

УДК 621.771.01

DOI: 10.30987/article_5d9dc9b8a2e518.28480573

А.В. Королев, д.т.н.,
А.П. Туренко, аспирант
(ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический
университет имени Гагарина Ю.А.», 410054, г. Саратов, Политехническая, 77)
E-mail: science7@bk.ru

Методика определения рациональных параметров процесса формирования опорного кольца подшипника скольжения

Представлена методика определения рациональных параметров процесса формирования опорного кольца подшипника скольжения, используемого в верхней опоре передней подвески автомобилей семейства ВАЗ. Ограничивающими факторами приняты потребная статическая грузоподъемность подшипника, допустимый момент сопротивления его вращению и диаметральные размеры дорожек скольжения колец подшипника.

Ключевые слова: опорное кольцо; диаметр кольца; момент вращения; статическая грузоподъемность; заготовка.

A.V. Korolyov, Dr. Sc. Tech.,
A.P. Turenko, Post graduate student
(FSBEI HE "Gagarin State Technical University of Saratov", 77, Polytechnicheskaya Str., Saratov, 410054)

Procedure for efficient parameter definition of slider bearing supporting ring formation

A procedure for the definition of efficient parameters in the formation of a supporting ring of a slider bearing used in the upper bearing of the front suspension of VAZ motor-cars is presented. As a limiting factor are accepted a required static load-carrying capacity of a bearing, an allowable moment of resistance to its rotation and diameter dimensions of slip tracks bearing rings.

Keywords: supporting ring; ring diameter; moment of rotation; static load-carrying capacity; billet.

В верхней опоре передней подвески автомобилей обычно используется шариковый подшипник. Но при перемещении автомобиля по неровным дорогам шариковый опорный подшипник быстро выходит из строя по причине, так называемого, ложного бринеллирования, т.е. образования на дорожках качения выбоин от шариков. Поэтому в некоторых автомобилях, например HYUNDAI, в верхней опоре передней подвески используется подшипник скольжения.

Авторы предложили несколько конструкций подшипника скольжения [1 – 3] для верхней опоры передней подвески автомобилей семейства ВАЗ – «Калина», «Приора», «Гранта» и др. Одна из них [2] в настоящее время

серийно производится фирмой ООО «Ин-ПродМаш». Конструкция этого подшипника приведена на рис. 1.

Подшипник состоит из верхнего кольца 1, нижнего кольца 2 и опорного кольца 5. Верхнее кольцо 1 и нижнее кольцо 2 выполнены из стеклонаполненного полиамида, что обеспечивает их высокую прочность. Опорное кольцо 5 выполнено из антифрикционных материалов типа фторопласта или полиуретана с наполнителями, которые обладают низким коэффициентом трения. Кольца 1 и 2 во внутренней части имеют симметрично расположенные кольцевые канавки 3 и 4, в которых размещено опорное кольцо 5, а также лабиринтные канавки на внутренней части и на

периферии для защиты от пыли и загрязнений и замок на внутренней части для предотвращения произвольного разбега колец подшипника. Подшипник имеет высоту H и посадочные поверхности диаметрами d и D . Наружный диаметр опорного кольца 5 обозначен через D_f , его высота и толщина – соответственно через h и l .

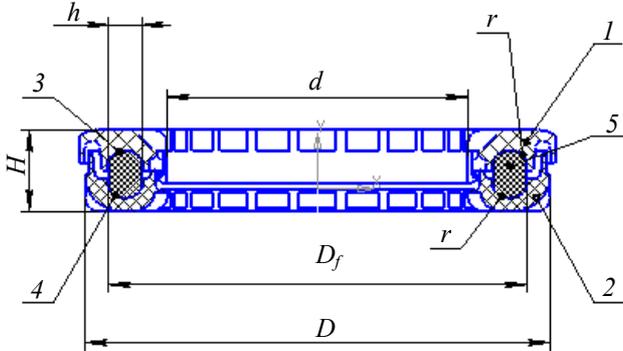


Рис. 1. Конструкция подшипника 1118-2902840Ф с фторопластовым опорным кольцом

Особенностью конструкции подшипника является то, что опорное кольцо выполнено не сплошным, а в виде незамкнутого кольца. Незамкнутые кольца можно изготавливать навивкой из плоской ленты, что резко повышает коэффициент использования материала, по сравнению с изготовлением сплошных колец механическим методом. Кроме того, незамкнутое кольцо в процессе сборки и эксплуатации подшипника может самоустанавливаться относительно рабочих поверхностей подшипника, что повышает нагрузочную способность подшипника, снижает трение и износ.

Изготавливается опорное кольцо из рулонного фторопластового материала Ф-4 толщиной 5 мм. Рулон разрезается на полосы шириной 7 мм. Полосы фрезеруются с 2-х сторон для придания боковым граням закругления радиусом 2,5 мм. Затем полосы навиваются в спираль диаметром 75 мм и разрезаются на отдельные кольца.

Схема навивки опорных колец в спираль приведена на рис. 2.

Между валками 1 и 2 заземлена плоская полоса 3, имеющая закругления по бокам радиусом r . Свободный конец ленты 3 подается во внутреннюю часть скобы 4, имеющую радиус закругления R_S . Ось внутренней части скобы 4 отстоит по вертикали от верхнего вала 1 на величину радиуса R_S .

Валки 1 и 2 контактируют между собой своими ободами. В центральной части рабочей поверхности валков 1 и 2 образован зазор

шириной h . Ширина зазора h меньше толщины δ подаваемой в этот зазор ленты 3 для образования натяга, необходимого для формирования кольца. Кроме того, постоянство зазора h обеспечивает калибровку ленты по толщине.

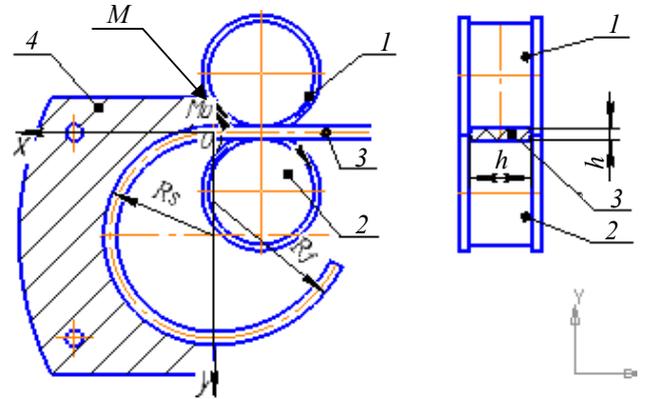


Рис. 2. Схема навивки опорных колец

При вращении валков 1 и 2 лента 3 под давлением валков изгибается, плотно прижимается к полусцилиндрической части скобы 4 и приобретает круглую форму с радиусом изгиба R_S . После выхода из контакта со скобой свободный конец ленты 3 под действием упругих напряжений частично распрямляется, и его фактический радиус становится равным R_f .

Для разработки методики выбора режима навивки опорных колец были выполнены экспериментальные исследования. В качестве контролируемых параметров использовались: наружный диаметр D сформированного кольца, толщина h его стенки, момент сопротивления вращению подшипника M в сборе со сформированным опорным кольцом и статическая грузоподъемность C . Для измерения размеров сформированного кольца использовался штангенциркуль ТО50020 с погрешностью измерения $\pm 0,02$ мм. Момент сопротивления вращению подшипника измерялся с погрешностью $\pm 0,01$ Н·м моментометром DB6N4 ТОНН1 путем поворота подшипника вручную на угол 37° в прямом и обратном направлениях. Измерение статической грузоподъемности подшипника производилось на гидравлическом прессе с регулируемой нагрузкой на штоке, который создает усилие до 100 кН. Контролируемым параметром являлся момент сопротивления вращению подшипника после воздействия на него очередной статической нагрузки. Давление на подшипник увеличивали с начального значения 20 кН с шагом 1,0 кН до тех пор, пока момент сопротивления вращению подшипника не превысит допусти-

мую величину, равную 2,6 Н·м .

Для проведения экспериментальных исследований использовался полный факторный эксперимент 2³. Область определения варьируемых факторов представлена в табл. 1. Значения варьируемых факторов определялись конкретными геометрическими параметрами верхнего и нижнего колец подшипника.

1. Варьируемые факторы и области их определения

Наименование фактора	Обозначения факторов	Кодовые обозначения	Границы области определения	
			нижний	верхний
Радиус шаблона, мм	<i>R</i>	<i>X</i> ₁	28	29
Толщина заготовки, мм	<i>h_z</i>	<i>X</i> ₂	5	5,5
Ширина заготовки, мм	<i>l_z</i>	<i>X</i> ₃	7	7,5

Для удобства обработки результатов эксперимента, варьируемые факторы кодировались и приводились к безразмерным значениям.

В каждой точке плана эксперимента обрабатывались три заготовки. У каждой заготовки после навивки кольца замерялся диаметр в трех равномерно расположенных по окружности сечениях, и вычислялось среднее значение. Затем с этим кольцом собирался подшипник, у которого трижды измерялся момент сопротивления вращению до статического нагружения и после каждого статического нагружения. В журнал планирования операций записывались средние значения из трех измерений.

В качестве математической модели были приняты линейные зависимости показателя обработки от варьируемых факторов. Обработка результатов исследований осуществлялась по методике, изложенной в работах [4, 5]. После проверки адекватности модели осуществлялся переход от кодированных значений к действительным значениям варьируемых факторов, и строилась математическая модель процесса.

На основе экспериментальных исследований получена следующая регрессионная зависимость статической грузоподъемности подшипника от влияющих факторов:

$$C = 123 - 2,5 \cdot R - 3,67 \cdot l, \tag{1}$$

где *C* – статическая грузоподъемность подшипника, кН.

Как видно из равенства (1), толщина заготовки *h* в диапазоне изменений от 5 до 5,5 мм не оказывает значимого влияния на статическую грузоподъемность подшипника и поэтому в равенстве (1) отсутствует.

На рис. 3 приведена зависимость статической грузоподъемности подшипника от радиуса *R* рабочей поверхности инструмента при различных значениях ширины *l* заготовки.

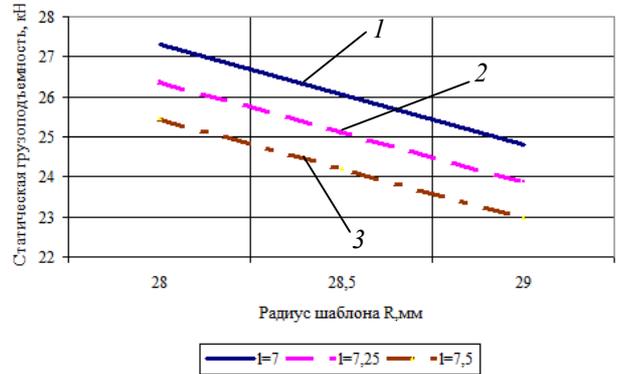


Рис. 3. Зависимость статической грузоподъемности подшипника *C*(*R*, *l*), кН от радиуса *R*, мм инструмента при минимальном (1) *l* = 7,0 мм, среднем (2) *l* = 7,25 мм и максимальном (3) *l* = 7,5 мм значениях ширины заготовки

Как видно из рис. 3, с увеличением радиуса *R* инструмента статическая грузоподъемность подшипника снижается. Объясняется это тем, что при *R* = 28 мм диаметр сформированного рабочего кольца совпадает с диаметром дорожек скольжения колец подшипника, и поэтому обеспечивается плотное прилегание рабочих поверхностей подшипника и минимальная величина контактных напряжений.

С увеличением радиуса инструмента возрастает диаметр сформированного рабочего кольца, и хотя рабочее кольцо подшипника центрируется в канавке нижнего кольца, все же с дорожкой качения наружного кольца центрирование нарушается. Поэтому не обеспечивается плотное прилегание рабочих поверхностей друг к другу, что влечет за собой снижение статической грузоподъемности.

Сказанное подтверждается регрессионной зависимостью диаметра сформированного кольца *D_r* от влияющих факторов:

$$D_r = -67,3 + 3,94 \cdot R + 4,6 \cdot l, \tag{2}$$

и рис. 4 и 5, где показана зависимость диаметра сформированного кольца от радиуса инструмента *R* и ширины заготовки *l*. Как видно из равенства (2), толщина заготовки в указанном ранее диапазоне не оказывает значимого влияния на диаметр сформированного рабочего кольца.

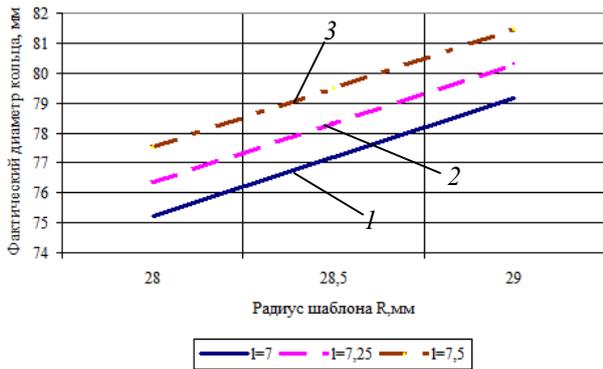


Рис. 4. Зависимость диаметра $D_r(R, l)$, мм от радиуса R , мм инструмента при минимальном (1) $l = 7,0$ мм, среднем (2) $l = 7,25$ мм и максимальном (3) $l = 7,5$ мм значениях ширины заготовки

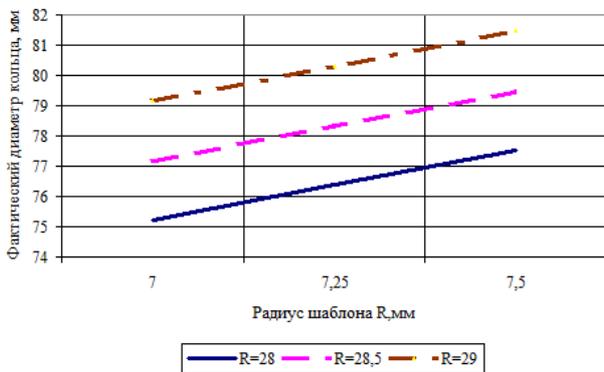


Рис. 5. Зависимость диаметра $D_r(R, l)$ (мм) от ширины l (мм) заготовки при минимальном $R = 28$, среднем $R = 28,5$ и максимальном $R = 29$ (мм) значениях радиуса инструмента

Как видно на рис. 4, диаметр сформированного кольца с увеличением радиуса инструмента R и ширины заготовки l , как и следовало ожидать, возрастает. Это и вызывает снижение статической грузоподъемности. В меньшей степени, чем от радиуса инструмента, диаметр сформированного кольца зависит от ширины заготовки (см. рис. 5). Поэтому, как следует из рис. 6, ширина заготовки оказывает меньшее влияние на статическую грузоподъемность подшипника.

Как видно на рис. 6, с увеличением ширины заготовки в указанном выше диапазоне статическая грузоподъемность изменяется всего на 8 %.

Аналогичное влияние исследуемые факторы оказывают и на момент сопротивления вращению подшипника. На основе экспериментальных исследований получена следующая регрессионная зависимость момента M (Н·м) сопротивления вращения подшипника от варьируемых факторов:

$$M = -8,06 + 0,267 \cdot R + 0,43 \cdot l. \quad (3)$$

На рис. 7 показана зависимость момента

сопротивления вращению подшипника от радиуса R инструмента.

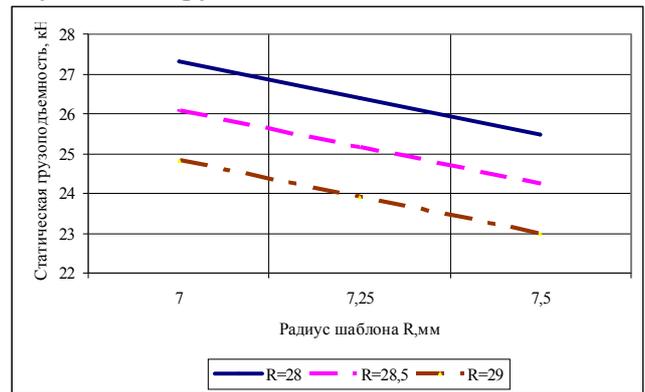


Рис. 6. Зависимость статической грузоподъемности подшипника $C(R, l)$ (мм) от ширины l (мм) заготовки при минимальном $R = 28$, среднем $R = 28,5$ и максимальном $R = 29$ (мм) значениях радиуса инструмента

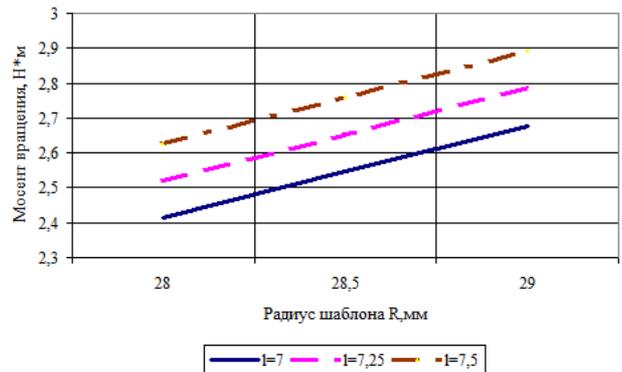


Рис. 7. Зависимость момента сопротивления вращению подшипника $M(R, l)$ (Н*м) от радиуса R инструмента (мм) при минимальном $l = 7$, среднем $l = 7,25$ и максимальном $l = 7,5$ (мм) значениях ширины заготовки

Как видно на рис. 7, зависимость момента сопротивления вращению подшипника от радиуса инструмента напоминает зависимость, приведенную на рис. 4. С возрастанием значения радиуса инструмента момент сопротивления вращения подшипника увеличивается. Объясняется это тем, что с увеличением радиуса инструмента увеличивается диаметр сформированного рабочего кольца, и поэтому рабочая поверхность кольца и дорожка скольжения наружного кольца подшипника неплотно прилегают друг к другу. Несмотря на самоустановку рабочего кольца, все же контакт рабочих поверхностей смещается ближе к кромке дорожки скольжения, и за счет этого кромочного эффекта увеличивается момент сопротивления вращению подшипника.

Практически такой же результат получается и при увеличении ширины заготовки (рис. 8).

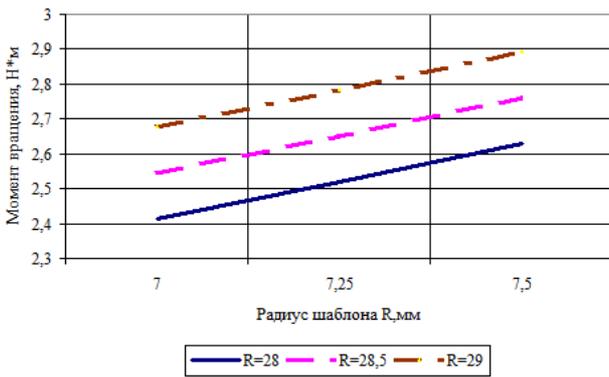


Рис. 8. Зависимость момента сопротивления вращению подшипника $M(R, l)$ (Н*м) от ширины l (мм) заготовки при минимальном $R = 28$, среднем $R = 28,5$ и максимальном $R = 29$ (мм) значениях радиуса инструмента

Как видно на рис. 8, с возрастанием ширины заготовки момент сопротивления вращению подшипника увеличивается. Объясняется это тем, что с возрастанием ширины заготовки увеличивается диаметр рабочего кольца (см. рис. 6), в результате чего рабочие поверхности кольца по дорожке скольжения неплотно прилегают друг к другу, возникают повышенные напряжения контакта, что и приводит к возрастанию момента сопротивления вращению подшипника.

Для определения рациональных значений варьируемых факторов на основе результатов эксперимента была построена математическая модель процесса формирования рабочего кольца:

$$\begin{aligned}
 2,5 \cdot R + 3,67 \cdot l &\leq 123 - C_z; \\
 0,267 \cdot R + 0,43 \cdot l &\leq M_z + 8,06; \\
 R &\leq 29; \\
 R &\geq 28; \\
 l &\leq 7,5; \\
 l &\geq 7.
 \end{aligned} \tag{4}$$

Согласно техническим условиям на изготовление подшипника момент сопротивления вращению подшипника не должен превышать $M_z \leq 2,6$ Н*м, а статическая грузоподъемность подшипника не должна быть меньше $C_z \geq 24$ кН. Искомые параметры имеют ограничения, которые использовались при проведении экспериментальных исследований:

$$28 \leq R \leq 29 \text{ мм и } 7 \leq l \leq 7,5 \text{ мм.}$$

Решая систему неравенств (4), получим:

$$\begin{aligned}
 28 \leq R \leq 28,5 \\
 7 \leq l \leq 7,13.
 \end{aligned}$$

Это допустимый диапазон изменения величин R и l , исходя из ограничений по статической грузоподъемности подшипника и его момента сопротивления вращению. С учетом конструктивных параметров подшипника этот диапазон изменения рассматриваемых вели-

чин тоже вполне приемлем. Поэтому принимаем: $R = 28^{+0,5}$ мм, $l = 7^{+0,1}$ мм.

Ширина заготовки мало влияет на эксплуатационные параметры подшипника, но из конструктивных соображений ее следует использовать равной $h = 5 \pm 0,05$ мм. В противном случае рабочее кольцо либо слишком свободно будет сидеть в кольцевой канавке нижнего кольца подшипника, либо его невозможно будет запрессовать в эту канавку.

Вывод

На основе выполненных исследований можно сделать вывод, что в данных условиях эксперимента необходимо использовать следующие значения параметров навивки опорных колец подшипника скольжения предлагаемой конструкции: радиус шаблона в виде скобы $R = 28^{+0,5}$ мм, ширина заготовки $l = 7^{+0,1}$ мм, толщина заготовки $h = 5 \pm 0,05$ мм. При этих параметрах навивки опорных колец достигаются требуемые эксплуатационные параметры: статическая грузоподъемность подшипника выше или равная 24 МПа, момент сопротивления вращению подшипника меньше или равный 2,6 Н*м.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. RU 171867. Подшипник / Королев А.В., Королев А.А.. Опул. 19.06.2017, Бюл. № 17.
2. RU 183831. Опорный подшипник / Королев А.В., Туренко А.П., Королев А.А. Опул. 04.10.2018, Бюл. № 18.
3. RU 183796. Упорный подшипник скольжения / Королев А.В., Королев А.А., Туренко А.П. Опул. 02.10.2018, Бюл. № 28.
4. Спиридонов, А.А. Планирование экспериментов при исследовании технологических процессов. – М.: Машиностроение, 1981. – 184с.
5. Суслов, А.Г., Федоров, В.П., Нагоркин, М.Н., Пыриков, И.Л. Комплексный подход к экспериментальным исследованиям технологических систем металлообработки по обеспечению параметров качества и эксплуатационных свойств поверхностей деталей машин // Научеёмкие технологии в машиностроении. – 2018. – № 10(88). – С. 3-13.

REFERENCES

1. RU 171867. *Bearing* / Korolyov, A.V., Korolyov, A.A. Published: 19.06.2017, Bull. No.17.
2. RU 183831. *Supporting Bearing* / Korolyov, A.V., Turenko, A.P., Korolyov, A.A. Published: 04.10.2018, Bull. No.18.
3. RU 183796. *Thrust Slider Bearing* / Korolyov, A.V., Korolyov, A.A., Turenko, A.P. Published: 02.10.2018, Bull. No.28.
4. Spiridonov, A.A. *Experiment Planning at Engineering Processes*. – М.: Mechanical Engineering, 1981. – pp. 184.
5. Suslov, A.G., Fyodorov, V.P., Nagorkin, M.N., Pyrikov, I.L. Complex approach to experimental investigations of technological systems of metal working to ensure quality parameters and operation properties of machinery surfaces // *Science Intensive Technologies in Mechanical Engineering*. – 2018. – No.10(88). – pp. 3-13.

Рецензент д.т.н. В.Ю. Блюментейн