 20 до 1200 мин⁻¹ привело к увеличению биения на 7%.

Исследование влияния эксплуатационного усилия на геометрическую ось и ось вращения шпинделя проводилось с помощью нажимного устройства, которое имитировало усилие величиной от 20 до 80 кгс, постоянное по направлению. Было установлено, что величина биения в сечениях практически не изменилась по сравнению с их значением на холостом ходу, произошло только смещение центров вращения этих сечений.

Таким образом, эксперименты полностью подтвердили все основные теоретические положения и выводы.

Глава 4. Методы повышения точности вращения шпинделя.

При разработке методов повышения точности вращения шпинделя особое внимание было уделено технологическим методам, ко-

торие не требуют ужесточения допусков на обработку элементов узла.

Разработанные технологические методы основаны на целенаправленном управлении взаимным расположением одноименных колец подшипников опор.

Управление взаимным расположением внутренних колец производится на специально созданном сборочном стенде по методике, разработанной на основе проведенных исследований. Ее смысл заключается в том, что два датчика, установленные в одной плоскости в крайних сечениях шпинделя, дают возможность определить угол между плоскостями перекоса внутренних колец $\sqrt{\beta}$. Сигналы с датчиков подаются на двухкоординатный самописец ЦДС-021. В зависимости от величины $\sqrt{\beta}$ при записи может быть получена одна из пяти возможных фигур (рис.2). Результаты исследования показали, что при одних и тех же величинах перекоса внутренних колец, биение существенно зависит от угла $\sqrt{\beta}$. Наименьшее биение имеет место при $\sqrt{\beta} = 0$. Поэтому при сборке следует стремиться к тому, чтобы получить на ЦДС-021 фигуру, близкую к прямой (рис.2,а). На этой основе была разработана поэтапная технология обеспечения минимального биения рабочего конца шпинделя:

1. На первом этапе шпиндель устанавливается на стенд и двумя парами датчиков записываются траектории геометрических центров в двух его крайних сечениях до и после силового замыкания. Увеличение биения при силовом замыкании говорит о наличии перекоса внутренних колец.

2. На втором этапе с помощью двух датчиков производится запись на ЦДС-021 и полученная фигура сравнивается с фигурой (рис.2).

По зависимости

$$\sqrt{\beta} = \arcsin \frac{\chi(0)}{\delta_n} \quad (4)$$

определяется фактическая величина угла между плоскостями перекоса.

3. На третьем этапе одно из внутренних колец разворачивается на этот угол с целью получения схемы $\sqrt{\beta} = 0$ и вторично делается запись на ЦДС-021. Если погрешность расчета и фактического разворота кольца не обеспечили получение с первого раза фигуры, соответствующей $\sqrt{\beta} = 0$, то процедуру повторить.

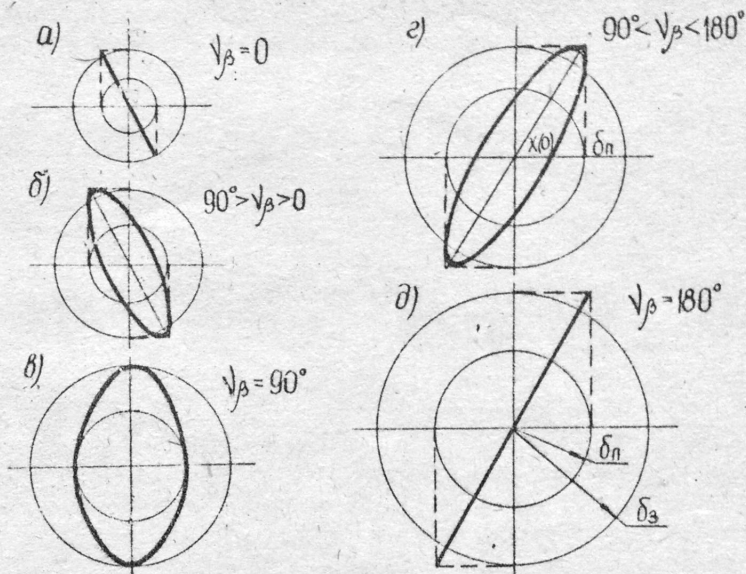


Рис. 2. Виды фигур при различных значениях ν_β

Получение фигуры, близкой к прямой $\nu_\beta = 0$ исчерпывает резервы уменьшения биения за счет взаимного разворота колец. Дальнейшее уменьшение биения может быть обеспечено за счет уменьшения углов перекоса внутренних колец. Практика показала, что разработанная методика и сборочный стенд позволяют уменьшить величину биения в 2,5 + 3 раза при минимальных затратах времени. Данная технология принципиально отличается от существующей, при которой биение можно определить только после окончательной сборки шпиндельного узла.

По аналогичной методике осуществляется управление взаимным расположением наружных колец подшипников. В этом случае наличие перекосов наружных колец выявляется по смещению центров вращений крайних сечений шпинделя при силовом замыкании, которое осуществляется затяжкой фланцев. Таким путем на прак-

тине удастся уменьшить смещение центров вращения в указанных сечениях почти в 3 раза.

Разработанный стенд позволяет также быстро и достоверно определить причины отклонения по точности вращения шпинделя без его разборки. Электронная часть стенда обеспечивает разложение траектории геометрического центра на две составляющие. Характер первой составляющей связан с погрешностями формы и размеров поверхностей и тел качения подшипников. Вторая обусловлена перекосом внутренних колец подшипников опор. Из соотношения этих составляющих можно обоснованно дать рекомендации по уменьшению радиального биения рабочего конца шпинделя: заменить подшипники на более точные или целенаправленно изменить параметры перекоса внутренних колец $\nabla\beta$, β_A и β_B .

С помощью данного стенда можно выявить и наличие перекоса наружных колец подшипников опор.

Исследования показали, что одним из эффективных путей уменьшения влияния эксплуатационной нагрузки на точность вращения шпинделя является использование специальных компенсирующих механизмов. Производственная проверка такого механизма, встроенного в шпиндельный узел, была проведена на высокоточном токарном станке ТПК-125. Она показала, что с его помощью можно обеспечить в момент обработки положение оси вращения шпинделя, близкое к номинальному. За счет этого удалось почти полностью устранить при консольной обработке такие погрешности как отклонение от цилиндричности и соосности.

Производственное внедрение разработанных методов показало их высокую технико-экономическую эффективность. Она достигается за счет сокращения переборки узлов, уменьшения количества обрабатываемых образцов при испытаниях, повышения качества шпиндельных узлов, уменьшения потребности в высококачественных сборках. Условный годовой экономический эффект от внедрения на одном из заводов составит 77839 руб.

О Б Щ И Е В Ы В О Д Ы.

I. На основании теоретических и экспериментальных исследований разработан новый подход к технологической природе возникновения и методам оценки погрешности вращения шпинделей высокоточных станков.

Установлено, что точность вращения шпинделя полно и достоверно характеризуется погрешностью формы, взаимного расположе -

ния и отклонением от номинального положения его геометрической оси и оси вращения.

Доказано, что на параметры геометрической оси и оси вращения основное влияние оказывает технологическое отклонение от соосности поверхностей качения подшипников опор.

2. Выявлены закономерности формирования при сборке технологического отклонения от соосности поверхностей качения на наружных и внутренних колец в каждой опоре. Установлено, что при вращении шпинделя оно не остается постоянным, а изменяется по определенному закону.

3. Раскрыт и аналитически описан механизм формирования и закон изменения форм, взаимного расположения и отклонения от номинального положения геометрической оси и оси вращения шпинделя в зависимости от технологических параметров отклонения от соосности при вращении шпинделя на холостом ходу и при действии эксплуатационной нагрузки.

4. Установлено, что различные варианты отклонений от соосности колец подшипников опор оказывают различное влияние на геометрическую ось и ось вращения шпинделя:

а) ось вращения представляет собой, в общем случае, неподвижную пространственную кривую, форма и положение которой относительно номинального определяется только параметрами отклонения от соосности поверхностей качения наружных колец подшипников опор;

б) геометрическая ось шпинделя является, в общем случае, вращающейся пространственной кривой, форма и положение которой относительно номинального определяется параметрами отклонения от соосности поверхностей качения как наружных, так и внутренних колец подшипников опор;

в) при наличии отклонений от соосности поверхностей качения внутренних колец геометрическая ось и ось вращения шпинделя не совпадают друг с другом и возникает биение, величина которого определяется только отклонением от соосности поверхностей качения внутренних колец;

г) существенное влияние на форму оси вращения и геометрической оси шпинделя оказывает угол между плоскостями перегиба одноименных колец в опорах.

5. Исследования и производственные испытания показали, что наиболее эффективными методами повышения точности вращения шпинделя следует считать технологические методы, основанные на управлении при сборке взаимным расположением наружных и внутренних колец подшипников.

Впервые разработанная для этой цели методика сборки и сборочный стенд позволили в производственных условиях в 2,5-3 раза уменьшить биение рабочего конца шпинделей по сравнению с традиционными методами без ужесточения допусков на изготовление деталей шпиндельного узла.

6. Разработана методика, которая позволяет с помощью сборочного стенда быстро и достоверно выявить без разборки шпиндельного узла причины снижения точности вращения шпинделя.

7. Создано и испытано специальное компенсирующее устройство, которое снижает влияние эксплуатационной нагрузки на точность вращения шпинделя. За счет этого удалось, в некоторых случаях, практически полностью устранить такие погрешности обработки при точении как отклонение от цилиндричности и соосности.

8. Производственное внедрение разработанных технологических методов повышения точности вращения шпинделя показало их высокую эффективность. Только на одном станкостроительном заводе годовой экономический эффект составил 77839 руб.

Основное содержание диссертации отражено в работе:
Ю.Е.Шестак. Влияние отклонения от соосности опор шпинделя на точность его вращения. Экспресс-информация ИИИМАН. Обработка резанием. 1981, выпуск 8.

