

# Машиностроение

УДК 621.9.06

## ФОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТНЫХ И ЖЕСТКОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОПОР РОТОРНОГО УЗЛА ПРИ СБОРКЕ

*А.Ф. Денисенко, М.В. Якимов*

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

*Рассматривается влияние погрешностей изготовления элементов опор роторного узла на точность вращения ротора и его жесткостную характеристику. Проведен машинный эксперимент, моделирующий запрессовку подшипника в корпус и посадку на вал, с последующим приложением нагрузки. Выполнена оценка факторов, влияющих на передачу погрешностей при деформации колец.*

*Ключевые слова: ротор, жесткость, точность, сборка, погрешность, деформация, смещение, овальность*

Одними из главных рабочих характеристик роторного узла являются точность вращения и жесткость ротора в радиальном ( $r$ ) и осевом ( $a$ ) направлениях. Эти характеристики зависят от конструкции и параметров тела ротора и его опор. Причем доля жесткости, вносимая опорами ротора, весьма высока, что связано с двумя обстоятельствами. С одной стороны, возможность широкого варьирования конструктивных параметров ротора (увеличение его диаметра, уменьшение межопорного расстояния и др.) позволяет создавать роторы высокой жесткости. С другой стороны, наличие значительного числа элементов и их соединений, входящих в состав опоры ротора (кольца, шарики или ролики, регулировочные и закрепляющие элементы), и необходимость наряду с жесткостью обеспечивать другие рабочие характеристики (быстроходность, низкие тепловые деформации) не позволяют повысить жесткость опор роторов так же эффективно, как тела ротора.

Жесткостная характеристика подшипниковых опор является определяющей при решении задачи виброустойчивости ротора. Как показано в работе [1], вал в неидеальных подшипниковых опорах не может быть идеально динамически уравновешен при помощи балансировки, то есть существует некоторый порог балансировки вала. В связи с этим возникает вопрос: каковы допустимые геометрические отклонения подшипникового узла, то есть до каких пределов следует ужесточать допуски на геометрические параметры опор роторов?

Для ответа на этот вопрос необходима методика учета влияния этих отклонений на точностные и жесткостные характеристики.

*Денисенко Александр Федорович - заведующий кафедрой «Автомобили и станочные комплексы», д. т. н., профессор.*

*Якимов Михаил Владимирович - аспирант.*

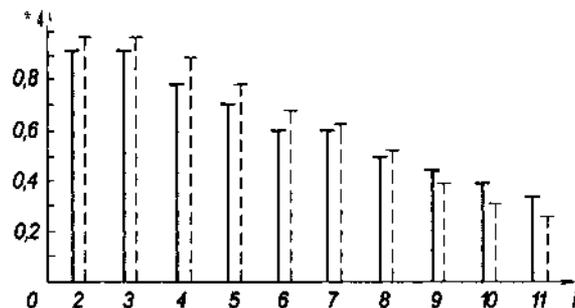
При монтаже ротора на подшипниках качения возникает деформация колец подшипников, при которой изменяется форма дорожек качения. При этом в ряде случаев точность подшипников заметно снижается, что оказывает существенное влияние на точность вращения ротора.

На изменение условий функционирования подшипников при наличии погрешностей элементов подшипникового узла обращалось внимание и ранее. Так, например, в работе [2] на примере подшипников шпиндельных узлов получено интегральное уравнение, определяющее коэффициент  $K_i = Ar_{lebb} I Ar_{lex} (Az_{osk} - \text{некруглость дорожки качения кольца после запрессовки в корпус}; D\gamma^{\wedge} - \text{некруглость посадочных поверхностей кольца и отверстия в корпусе, приведенная к сопряженной поверхности};)$  передачи погрешности для каждой гармоники ряда Фурье (посредством которого был представлен контур поверхности посадочного отверстия) и включающее все параметры, которые характеризуют изменение формы дорожки качения:

$$K_i = \frac{(1-\mu_1^2)r_{1cp}^3}{E_1 I_1} F(\varphi) : \left\{ \left[ -2(\vartheta_1 + \vartheta_2) \cos \varphi \ln \operatorname{tg} \frac{|\varphi|}{2} + (\chi_1 + \chi_2) \sin |\varphi| - 2\vartheta_1 \right] + \frac{(1-\mu_1^2)r_{1cp}^3}{E_1 I_1} F(\varphi) + \frac{(1-\mu_2^2)r_{2cp}^3}{E_2 I_2} F(\varphi) \right\}; \quad (1)$$

где  $\nu$ , и  $E_p$  и  $\nu_2$  и  $E_2$  - коэффициент Пуассона и модуль упругости материала кольца подшипника и корпуса (шпинделя) соответственно;  $r_{хср}$  и  $r_2$  - средние радиусы кольца подшипника и стенки корпуса;  $I_x$  и  $I_2$  - моменты инерции кольца и корпуса, отнесенные к единице длины ( $I_x = L^3/12$ ;  $I_2 = l^3/12$ , где  $L$ , и  $l$  - толщина кольца подшипника и стенки корпуса);  $\nu_{12} = (1 - \nu^{\wedge}) / (m_2 E_{12})$  и  $\nu_2 = (1 - \nu_{12})(1 - 2\nu^{\wedge}) / (2^{\wedge} 2)$  - параметры упругости кольца подшипника и корпуса соответственно;  $cp$  - угол, определяющий положение точки контакта;  $F(p)$  - параметр, зависящий от положения перемещающейся точки на деформированной поверхности и числа зон контакта (т.е. номера  $i$ -той гармоники).

В работе [2] проводилось сравнение значений  $K_i$ , вычисленных по формуле (1), которые сопоставлялись с экспериментальными данными (рис.1).



Р и с. 1. Коэффициенты  $K_i$  передачи погрешности при запрессовке наружных колец подшипников типа 3182110 в корпус из чугуна [2]: сплошные линии - экспериментальные значения, штриховые - расчетные

На основании приведенного графика (рис. 1) авторы работы [2] делают вывод, что на дорожки качения колец подшипников при монтаже в наибольшей степени передаются низкочастотные составляющие погрешности формы (овальность, трех- и четырехгранность).

Однако приведенные в работе [2] результаты получены при целом ряде допущений: кольцо имеет малую изгибную жесткость; радиусы соприкасающихся поверхностей близки; трение между соприкасающимися поверхностями отсутствует и др., что не всегда позволяет достаточно полно учесть особенности работы подшипника в подшипниковом узле.

С учетом вышеизложенного была проведена оценка работы подшипника в узле с неидеальными элементами при моделировании его методом конечных элементов с использованием пакета AnSys, что позволило решить задачу при отсутствии описанных ранее допущений и, в первую очередь, учесть упругие деформации не отдельных колец, а всего узла. Моделировалась запрессовка радиального подшипника идеальной формы в корпус, имеющий отклонение от круглости - овальность, при посадке внутреннего кольца подшипника на овальный вал. Данная модель использовалась также для оценки упругих смещений вала под действием приложенной радиальной нагрузки.

Для моделирования был выбран радиальный шарикоподшипник 217 ГОСТ 8338-75. Особенностью данного подшипника является нечетное число шариков - 11, в связи с чем в декартовой системе этот подшипник симметричен только относительно одной из осей.

Овальность посадочного отверстия и вала моделировались в предположении, что их форма представляет собой эллипс:

$$\frac{x^2}{(d_0 \pm \Delta)^2} + \frac{y^2}{(d_0 \mp \Delta)^2} = 1,$$

где  $d_0$  - номинальный диаметр посадочного отверстия (вала);

$\Delta$  - величина допуска на непостоянство диаметра.

Величина овальности назначалась в пределах допуска на непостоянство диаметра, размер которого, в свою очередь, зависит от класса точности подшипника и поля допуска посадки наружного кольца в корпус и на вал. Посадка выбиралась в зависимости от режима работы и области применения подшипника. Так, например, с учетом того, что при нормальном режиме работы подшипника в случае применения его в металлорежущих станках назначается посадка в корпус J7, на вал - js6. Поле допуска посадочного отверстия корпуса по посадке J7 - 150\*<sub>14</sub> поле допуска вала по посадке js6 составляет 85\*<sub>14</sub>]. Тогда допуск на непостоянство диаметра для отверстия корпуса будет равен 40 мкм / 2 = 20 мкм, а для вала - 22 мкм / 2 = 11 мкм.

Были приняты следующие значения допусков: на непостоянство диаметра посадочного отверстия корпуса - 20 мкм; вала - 11 мкм.

Для машинного эксперимента использовалась плоская модель, так как в данной работе рассматривается только деформация опоры в радиальном направлении; 3D-модель требует больших затрат аппаратных средств и времени. Кроме того, создание нескольких контактных пар, учитывающих касание по поверхности (кольцо-корпус, кольцо-вал) и в точке (шарик-кольцо) в пакете AnSys представляет значительные трудности.

Величина радиальной силы при оценке упругого радиального смещения оси вала

назначалась равной статической грузоподъемности подшипника. Для радиального шарикоподшипника 217 она составляет 83200 Н. С учетом того, что модель подшипника плоская, единичной толщины, для моделирования принято значение радиальной нагрузки, равное 2971 Н, т.е.  $X/L$  от полной статической грузоподъемности ( $L = 28$  мм - ширина подшипника). Направление действия нагрузки совпадает с вертикальной осью декартовой системы координат.

При построении плоской модели в качестве конечного элемента использовался «plane 42». Толщина элемента принималась равной 0,001 м.

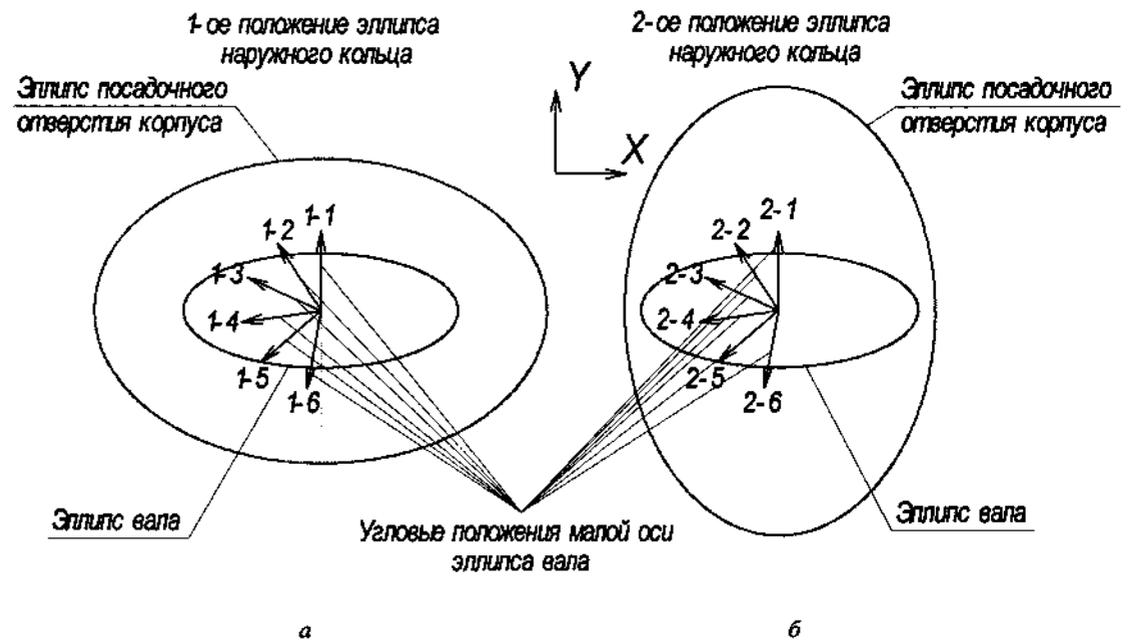
Для оптимизации сетки конечных элементов на поверхностях колец и для возможности использования упорядоченной сетки поверхности были поделены на 22 сектора, по два сектора на каждый шарик: один соответствует зоне контакта шарика с кольцом, другой - участку между шариками, которые затем были склеены. Для создания упорядоченной сетки на шариках каждый из них был разбит на 4 сектора.

При конечно-элементном разбиении модели был выбран глобальный размер конечного элемента в 0,003 м и упорядоченный тип разбивки. Свободная разбивка использовалась для разбиения поверхности вала.

Таким образом, в модели подшипниковой опоры ротора были созданы три контактные пары: между наружным кольцом и корпусом, между наружным кольцом и шариками и между шариками и внутренним кольцом.

Подшипник запрессовывался в корпус, имеющий форму кольца (наружный диаметр равен 0,2 м).

Сепаратор моделировался путем наложения симметрии на линии, совпадающие по направлению с радиус-векторами, соединяющими центры подшипника и каждого из шариков.



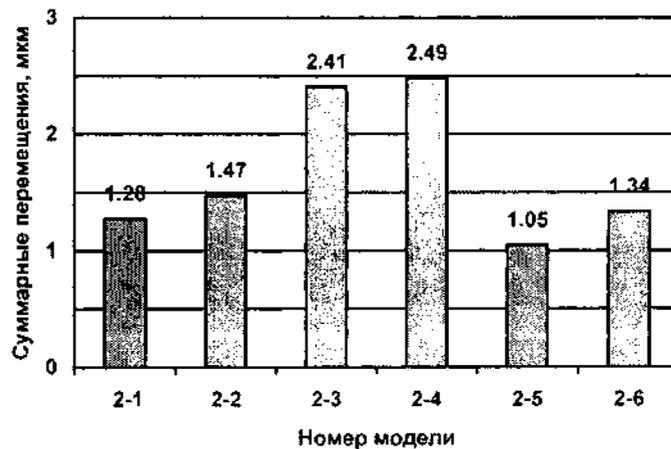
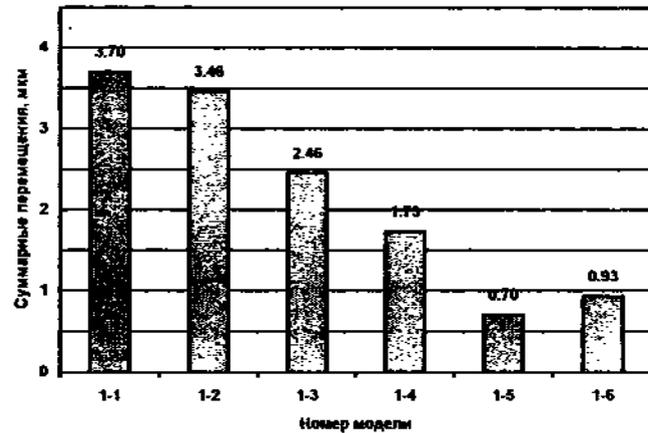
Р и с. 2. Модели сборки опоры



Расчет выполняется в два шага. На первом шаге осуществляется запрессовка в корпус и посадка на вал; на втором - приложение радиальной нагрузки к валу вдоль оси Y в положительном и отрицательном направлении (ниже - положительная и отрицательная нагрузки).

Было создано 24 модели. Двенадцать моделей соответствовали запрессовке подшипника в эллиптическое отверстие корпуса с ориентацией его короткой оси вдоль оси OY принятой декартовой системы координат (рис. 2 а). В других 12 моделях ориентация эллипса посадочного отверстия изменена на 90° (рис. 2 б).

Модели внутри каждой из указанных подгрупп отличались ориентацией эллипса вала: от модели к модели ориентация осей эллипса изменялась на угловой шаг расположения шариков, в связи с чем каждая модель обозначалась: 1-3; 1-4; 2-3 (первая цифра - положение наружного эллипса; вторая - угловое положение эллипса вала) (рис. 2).

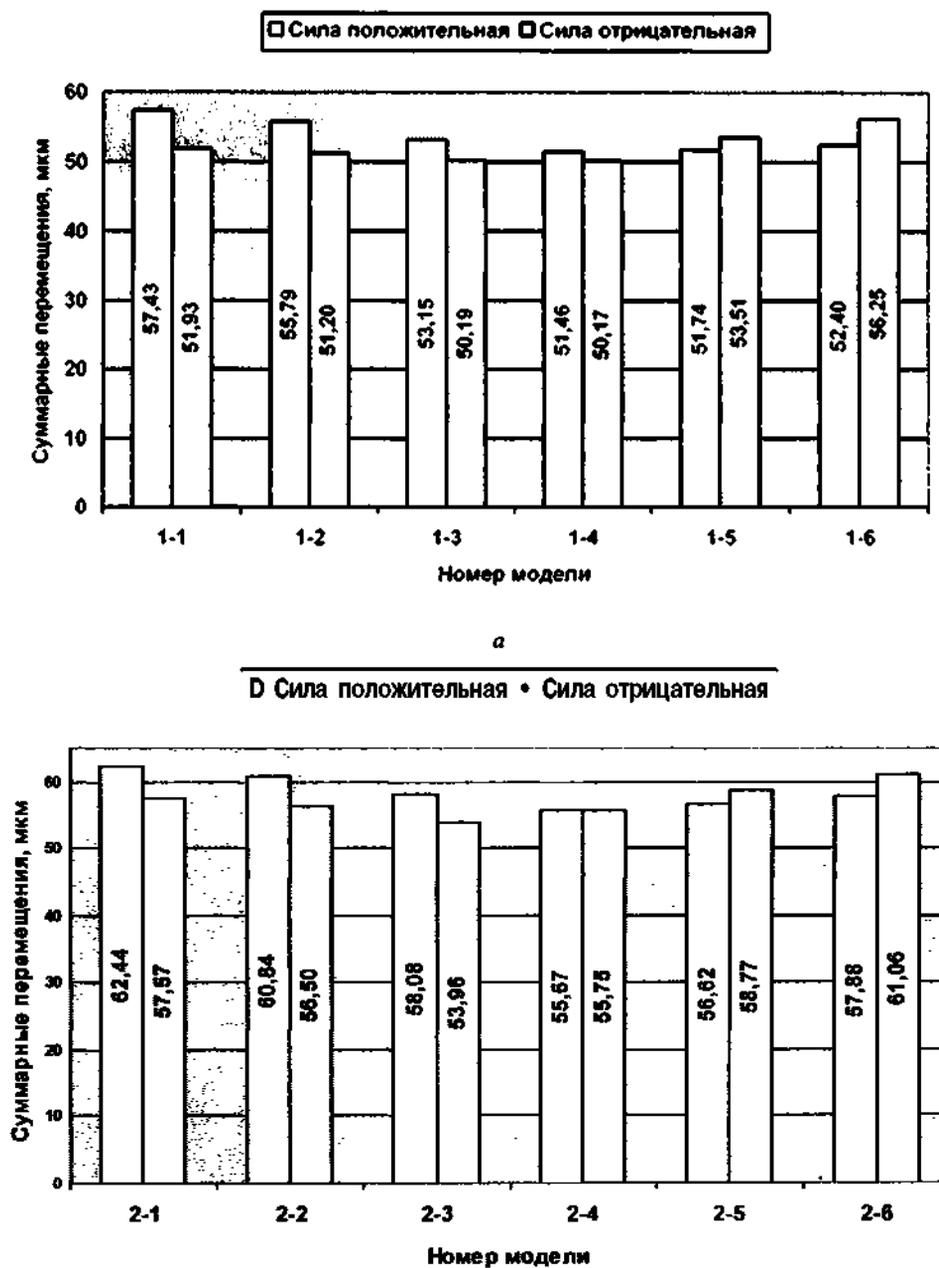


Р и с. 5. Диаграммы смещение центра вала при запрессовке: а - для 1-го положения эллипса отверстия корпуса; б - для 2-го положения эллипса отверстия корпуса

По результату моделирования и расчета оценивались деформации колец подшипника и перемещения центра вала после запрессовки, определяющие точность

вращения ротора (рис. 3), и после приложения нагрузки, позволяющие найти изменения жесткости в радиальном направлении (рис. 4).

Машинный эксперимент подтвердил наличие не только деформации колец, но и смещения оси вала (рис. 3, 4), что связано с изменением взаимной ориентации эллипсов отверстия и вала и расположением шариков.



Р и с. 6. Диаграммы суммарных перемещений центра вала после приложения нагрузки: а- для 1-го положения эллипса отверстия корпуса; б-для 2-го положения эллипса отверстия корпуса

Из диаграмм (рис. 5) видно, что максимальные суммарные смещения центра вала характерны для тех моделей, в которых ориентации эллипсов посадочного отверстия корпуса и вала совпадают.

На рис. 6 представлены диаграммы суммарных перемещений центра вала после приложения нагрузки, из которых следует, что величина суммарного смещения центра вала существенно зависит не только от ориентации эллипсов отверстия и вала, но и от направления действия нагрузки по отношению к расположению шариков. Последний фактор может составить до 9% суммарных упругих смещений

Исходя из данных, полученных при машинном эксперименте, коэффициент  $K$ , предложенный в работе [2], составит величину

$$K = \Delta e_{\text{exp}} / \Delta e_{\text{ec}} = 0,552.$$

Расчетное значение коэффициента  $K$  согласно выражению (1) для того же случая:

$$K = 0,943.$$

Как видно, расхождение между данными машинного эксперимента и данными, полученными аналитически, составляет 59%. Это говорит о том, что допущения, принятые в работе [2] при выводе формулы (1), не учитывают ряд существенных факторов, влияющих на передачу погрешностей деформации колец подшипника при сборке роторного узла.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бальмонт В.Б., Матвеев В.А. Опоры качения приборов. - М.: Машиностроение, 1984. - 240 с.
2. Лизогуб В.А., Фигатнер А.М. Деформация дорожек качения подшипников при монтаже шпиндельных узлов станков // Станки и инструмент - 1970. - №9. - С. 28-30.

*Статья поступила в редакцию 27 августа 2009 г.*

UDC 621.9.06

#### THE FORMATION OF ACCURACY AND STIFFNESS THE BEARING OF THE ROTOR-TYPE UNIT BY ASSEMBLY CONNECTION

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

Samara State Technical University,  
244, Molodogvardeyskaya str., Samara, 443100

*The manufacturing error influence of the rotor-type unit bearings on accuracy of the rotor rotation and his stiffness is considered. Computer experiment, prototyping press-fitting of the bearing in a body and fitting on shaft with the following application of the load, is organized. Score of factors, influencing upon transmission of inaccuracy when deforming rings, is realized.*

**Key words:** rotor, stiffness, accuracy, assembly, imprecision, deformation, displacement, ovality.