

На правах рукописи

УДК 621.9.06

ЛОМОВ МИХАИЛ ВИКТОРОВИЧ

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ МНОГООПОРНЫХ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ
ОПТИМИЗАЦИЕЙ ИХ КОНСТРУКЦИИ

Специальность: 05.02.07 – Технология и оборудование механической
и физико-технической обработки

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Москва – 2015

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана»

Научный руководитель: **Чернянский Петр Михайлович**
доктор технических наук, профессор.

Официальные оппоненты: **Бушуев Владимир Васильевич**,
доктор технических наук, профессор.
ФГБОУ ВО Московский Государственный
Технологический Университет «СТАНКИН»,
кафедра «СТАНКИ».
Дьяконова Наталия Павловна,
кандидат технических наук, доцент.
Подольский институт (филиал) ФГБОУ ВПО
«Московский государственный
машиностроительный университет (МАМИ),
кафедра «Технология машиностроения».

Ведущая организация: **ОАО «ВНИИИНСТРУМЕНТ»**

Защита состоится «23» декабря 2015 г. в 14 часов 30 минут на заседании диссертационного совета Д 212.141.06 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр.1.

Ваш отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте www.bmstu.ru.

Телефон для справок 8(499)267-09-63

Автореферат разослан «9» ноября 2015 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
Д212.141.06 д.т.н., доцент



Михайлов Валерий Павлович

Актуальность темы. В современных рыночных условиях возрастающей конкуренции необходимо сокращать сроки разработки и постановки в серию новой продукции, непрерывно повышать ее качество, снижая стоимость. Для станкостроения основными показателями качества являются точность и производительность станков. Наиболее эффективный способ решения этих задач - разработка и использование новых, физически обоснованных методов расчета узлов станков на стадии проектирования, позволяющих оптимизировать их конструкцию по основным критериям качества.

Одним из основных расчетов при проектировании станка является расчет шпиндельного узла (ШУ), который непосредственно определяет точность и производительность станка.

Развитие инструментальных материалов, повышение стойкости инструмента, приводной техники, задача выполнения на одном станке черновых и чистовых переходов потребовали увеличения быстроходности ШУ с сохранением достаточной жесткости. Расширяется гамма шпиндельных подшипников. Быстроходность достигается применением радиально-упорных и упорно-радиальных шарикоподшипников, жесткость - увеличением числа подшипников в опорах. Широкое распространение получили многоопорные ШУ, которые применяются в конструкциях многоцелевых, шлифовальных, расточных и других станков. Под многоопорным ШУ понимается конструкция, где в передней и/или задней опорах шпинделя установлено более двух подшипников.

Возникают новые задачи: определение на стадии проектирования оптимальной компоновки опор и распределения нагрузки в опорах, необходимости установки проставочных колец между подшипниками и их размеров, оптимальных габаритов, обеспечение максимальной жесткости, точности узла и др. Исторически задача расчета ШУ на опорах качения сводилась к задаче определения прогиба двухопорной балки на точечных упругих опорах. Двухопорная модель и ее производные не позволяют решить задачи расчета многоопорных ШУ. Использование для их решения метода конечных элементов требует от инженера специальной подготовки, затруднено решение задачи оптимизации конструкции.

Актуальной научно-практической задачей является разработка физически-обоснованной инженерно-доступной методики проектирования современных многоопорных ШУ.

Цель работы. Повышение точности современных многоопорных ШУ металлорежущих станков путем совершенствования их конструкции и сборки на основе разработанной методики расчета.

Научная новизна проведенных исследований состоит в том, что:

1. Разработана методика расчета многоопорных ШУ;
2. Разработана методика повышения точности ШУ без изменения исходной точности подшипников;
3. Разработан комплект программ автоматизированного расчета точности, жесткости, основных размеров типовых компоновок многоопорных ШУ;

4. Установлены закономерности изменения прогиба шпинделя, жёсткости, оптимальных размеров, нагрузок в опорах в зависимости от числа подшипников и компоновки опор.

Практическая ценность исследований заключается в том, что:

1. Разработанная методика расчета позволяет обосновать основные конструктивные параметры ШУ: размеры, компоновку опор шпинделя, тип подшипников и силу их предварительного натяга, по критериям жесткости и точности;
2. Разработанная методика повышения точности ШУ без изменения исходной точности подшипников позволяет повысить точность ШУ без дополнительных затрат на их изготовление за счет использования оптимальной схемы их сборки;
3. Даны рекомендации по практическому применению разработанных методик расчета и проектированию типовых компоновок ШУ с целью повышения их точности и жесткости.
4. По результатам исследования типовых компоновок шпиндельных узлов с помощью разработанных методик расчета даны практические рекомендации по их проектированию с целью повышения их точности и жесткости.

Методы исследования. Теоретические исследования проводились на базе основных положений механики, в т.ч. теории расчета балок на упругом основании академика А.Н. Крылова, метода расчета многоопорных ШУ, разработанного на кафедре металлорежущих станков МГТУ им Н.Э. Баумана. Для проведения вычислений и разработки программ автоматизированного расчета типовых схем компоновок многоопорных ШУ использовалась среда технических вычислений MatLab.

Экспериментальные исследования влияния параметров сборки ШУ на его точность производились в лаборатории кафедры металлорежущих станков МГТУ им. Н.Э. Баумана на специально созданной установке.

На защиту выносятся следующие научно-практические положения работы:

1. Методика расчета многоопорных ШУ;
2. Методика повышения точности ШУ без изменения исходной точности подшипников;
3. Комплект программ автоматизированного расчета основных параметров типовых схем компоновок многоопорных ШУ;
4. Результаты теоретических исследований по оптимизации конструкции многоопорных ШУ.

Апробация результатов работы. Основное содержание работы отражено в четырех публикациях, в том числе в двух изданиях, рекомендуемых ВАК РФ для опубликования результатов диссертационных исследований на соискание ученой степени кандидата и доктора технических наук.

Результаты исследований, вошедших в диссертационную работу, докладывались на всероссийских научно-технических конференциях: Студенческая научная весна (Москва, 2010 г.), Будущее машиностроения

России (Москва, 2012 г.), Новые материалы и технологии (Москва, 2012 г.), научно-практических семинарах и заседаниях кафедры металлорежущих станков МГТУ им. Н.Э. Баумана, техническом совете ОАО «КП».

Реализация результатов работы. Результаты работы нашли практическое применение на ОАО «КП», ФГУП «НПО «Техномаш» при проектировании нового оборудования, в учебном процессе кафедры металлорежущих станков МГТУ им. Н.Э.Баумана.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов, списка литературы из 72 наименований, приложения. Содержит 150 страниц основного текста, 47 рисунков, 23 таблицы, приложение на 8 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В введении отмечается актуальность темы исследований, дана общая характеристика работы, раскрыты основные положения, определяющие ее научно-практическую значимость.

В первой главе проанализированы конструкции ШУ металлорежущих станков. Приведены результаты сравнительного анализа работ по расчету и проектированию ШУ, в т.ч. по расчету точности. Главное внимание уделено конструкции и компоновке ШУ. Сформулированы задачи исследования.

Вопросами расчета ШУ занимались многие исследователи, в т.ч. Д.Н. Решетов, П.М. Чернянский, И.А.Зверев, В.А. Лизогуб, В.С. Хомяков, Н.А. Кочинев, Ф.С. Сабиров, В. Хвала, С. Тэйлор, Ю. Алтинтас, Ю. Као, С. Янг и др. Большое внимание изучению этих вопросов уделял ЭНИМС, фирмы SKF, FAG и др.

Методики расчета ШУ, основанные на адаптации двухопорной модели для расчета новых многоопорных конструкций путем ввода в расчет эмпирических коэффициентов, не оправдывают себя. Теряется универсальность, возможность оценки функциональных связей между параметрами конструкции и характеристиками узла. Главное - не учитываются физические свойства конструкции, создается неверное представление об условиях ее работы.

В последнее время появляются методики расчета ШУ методом конечных элементов. Этот метод сравнительно трудоемок в использовании, требует опыта работы в компьютерных средах расчета, затрудняет оптимизацию конструкции и определение некоторых ее параметров.

Большинство работ нацелены на расчет конкретных конструкций, не затрагивают вопросы введения в расчет роликовых подшипников, влияния числа подшипников в опорах, высоты проставочных колец на характеристики узла. Не освещены вопросы распределения нагрузки между подшипниками в многоопорных ШУ.

Основным принятым критерием проверки точности ШУ является биение переднего конца шпинделя. Из практики станкостроения известно, что в собранном узле оно может быть меньше биения подшипников.

Исследованиями повышения точности ШУ занимались В.Т. Портман, Д.Н. Решетов, В.А. Лизогуб, И.А. Зверев, Ю.М. Данильченко А.Е. Бедняшин,

Э.Марш и др. Основной акцент делался на построение модели подшипника качения и экспериментальные исследования точности. Существующие рекомендации по оценке биения шпинделя основаны в основном на геометрическом подходе и исследовании кинематики подшипников качения. Для многоопорных ШУ практически не освещен вопрос о влиянии компоновки опор, величины и ориентации биений каждого из подшипников при сборке на величину биения шпинделя, возможные деформации шпинделя и соответствующие дополнительные нагрузки на подшипники. Величину этих сил и смещений необходимо оценивать, поскольку они влияют на точность расчета биения шпинделя и нагрузок на подшипники.

Существует потребность, в доступном для инженера, обобщенном подходе к расчету различных конструкций многоопорных ШУ с учетом их особенностей и оценки влияния конструктивных параметров узла на его точность, жесткость, размеры и другие характеристики.

Выполненный анализ работ показывает актуальность исследований по повышению точности многоопорных ШУ за счет оптимизации их конструкции и сборки.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать физически обоснованную и инженерно-доступную методику расчета многоопорных ШУ. Уточнить расчет ШУ на подшипниках с линейным контактом тел качения;
2. Разработать методику повышения точности ШУ без повышения исходной точности подшипников;
3. Разработать программы для автоматизированного расчета типовых схем компоновок многоопорных ШУ;
4. Исследовать изменение точности, жесткости, распределения нагрузок в опорах шпинделя в функции числа и серии подшипников для различных схем компоновок ШУ;
5. Разработать рекомендации по повышению жесткости и точности типовых схем компоновок многоопорных ШУ;
6. Провести экспериментальную проверку методики повышения точности ШУ.

Во второй главе решается задача разработки методики расчета многоопорных ШУ. Рассмотрено влияние всех видов собственных деформаций на точность расчета, особенности расчета различных вариантов компоновок опор шпинделя, особенности расчета ШУ по критерию угла наклона оси шпинделя. Разработана методика автоматизированного расчета ШУ.

В основу методики расчета положен прямой метод расчета ШУ, базирующийся на решении уравнения балки на упругом основании академика А.Н. Крылова. Он позволяет определять прогиб, угол наклона оси шпинделя в любом его сечении, распределение нагрузки в опорах шпинделя с произвольным числом подшипников, при любом числе и виде силовых нагрузок. На основе этих данных можно рассчитать жёсткость узла и оптимальные размеры конструкции.

В качестве исходного принимается уравнение упругой линии балки, лежащей на точечных упругих опорах, Рис. 1:

$$EIy^{IV} = p(z), \quad (1)$$

где y – прогиб шпинделя, I – момент инерции шпинделя, $p(z)$ – функция, зависящая от нагрузки, действующей на шпиндель.

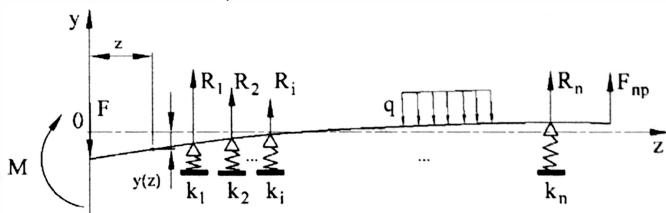


Рис. 1.

Расчетная схема многоопорного ШУ

Применительно к ШУ, как к балке со свободными концами, решение уравнения (1) имеет только две неизвестные постоянные:

$$EIy(z) = A_0 + A_1 z + \Phi(z), \quad (2)$$

где A_0 и A_1 – постоянные коэффициенты; $\Phi(z)$ – частное решение дифференциального уравнения (1), определяется видом внешней силовой нагрузки.

В общем случае для определения неизвестных коэффициентов A_0 , A_1 и реактивных сил R_i составляется система уравнений из граничных условий над опорами с учетом их постоянной жесткости k_i , двух уравнений равновесия сил F_i , реакций R_i и моментов M_i .

$$\begin{cases} \frac{1}{EI}(A_0 + A_1 z_1 + \Phi(z_1)) = \frac{R_1}{k_1} \\ \dots \\ \frac{1}{EI}(A_0 + A_1 z_n + \Phi(z_n)) = \frac{R_n}{k_n} \\ \sum F_i + \sum R_i = 0 \\ \sum M_i = 0 \end{cases} \quad (3)$$

Рационально находить силовое смещение шпинделя для каждого внешнего силового воздействия отдельно. Суммарное смещение шпинделя будет определяться алгебраической суммой смещений от каждой из сил, учитывая линейный характер зависимости (2).

Изменение числа подшипников в опорах шпинделя принципиально не меняет метод расчета, изменяется только число уравнений граничных условий в

системе (3). Если в опорах шпинделя установлено по одному подшипнику, то метод расчета вырождается в классическую двухопорную модель.

Метод расчета позволяет учитывать влияние деформаций сдвига на смещение шпинделя. Прогиб шпинделя и реакции в подшипниках так же определяются из решения системы (3). Изменяется только вид функции $\Phi(z)$, которая в этом случае учитывает поперечные силы.

Проведены расчеты по оценке влияния каждого из факторов: деформаций изгиба и сдвига шпинделя, жесткости опор, на результирующее смещение переднего конца шпинделя. Чем жестче опоры шпинделя, тем больше доля смещений из-за деформаций сдвига шпинделя в общем балансе смещений. Для роликоподшипников доля смещений из-за деформаций сдвига в общем балансе смещений переднего конца шпинделя может достигать 17%, для шарикоподшипников – 6%.

Особым случаем является расчет ШУ с линейным контактом тел качения в подшипниках. Предложен оригинальный способ моделирования опор с линейным контактом поверхностей несколькими точечными упругими опорами эквивалентной жесткости, Рис. 2. Расчет ШУ на подшипниках с линейным контактом тел качения приводится к расчету ШУ на подшипниках с точечным контактом. В принципе метод расчета позволяет непосредственно учитывать линейный контакт, но это усложняет решение.

Число точечных опор определяется исходя из степени изменения результата расчета при их увеличении. Если увеличение числа точечных опор, моделирующих роликоподшипник, незначительно изменяет результат расчета, то в расчете используется изначально принятое число опор.

Определено, что двухрядный роликоподшипник в передней опоре можно моделировать четырьмя упругими точечными опорами эквивалентной жесткости, в задней опоре – одной.

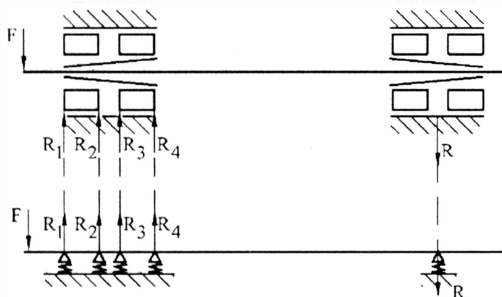


Рис. 2.

Модель точечного контакта для расчета ШУ
с цилиндрическими роликоподшипниками

При проектировании ШУ наряду с расчетом смещений шпинделя необходимо производить расчет угловых смещений - угла наклона оси

шпинделя θ , поскольку он влияет на точность обработки, определяет угол перекоса колец и влияет на условия работы подшипников. Угол наклона оси шпинделя является производной функции прогиба шпинделя (2).

$$EI\theta(z) = A_1 + \frac{d\Phi(z)}{dz} \quad (4)$$

Установлено, что экстремум функции прогиба переднего конца шпинделя не совпадает с экстремумом функции угла наклона его оси. Угол наклона оси шпинделя в большей степени определяется изгибными деформациями шпинделя, нежели деформацией опор.

Определение параметров конструкции многоопорных ШУ с помощью прямого метода расчета стало практически возможным при автоматизации решения уравнения (1). Предложен алгоритм, автоматизирующий расчет ШУ, Рис. 3. На практике он реализован в среде технических вычислений MatLab. Для каждого типа компоновки ШУ составляется система линейных уравнений из граничных условий над опорами шпинделя и двух уравнений статики (3) для нахождения функции прогибов шпинделя (2). Система уравнений в формализованном виде записывается в отдельный .m-файл. Он вызывается из основной программы в виде функции, аргументами которой являются массивы диаметров шпинделя, его линейных размеров, жесткостей опор и значение внешней нагрузки. Функция возвращает в основную программу массив, состоящий из прогиба переднего конца шпинделя, угла наклона оси шпинделя, значения реакций опор.

Если вызывать .m файл в цикле, то получается решение для некоторого набора исходных данных. С помощью стандартных функций (поиск минимума, максимума, допустимого значения) производится анализ полученных результатов и оптимизация конструкции по критерию жесткости. Весь расчет сохраняется в .m файле в виде процедуры и при вызове выполняется в режиме диалога с пользователем. В зависимости от задачи, в качестве критерия оптимизации конструкции может использоваться так же угол наклона оси шпинделя или максимальная нагрузка на подшипник.

В третьей главе рассмотрены вопросы практического применения разработанной методики расчета многоопорных ШУ. Разработан комплект программ автоматизированного расчета точности, жесткости, основных размеров типовых компоновок многоопорных ШУ. На основе проведенных теоретических исследований многоопорных ШУ разработаны рекомендации по их проектированию.

Выделяются компоновки ШУ высокой жесткости, высокой жесткости и быстроходности, быстроходные и высокой быстроходности, Таблица 1. Комплект программ автоматизированного расчета основных параметров типовых компоновок многоопорных ШУ представляет собой функцию расчета их характеристик и процедуру для обработки результатов расчета на основе предложенного алгоритма расчета многоопорных ШУ, Рис. 3, записанные с помощью языка программирования Matlab в виде .m файлов.

Разработанная процедура позволяет решить задачи поиска оптимального межопорного расстояния, расчета сил реакций подшипников, определения

влияния жесткости подшипников и высоты проставочных колец на жесткость узла. Взаимодействие с пользователем при расчете осуществляется в диалоговом режиме.

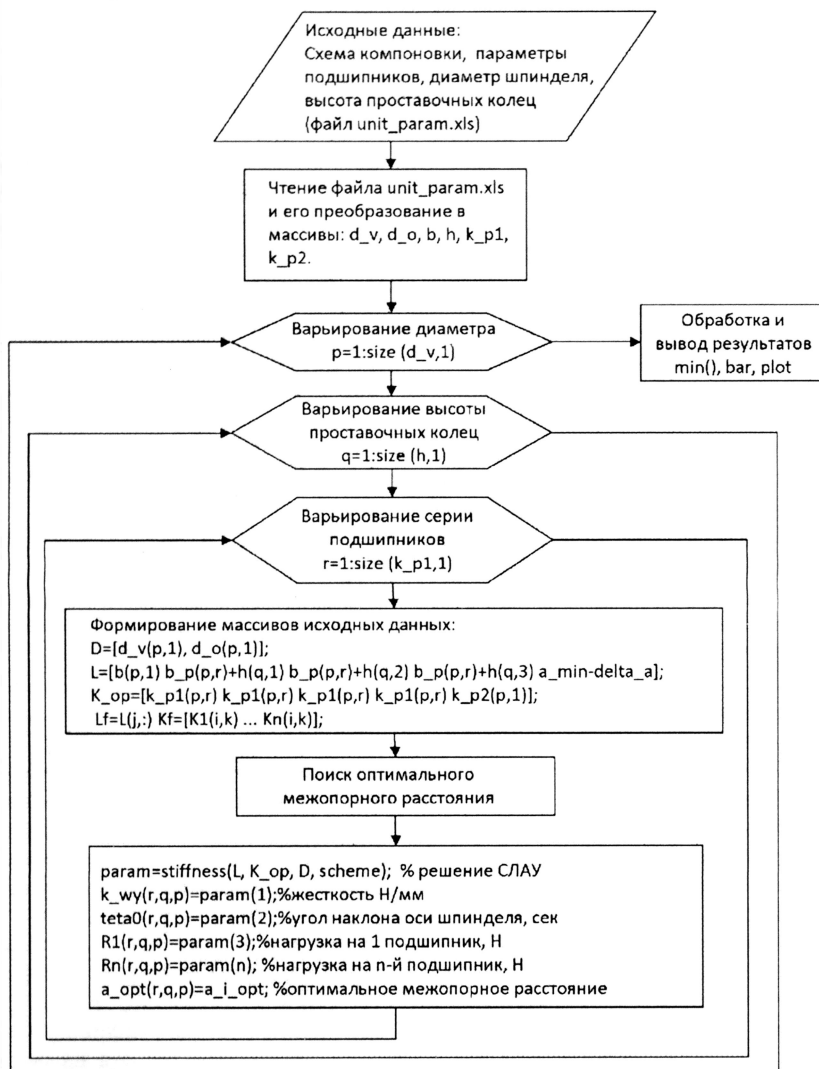


Рис. 3.
Алгоритм расчета многоопорных ШУ

В Таблице 1 приведены сравнительные характеристики многоопорных ШУ: рассчитанная с помощью разработанной методики радиальная жесткость k_r , быстроходность $d_{m \cdot n}$ и осевая жесткость k_a в соответствии с данными фирм SKF и FAG.

Таблица 1.
Сравнительные характеристики многоопорных ШУ

№ схемы	Главное требование	Схема компоновки	Тип подшипников передней в опоре	$d_{m \cdot n} 10^{-3}$ мм·мин смазка: пл./мв.	Радиальная жесткость, Н/мм	Осевая жесткость, Н/мм
1	а		NN30 + 2344	3,8/5,0	373	843
	б		NN30 + BTM-B	5,3/6,3	373	464
2	а		B719C	4,0/6,7	306	324
	б		B719C	4,0/6,7	296	324
	в		B70E	3,8/5,0	268	774
	г		B70E	4,1/6,6	262	774
	д		B719C	4,9/7,5	307	324
3	а		B70E	6,0/6,7	240	387
	в		B719C	7,2/12,0	270	324
4	а		B719C	9,0/15,0	201	162

В результате проведенных теоретических исследований с использованием разработанной методики расчета были установлены функциональные зависимости жесткости, оптимальных габаритов ШУ, распределения нагрузок в опорах шпинделя в функции типа и числа подшипников опор, размеров проставочных колец.

Наибольшее влияние на снижение жесткости многоопорных ШУ оказывает проставочное кольцо между первым и вторым подшипниками передней опоры. При использовании проставочных колец снижение жесткости достигает 5-10% в зависимости от их высоты. С позиции жесткости подшипники в передней опоре необходимо устанавливать вплотную, без проставочных колец.

С увеличением числа подшипников в передней опоре жесткость ШУ нелинейно возрастает, Рис. 4а, оптимальное межопорное расстояние (габариты, металлоемкость) - уменьшается, Рис. 4б. Интенсивность роста жесткости с установкой каждого следующего дополнительного подшипника в переднюю опору падает с 20-50% до 1-5% в зависимости от диаметра шпинделя, жесткости и числа подшипников.

В общем случае в передней опоре шпинделя рекомендуется устанавливать три подшипника. Установка четвертого подшипника в переднюю опору усложняет конструкцию, дает небольшой эффект увеличения жесткости ШУ (1-5%) особенно при малых диаметрах шпинделя, Рис. 4а.

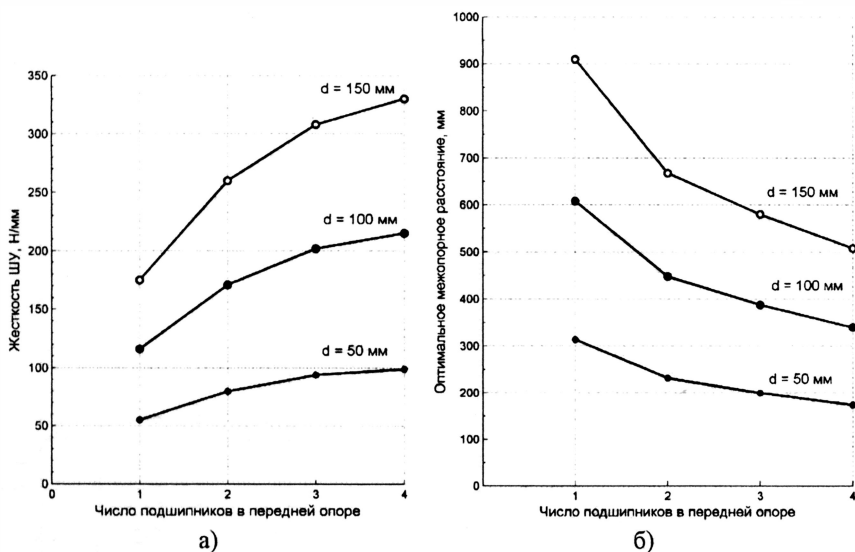


Рис. 4.

Изменение жесткости и оптимального межопорного расстояния ШУ в зависимости от числа подшипников в передней опоре и диаметра шпинделя: а - изменение жесткости ШУ, б - изменение оптимального межопорного расстояния

В ШУ основную нагрузку от сил резания воспринимают подшипники передней опоры. Разница в нагрузке подшипников передней и задней опор может доходить до 6 раз. Т. к. с увеличением числа подшипников в передней опоре уменьшается оптимальное межопорное расстояние, то нагрузка на подшипники передней опоры снижается, на подшипники задней опоры - возрастает. В целом выравнивается нагрузка на все подшипники. Интенсивность снижения нагрузки на подшипники передней опоры с установкой в нее каждого дополнительного подшипника падает, Рис. 5.

При установке в передней опоре трех шарикоподшипников вместо одного нагрузка на ее первый подшипник снижается до 2-х раз, Рис. 5. Это позволяет повысить допустимую нагрузку на шпиндель, увеличить режимы резания.

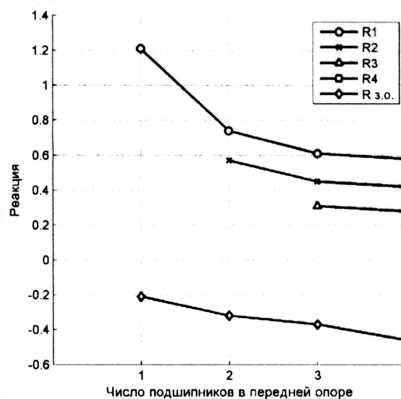


Рис. 5.

Диаграмма распределения реакций в подшипниках ШУ при различном числе подшипников в передней опоре для единичной внешней нагрузки

Жесткость ШУ степени зависит от жесткости передней опоры, задней опоры и самого шпинделя. Максимально возможная жесткость ШУ не может быть выше наименьшей из ее составляющих. Наибольший эффект увеличения жесткости узла в целом достигается увеличением жесткости наиболее слабого элемента узла.

Увеличение числа подшипников в опорах должно быть оправдано и обосновано на стадии проектирования ШУ, поскольку усложняется технология его изготовления и сборки, система смазки, ухудшаются условия работы подшипников.

В четвертой главе решается задача разработки методики повышения точности многоопорных ШУ без изменения исходной точности подшипников.

Основным принятым критерием оценки геометрической точности ШУ является биение шпинделя. Одна из основных причин его возникновения -

биение внутренних колец подшипников и посадочных поверхностей шпинделя. В многоопорных конструкциях при отсутствии зазоров в опорах шпинделя эти погрешности приводят к деформации шпинделя и смещению оси шпинделя относительно оси вращения.

Для расчета величины биения шпиндель рассматривается как балка на упругих точечных опорах с известным смещением точек балки над опорами y_j , Рис. 6. Смещение балки над опорами y_j определяется биением подшипника δ_j , его направлением и жесткостью подшипника k_j . Биение шпинделя определяется решением уравнения (2) через смещение переднего конца шпинделя y_0 .

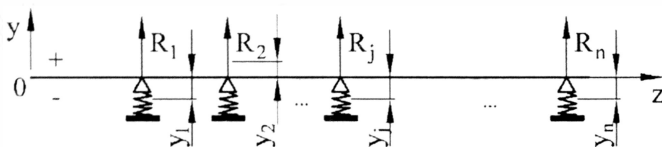


Рис. 6.
Расчетная схема для определения биения шпинделя

Неизвестные коэффициенты в выражении (2) находятся из решения системы уравнений (5). Она состоит из уравнений граничных условий и двух уравнений статики. Направление биения подшипника учитывается соответствующим знаком в выражении (5) и определяется вариантом сборки опоры.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{EI}(A_0 + A_1 z_1 + \Phi(z_1)) = \frac{R_1}{k_1} \pm \delta_1 \\ \dots \\ \frac{1}{EI}(A_0 + A_j z_j + \Phi(z_j)) = \frac{R_j}{k_j} \pm \delta_j \\ \dots \\ \frac{1}{EI}(A_0 + A_n z_n + \Phi(z_n)) = \frac{R_n}{k_n} \pm \delta_n \\ \sum R_j = 0 \\ \sum M_j = 0 \end{array} \right. \quad (5)$$

Число решений системы уравнений (5) равно числу возможных вариантов сборки опор шпинделя 2^{n-1} , где n - общее число подшипников. Каждому варианту сборки соответствует определенная комбинация направления биений подшипников в опорах шпинделя.

Анализ результатов расчета различных вариантов сборки ШУ показал, что биение шпинделя и наклон его оси, вызванный погрешностями деталей узла,

существенно зависят от направления биений подшипников, высоты проставочных колец, числа подшипников в опорах, диаметра шпинделя. В зависимости варианта сборки ШУ биение шпинделя может быть как больше, так и значительно меньше биения подшипников. Сборка, обеспечивающая минимальное биение шпинделя δ , не обеспечивает минимальный угол наклона оси θ .

В зависимости от поставленной задачи оптимальный вариант сборки соответствует решению системы (5), при котором выполняется один из следующих критериев: биение шпинделя минимально, угол наклона оси шпинделя минимален, биение шпинделя и угол наклона имеют низкие значения.

Результаты расчета 16 вариантов сборки ШУ, в передней опоре которого установлено три шарикоподшипника, в задней - два, приведен на Рис. 7. Для каждого из вариантов сборки показаны биение δ и угол наклона оси переднего конца θ шпинделя, вызванные биением подшипников.

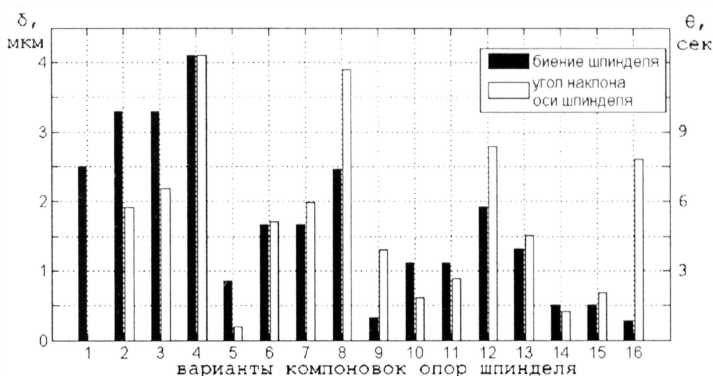


Рис. 7.
Результаты расчета различных вариантов сборки ШУ

Минимальное биение шпинделя соответствует варианту 16, минимальный угол наклона оси шпинделя - варианту 1, одновременно малые значения биения и угла наклона оси - варианту 14. Наихудшие варианты: 1, 4, 8, 12, 16.

Применение оптимального варианта сборки многоопорного ШУ, выбранного на основе расчета, позволяет существенно повысить его точность, не изменяя исходной точности подшипников.

В пятой главе приведены результаты экспериментальной проверки разработанной методики повышения точности ШУ.

С помощью расчета установлено, что смещение переднего конца шпинделя зависит от величины смещения в опорах, вызванного биениями подшипников, схемы их ориентации, числа подшипников в опорах, расстояния между ними.

Задача экспериментальной проверки сведена к проверке физического принципа повышения точности ШУ с учетом реальных биений подшипников опор.

Экспериментальные исследования были выполнены на кафедре металлорежущих станков МГТУ им. Н.Э. Баумана на специально разработанной для этого установке. Она представляет собой балку на нескольких упругих точечных опорах. Обеспечивает возможность смещения опор перпендикулярно оси балки, изменения расстояния между опорами, изменения числа опор. Экспериментальная установка отражает физический процесс силовых смещений шпинделя, вызванный биениями подшипников опор.

Установка представляет собой жесткий корпус 1, в котором на четырех опорах 3 фиксируется балка 4. Смещение опоры задается винтом 2 и регистрируется индуктивным преобразователем 5. Смещение переднего конца шпинделя регистрируется с помощью индуктивного преобразователя 6, Рис. 8.

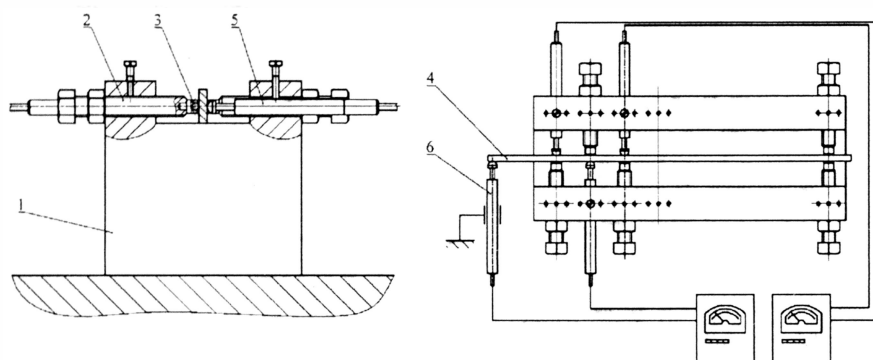


Рис. 8.
Экспериментальная установка

В ходе эксперимента для различных вариантов компоновки опор балки измерялось смещение ее переднего конца, вызываемое заданным смещением опор и сравнивалось с расчетным. Результаты эксперимента приведены в Таблице 2, где для каждого варианта указано расчетное и среднее значение смещения переднего конца балки, полученное экспериментально, при заданном смещении опор 100 мкм.

Таблица 2.

Результаты эксперимента

Вариант компоновки	1.1	1.2	1.3	2.1	2.2	2.3	3.1	3.2	3.3
$y_{\text{Оэкс.}}, \text{ мкм}$	8	56	56	616	572	484	616	550	373
$y_{\text{Орасч.}}, \text{ мкм}$	10	59	47	711	611	515	606	569	366

Результаты проведенного экспериментального исследования подтвердили, что смещение переднего конца балки значительно зависит от компоновки ее опор. Определенные расчетным и экспериментальным путем варианты компоновки опор балки, обеспечивающие минимальное и максимальное смещение переднего конца балки в сравнении с задаваемым смещением опор, совпадают. При оптимальном варианте компоновки опор смещение балки переднего конца меньше смещения опор в 10 раз. В среднем разница между расчетными и экспериментальными данными составляет 3,5%.

Общие выводы по работе

1. Разработана инженерно-доступная методика расчета точности и оптимальных размеров многоопорных ШУ при любом числе и видах нагрузок.
2. Предложена единая схема расчета ШУ на подшипниках с точечным и линейным контактом тел качения, позволяющая повысить точность расчета на 17%.
3. Разработана и экспериментально подтверждена методика повышения точности ШУ без повышения исходной точности подшипников опор.
4. Разработан комплект программ автоматизированного расчета типовых компоновок многоопорных ШУ.
5. Показано, что угол наклона оси шпинделя определяет условия работы подшипников опор и влияет на точность обработки. Установлено, что на прогиб и угол наклона оси шпинделя влияют различные конструктивные параметры узлов. Рекомендуется использовать угол наклона оси шпинделя в качестве одного из критериев оптимизации конструкции ШУ.
6. Обоснованы рекомендации по проектированию многоопорных ШУ: максимальная жесткость достигается при установке в передней опоре шпинделя трех радиально-упорных шарикоподшипников вплотную, без проставочных колец. Установка четвертого подшипника дает незначительный прирост жесткости (1-5%).
7. Установлено, что увеличение числа радиально-упорных шарикоподшипников в передней опоре с одного до трех повышает жесткость узла до 70%, снижает размеры шпинделя и шпиндельной бабки до 30%, выравнивает нагрузку на все подшипники, снижает нагрузку на первый подшипник передней опоры до 2-х раз.
8. Установлено, что на точность ШУ влияют: ориентация биений внутренних колец подшипников опор при сборке узла, число подшипников, высота проставочных колец между подшипниками опор, диаметр шпинделя, жесткость подшипников.
9. Рекомендуется регламентировать схему направления биений подшипников опор шпинделя. Предложенная методика повышения точности ШУ без повышения исходной точности подшипников опор позволяет определить оптимальную компоновку опор, при которой биение шпинделя в разы меньше биения подшипников опор. Возникающие при этом дополнительные реакции в подшипниках сопоставимы с силами легкого предварительного натяга

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Ломов М.В. Автоматизация расчета шпиндельных узлов в среде MatLAB // Новые материалы и технологии - НМТ-2012. Материалы Всероссийской научно-технической конференции. Москва, 20-22 ноября 2012 г. М.: МАТИ, 2012. С.147 (0,05 п.л.)

2. Ломов М.В. Замечания к расчету шпиндельных узлов на опорах качения // Сборник статей третьей всероссийской научно-технической конференции студентов «Студенческая научная весна 2010: Машиностроительные технологии». М.: Изд-во МГТУ, 2010. С.25-31 (0,37 п.л.)

3. Чернянский П.М., Ломов М.В. Повышение точности расчета многоопорных шпиндельных узлов // СТИН. 2012. №10. С.5-8 (0,33 п.л./0,15 п.л.)

4. Чернянский П.М., Ломов М.В. Снижение биений шпинделя методом последовательных приближений // Вестник машиностроения. 2012. №5. С.83-85 (0,2 п.л./0,1 п.л.)