

УДК 62-251

## УЧЕТ АНИЗОТРОПИИ УПРУГИХ СВОЙСТВ ПЕРЕДНЕЙ ОПОРЫ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА ТОКАРНОГО СТАНКА ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ ПРИБОРОВ

**А.Ф. Денисенко, М.В. Якимов**

Самарский государственный технический университет  
Россия, 443100, Самара, ул. Молодогвардейская, 244

*Представлены результаты исследований влияния отклонений формы посадочных поверхностей вала и расточки в корпусе опоры переднего подшипника шпиндельного узла на ее упругие характеристики. Предлагаются способ и методика контроля жесткости шпиндельных узлов токарных станков с использованием нагрузочного устройства, позволяющего определять статическую радиальную жесткость шпиндельного узла при изменении направления вектора нагрузки. Построенный с использованием предлагаемого способа и методики годограф упругих деформаций передней опоры шпинделя подтвердил наличие существенной анизотропии жесткости опоры шпиндельного узла. Полученные результаты позволили выявить доминирующий фактор при формировании упругих деформаций опоры. Представленные способ и методика контроля жесткости шпиндельных узлов металлорежущих станков, а также нагрузочное приспособление с возможностью изменений направления вектора силы показали свою работоспособность, эффективность, а также достаточную простоту реализации, что наиболее благоприятно для использования в производственных условиях при обработке деталей приборов.*

**Ключевые слова:** детали, прибор, токарный станок, шпиндельный узел, упругие свойства, анизотропия упругих свойств, нагрузочное устройство, метод конечных элементов, годограф деформаций.

Эксплуатационные характеристики приборов, имеющих высокоточные механические узлы (механизмы фокусировки объективов оптических приборов, винтовые механизмы точной установки, планетарные и волновые передачи, микроманипуляторы и др.), могут быть обеспечены только при условии изготовления деталей этих узлов с повышенными требованиями к точности.

Использование для этой цели металлообрабатывающего оборудования, обеспечивающего необходимые выходные характеристики, проверяемые традиционными методами, часто не дает ожидаемого результата. Как правило, это связано с нестабильностью выходных характеристик при эксплуатации станка.

Жесткость металлорежущего станка оказывает решающее влияние на основные выходные показатели – точность и производительность, в том числе на качество обработанной поверхности, виброустойчивость, стойкость инструмента, долговечность конструкций.

Основная роль жесткости проявляется в формировании упругих перемещений в зоне резания.

Особая роль здесь принадлежит жесткости шпиндельного узла как системы

---

*Александр Федорович Денисенко (д.т.н., проф.), заведующий кафедрой «Автоматизированные станочные и инструментальные системы».*

*Михаил Владимирович Якимов, старший преподаватель кафедры «Автоматизированные станочные и инструментальные системы».*

станка, непосредственно связанной с заготовкой [1].

В связи с этим обеспечение постоянства жесткости шпиндельных узлов в различных радиальных направлениях является дополнительным фактором получения требуемой точности при обработке деталей приборов.

При этом ожидаемые значения жесткости не могут быть постоянными по целому ряду причин, определяемых работой подшипников качения (переменное количество зон контакта, воспринимающих нагрузку; смещение их относительно неподвижного кольца; перераспределение давления в зонах контакта и т. д.) и условиями их сборки (отклонения формы посадочных поверхностей вала и расточки корпуса опоры).

Считая, что деформация опоры  $\Delta_{опоры}$  определяется только контактными деформациями, можно записать следующее выражение:

$$\Delta_{опоры} = \Delta_{НК} + \Delta_{БК} + \Delta_{ТК},$$

где  $\Delta_{НК}$  – деформация в контакте наружного кольца и расточки корпуса;

$\Delta_{БК}$  – деформация в контакте внутреннего кольца и вала;

$\Delta_{ТК}$  – деформация в контакте тел качения с наружным и внутренним кольцом.

Величины  $\Delta_{НК}$ ,  $\Delta_{БК}$  и  $\Delta_{ТК}$  зависят от точности изготовления подшипника, корпуса, шпинделя и качества сборки опоры в целом. Также стоит отметить, что точность изготовления подшипника существенно выше точности сопрягаемых поверхностей.

Для исследования анизотропии упругих свойств передней опоры шпиндельного узла токарного станка предлагается использовать нагрузочное устройство, позволяющее определять статическую радиальную жесткость шпиндельного узла при изменении направления вектора нагрузки, представляющее собой цилиндрическую оправку с коническим хвостовиком, устанавливаемым в переходной втулке и в конусном отверстии пиноли задней бабки (рис. 1). Угловое положение упора нагрузочного устройства соответствует направлению действия силы.

Принцип работы устройства заключается в создании радиальной нагрузки на шпиндель, вызванной упругой деформацией оправки при скольжении упора нагрузочного устройства по внутренней конической поверхности шпинделя (см. рис. 1).

Величину относительных перемещений шпинделя в корпусе шпиндельной бабки контролируют посредством индикатора, установленного на корпусе шпиндельной бабки.

Оправка предварительно тарируется, что позволяет оценивать создаваемую радиальную нагрузку по изгибу оправки, контролируемому индикатором, закрепленным на ней.

Размеры оправки определяются моделированием методом конечных элементов в зависимости от внутреннего конуса переднего конца шпинделя и требуемых радиальных нагрузок.

Исследования анизотропии упругих свойств передней опоры шпиндельного узла проводились на токарном станке с оперативным управлением «Вектор» производства Средневолжского станкостроительного завода (г. Самара). Для создания диапазона действующих на шпиндель радиальных нагрузок от 1250 до 2500 Н, что соответствует полустатическому точению, максимальная длина перемещения пиноли составила 120 мм.

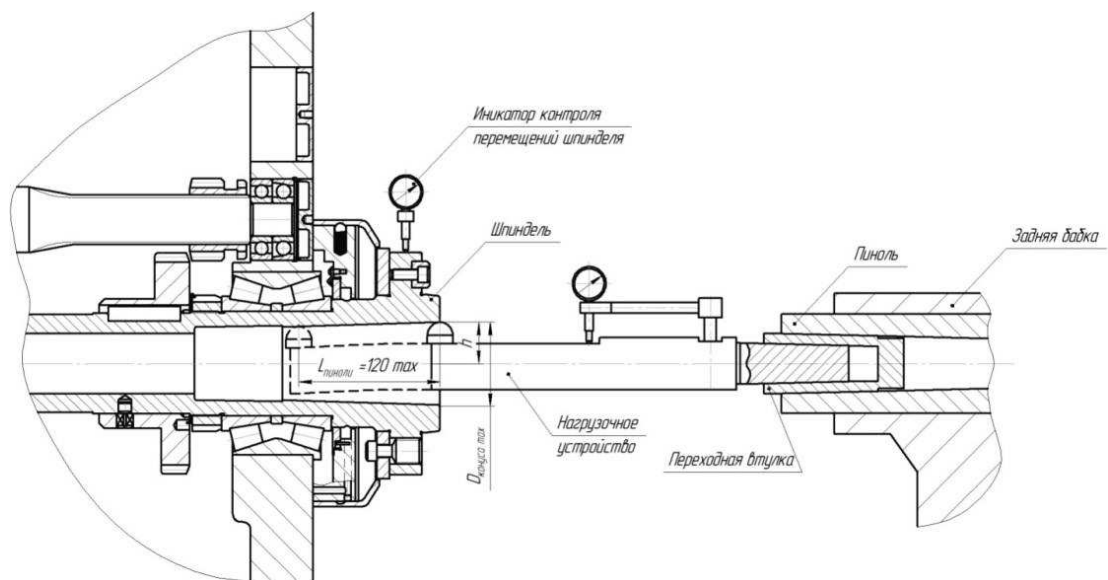


Рис. 1. Измерительная схема

Для эксперимента было выбрано восемь положений оправки: направление действия силы изменялось посредством поворота нагрузочного устройства в переходной втулке на угол  $45^\circ$ .

Нагружение шпинделя осуществлялось шагами по 250 Н с записью значений радиальных перемещений шпинделя. Каждое нагружение повторялось от 3 до 6 раз. Итоговое значение принималось как среднее арифметическое полученных значений.

По результатам эксперимента строился годограф упругих перемещений шпинделя.

То обстоятельство, что радиальная нагрузка, нагружающая шпиндель по данной методике, прикладывается практически в месте установки переднего подшипника (см. рис. 1), позволяет считать, что фиксируемые упругие перемещения  $\Delta_{\text{экспер.}}$  при экспериментах складываются из деформаций тела шпинделя

$\Delta_{\text{шт}}$  и деформаций передней опоры  $\Delta_{\text{пер.оп}}$ , а деформацией задней опоры  $\Delta_{\text{зад.оп}}$  можно пренебречь.

Таким образом, для оценки  $\Delta_{\text{пер.оп}}$  полученные экспериментальные данные  $\Delta_{\text{экспер.}}$  корректировались на величину  $\Delta_{\text{шт}}$ , значения которых были получены расчетом упругих деформаций тела шпинделя методом конечных элементов [2].

При этом шпиндель представлялся как балка на двух жестких опорах. Условия проведения численного моделирования были аналогичны условиям натурального эксперимента. Сила прикладывалась в точке, место положения которой изменялось в соответствии с перемещением пиноли в натурном эксперименте. Результаты конечно-элементного моделирования представлены в табл. 1.

Таблица 1

## Упругие деформации тела шпинделя

Сила, Н	Перемещение шпинделя, мкм
1250	0,4475
1500	0,4875
1750	0,5350
2000	0,5475
2250	0,5425
2500	0,5250

С использованием полученных методом конечных элементов значений перемещений шпинделя как балки на жестких опорах и экспериментальных данных были вычислены значения деформации передней опоры (табл. 2).

Таблица 2

## Деформация опоры ШУ, мкм

Сила, Н	Положение оправки							
	1	2	3	4	5	6	7	8
1250	0,2	0,2	0,9	1,2	1,7	2,6	3,3	0,1
1500	0,6	0,8	1,4	1,5	2,3	2,5	3,8	0,7
1750	1,3	0,9	1,8	1,5	3,0	2,7	3,9	0,8
2000	1,8	1,0	2,1	1,6	3,2	2,7	3,9	0,9
2250	2,0	1,1	2,1	1,7	3,5	2,7	3,9	1,1
2500	2,3	1,2	2,3	1,9	3,8	2,7	4,1	1,2

На основании данных табл. 2 построены графики и годографы деформаций опоры шпиндельного узла при действии нагрузки в восьми направлениях (рис. 2 и 3).

Анализ результатов показал, что изменение жесткости шпиндельной опоры имеет место при изменении не только величины нагрузки, но и направления приложения нагрузки, то есть экспериментально подтверждена анизотропия жесткости опоры шпиндельного узла [3].

Важным вопросом является выявление доминирующего фактора при формировании упругих деформаций опоры.

Величины деформации опоры имеют существенный разброс, определяемый соотношением величин упругих контактных деформаций элементов опоры ( $\Delta_{НК}$ ,  $\Delta_{БК}$  и  $\Delta_{ТК}$ ), которое меняется по мере поворота внутреннего кольца, сепаратора и вращения шариков. Все это приводит к существенной анизотропии радиальной жесткости опоры.

Для наружного кольца характерно статичное состояние, и соответственно податливость контактного соединения кольца с корпусом  $\Delta_{НК}$  не связана с вращением шпинделя. В то же время стоит отметить, что колебания жесткости, вызванные составляющими  $\Delta_{БК}$  и  $\Delta_{ТК}$ , будут существенно зависеть от углового положения шпинделя.

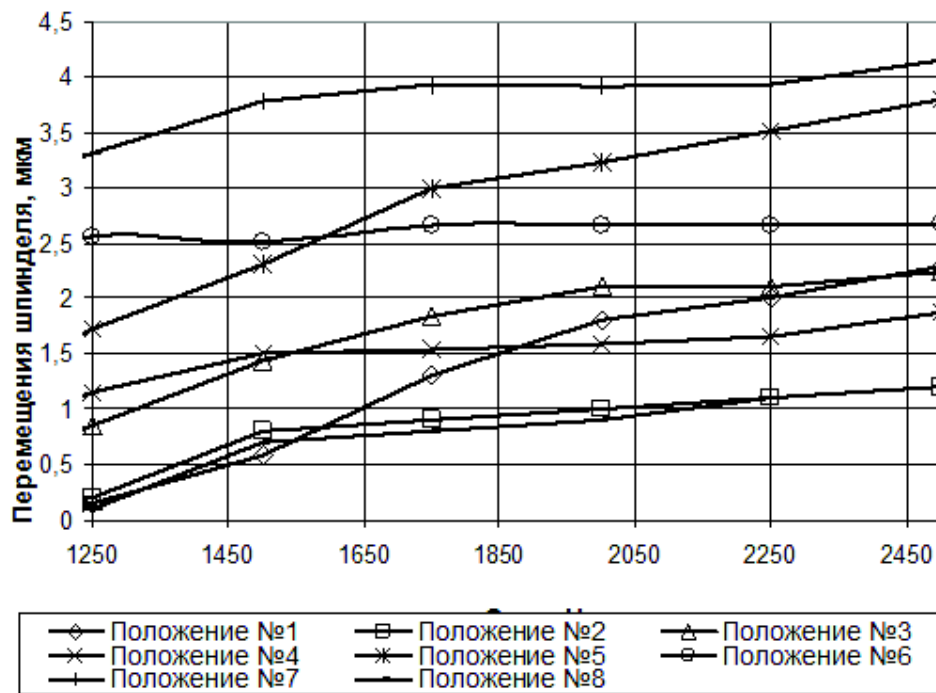


Рис. 2. Графики деформации опоры ШУ

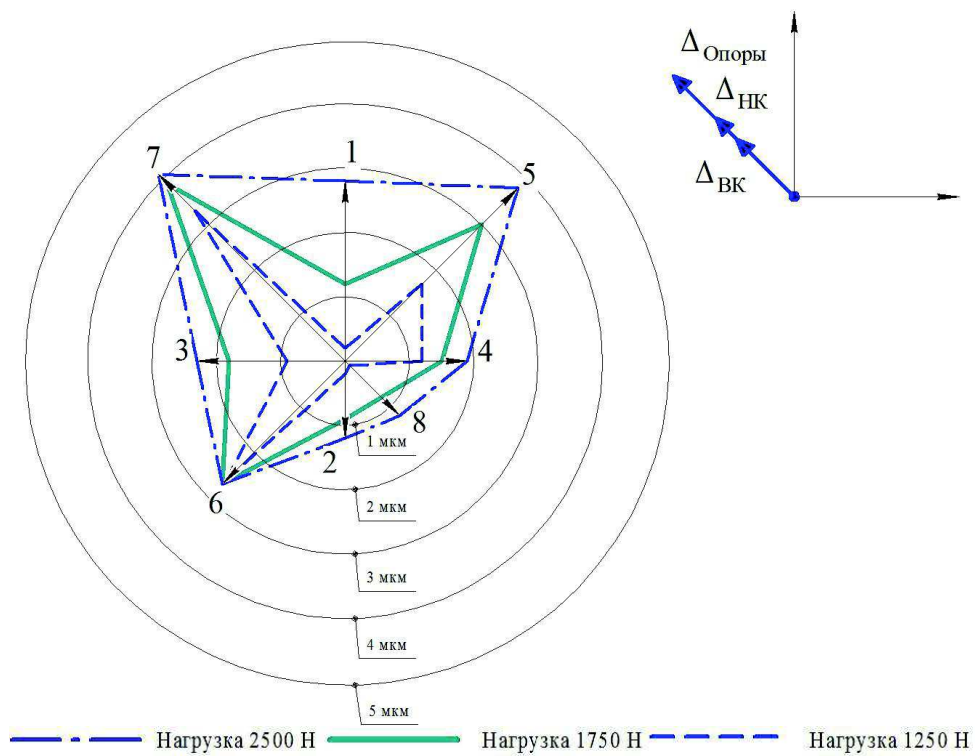
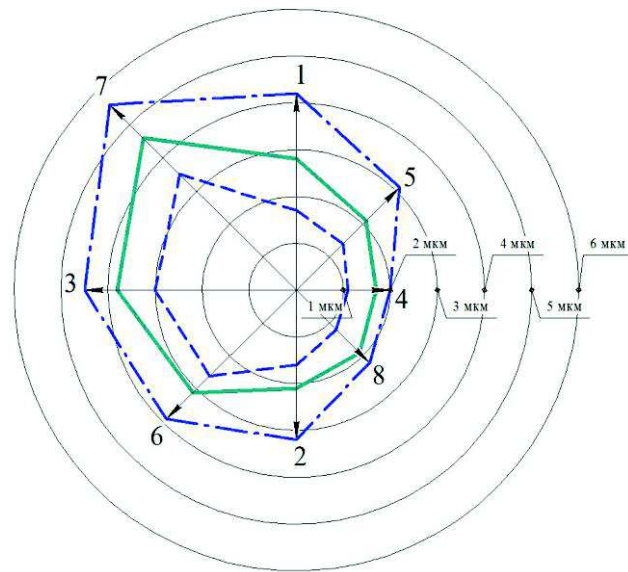


Рис. 3. Годографы деформации опоры шпиндельного узла

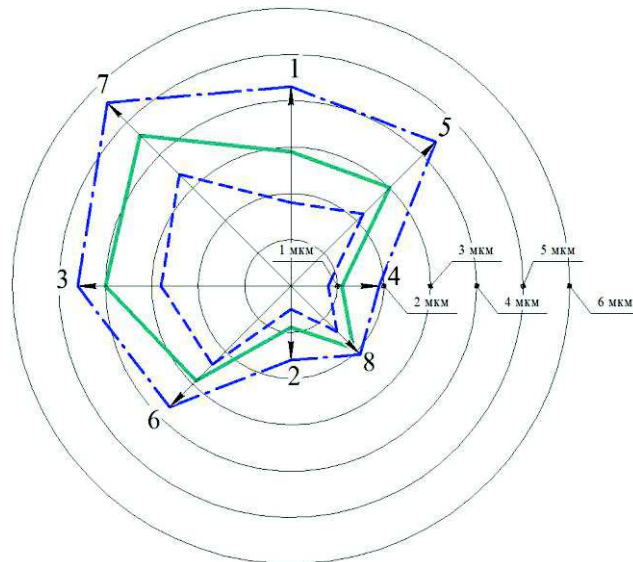
Таким образом, в случае, если податливость опоры в рассматриваемом направлении не меняется при изменении углового положения шпинделя, можно говорить о превалирующем влиянии контактного соединения наружного кольца и корпуса.

С целью определения степени влияния деформаций элементов опоры были проведены эксперименты, в которых угловое положение шпинделя изменялось относительно исходного (произвольно выбранного) на  $90^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $270^\circ$ ,  $360^\circ$  и  $720^\circ$ .

Годографы деформаций опоры шпиндельного узла при повороте шпинделя приведены на рис. 4 и 5.



*a*



*б*

— — — — — Нагрузка 2500 Н — — — — — Нагрузка 1750 Н — — — — — Нагрузка 1250 Н

Рис. 4. Годографы деформации опоры шпиндельного узла:  
*a* – после поворота шпинделя на  $360^\circ$ ; *б* – после поворота шпинделя на  $720^\circ$

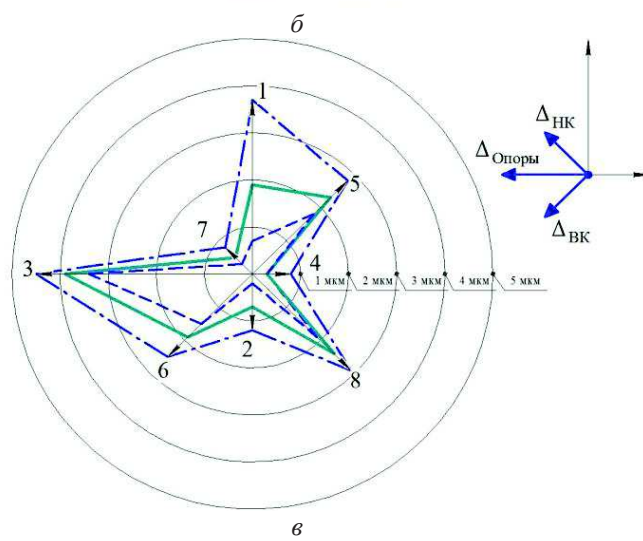
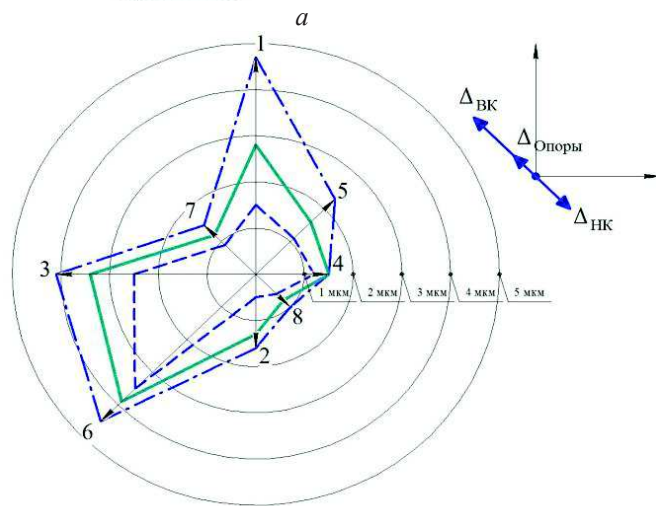
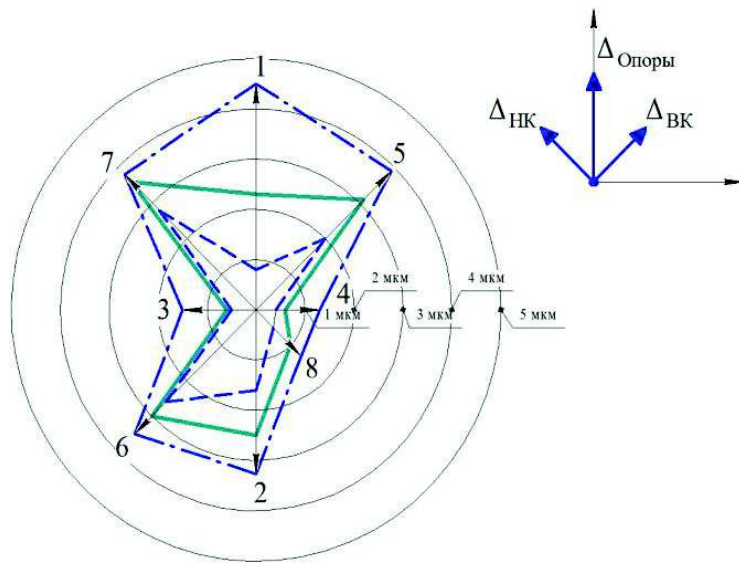


Рис. 5. Годографы деформации опоры шпиндельного узла:  
*a* – после поворота шпинделя на  $90^\circ$ ; *б* – после поворота шпинделя на  $180^\circ$ ;  
*в* – после поворота шпинделя на  $270^\circ$

— — — — — Нагрузка 2500 Н    — — — — — Нагрузка 1750 Н    - · - · - · Нагрузка 1250 Н

Анализируя полученные результаты, можно сделать следующие выводы.

Так как форма годографа практически не меняется при повороте шпинделя на полный оборот ( $360^\circ$  и  $720^\circ$ ) (см. рис. 3 и 4) и при указанных положениях значение  $\Delta_{TK}$  будет определяться сопряжением разных поверхностей (т. к. при повороте шпинделя шарики отстают от вращения внутреннего кольца подшипника), то можно считать, что доля  $\Delta_{TK}$  по сравнению с двумя другими составляющими ( $\Delta_{HK}$ ,  $\Delta_{BK}$ ) невелика.

Поскольку при повороте шпинделя в пределах  $360^\circ$  (рис. 5) не наблюдается закономерность в повороте исходного годографа, представленного на рис. 3, то можно считать, что отсутствует превалирующее влияние одной из составляющих ( $\Delta_{HK}$ ,  $\Delta_{BK}$ ) и годограф является результатом сложения двух величин одного порядка. Это объясняет форму годографов в пределах одного оборота. Если принять, что в исходном положении (см. рис. 3) направления максимальных упругих деформаций  $\Delta_{HK}$  и  $\Delta_{BK}$  совпадают и таким образом при формировании  $\Delta_{опоры}$  суммируются (см. рис. 3) в направлении 7, то при повороте шпинделя на  $90^\circ$  максимальный вектор упругих деформаций  $\Delta_{опоры}$  перемещается в направлении 1 (см. рис. 5, а). При повороте на  $180^\circ$  (см. рис. 5, б) разнонаправленность векторов  $\max \Delta_{HK}$  и  $\max \Delta_{BK}$  приводит к уменьшению вектора  $\Delta_{опоры}$  в направлении 1. При повороте на  $270^\circ$  направление вектора  $\Delta_{опоры}$  соответствует направлению 3, что подтверждается значительными упругими деформациями в этом направлении на рис. 5, в.

Таким образом, экспериментально подтверждено наличие анизотропии упругих свойств опор шпиндельного узла. При этом диапазон изменения упругих свойств опоры в зависимости от направления действия нагрузки составляет  $(\max \Delta_{опоры} / \min \Delta_{опоры}) = 2 \dots 3$ . Установлено, что упругие деформации в основном определяются деформациями в контакте «наружное кольцо – расточка корпуса» и контакте «внутреннее кольцо – вал».

Полученные результаты позволяют при разработке оборудования для приборостроения сформулировать ТУ на детали опор ШУ, обеспечивающих прецизионную точность обработки.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Формирование точностных и жесткостных характеристик опор роторного узла при сборке // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Технические науки. – 2009. – Вып. 3(25). – С. 132-139.
2. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Разработка конечно-элементной модели для определения упругих характеристик шпиндельных узлов // СТИН. – 2011. – № 8. – С. 9-13.
3. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Моделирование опоры качения при конечно-элементном анализе шпиндельных узлов металлорежущих станков // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Технические науки. – 2012. – № 3(35). – С. 126-132.

Статья поступила в редакцию 8 апреля 2015 г.



## ELASTIC ANISOTROPY FRONT BEARING SPINDLE UNIT LATHES

*A.F. Denisenko, M.V. Yakimov*

Samara State Technical University  
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

*The paper presents the results of the investigation into the effect of the mounting-surface form deviations of the shaft and the hollow in the spindle-unit front-bearing housing on its elastic properties. A method and a technique of controlling the spindle-unit stiffness of lathes using a loading device allowing to determine the spindle-unit static radial stiffness when changing the load vector direction are offered. A spindle front-bearing elastic-deformations hodograph obtained by using the method and technique in question confirmed the presence of the bearing spindle-unit stiffness significant anisotropy. The results obtained revealed the dominant factor in the formation of the bearing elastic deformations. The presented method and technique of machine-tool spindle-unit stiffness control, as well as the loading device capable of changing the force vector direction have shown their efficiency, effectiveness, as well as sufficient ease of implementation which is most favorable for use under operational conditions in the manufacture of measuring-instrument parts.*

**Keywords:** *parts of measuring instruments, lathe spindle, the elastic properties, the anisotropy of the elastic properties, the load device, finite element method, the hodograph deformations.*