

*На правах рукописи*



Мухина Елена Вячеславовна

**ПОВЫШЕНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ УПОРНО-  
РАДИАЛЬНЫХ ШАРИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ ПЕРЕДНЕЙ СТОЙКИ  
АВТОМОБИЛЕЙ ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИИ ИХ  
КОМПЛЕКТОВАНИЯ ПРИ СБОРКЕ**

Специальность 05.02.08 – Технология машиностроения

**Автореферат**  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Ульяновск 2020

Работа выполнена на кафедре «Технология машиностроения» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.»

Научный руководитель: **Королев Андрей Альбертович**  
доктор технических наук, профессор кафедры «ТСУ»  
ФГБОУ ВО «Саратовский государственный  
технический университет имени Гагарина Ю.А.»

Официальные оппоненты: **Семенов Александр Николаевич**, доктор технических наук, профессор кафедры «Технология авиационных двигателей и общего машиностроения» ФГБОУ ВО «Рыбинский государственный авиационный технический университет им. П.А. Соловьева»;

**Шандров Борис Васильевич**, кандидат технических наук, профессор кафедры «Технологии и оборудование машиностроения» ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет»

Ведущая организация: **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Пензенский государственный технологический университет»**

Защита диссертации состоится 25 декабря 2020 г., в 13:00 ч., на заседании объединенного диссертационного совета Д999.003.02, созданного на базе федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Ульяновский государственный технический университет» (ФГБОУ ВО «УлГТУ», почтовый адрес: 432027, г. Ульяновск, ул. Северный венец, д. 32) и федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Тольяттинский государственный университет» (ФГБОУ ВО «ТГУ», почтовый адрес: 445020, г. Тольятти, ул. Белорусская, д. 14) по адресу: г. Ульяновск. Ул. Энгельса, д. 3, первый учебный корпус, ауд. 223.

С диссертацией можно ознакомиться на сайте Ульяновского государственного технического университета, адрес сайта: [www.ulstu.ru](http://www.ulstu.ru)

Автореферат разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета



Веткасов Николай Иванович

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность.** Одним из элементов, непосредственно влияющих на надежность передней стойки автомобиля, является упорный подшипник. Назначение этого подшипника – обеспечение подвижного соединения амортизатора с кузовом машины. Сдерживая отбой переднего амортизатора, подшипник испытывает значительные воздействия ударной нагрузки, и поэтому должен обладать повышенной статической грузоподъемностью и быть стойким к ударам.

Обычно упорные подшипники изготавливаются с углом контакта  $90^\circ$  и рассчитаны лишь для восприятия осевой нагрузки, но под действием радиальной составляющей внешней нагрузки оси верхнего и нижнего колец смещаются относительно друг друга, что вызывает неустойчивое положение подшипника, вибрации, увеличенную нагрузку на тела качения. Возникает люфт между деталями подшипника и шток отклоняется от оси. Результатом этого является разрушение узлов установки колес, ухудшение управляемости автомобиля и снижение безопасности.

По этой причине в конструкции подшипников должна быть предусмотрена возможность восприятия комбинированной нагрузки, а именно иметь угол контакта, который обеспечивает максимальную работоспособность подшипника. Но в существующих нормативных документах не имеется информации об использовании упорно-радиальных подшипников. Из всех стандартов только ГОСТ 29241-91 предусматривает возможность применения упорно-радиального подшипника серии 7800, но реально такие подшипники в передней подвеске не применяются.

Над вопросами комплектования и распределения нагрузки между деталями подшипника работали такие ученые как Л.В. Черневский, М.Н. Сорокин, И.А. Биргер и другие, но научно-обоснованная технология комплектования упорно-радиальных подшипников в процессе сборки отсутствует, что ограничивает возможность повышения эксплуатационных свойств этих подшипников.

Таким образом, вопрос повышения статической грузоподъемности упорно-радиальных подшипников передней подвески автомобилей путем совершенствования технологии комплектования, является актуальным.

**Целью данной работы** является повышение статической грузоподъемности упорно-радиальных подшипников передней стойки автомобилей на основе совершенствования технологии комплектования подшипников в процессе сборки.

Для достижения поставленной цели в работе необходимо было решить следующие задачи:

1. Разработать математическую и компьютерную модель влияния угла контакта тел и дорожек качения на статическую грузоподъемность в однорядном упорно-радиальном шариковом подшипнике, с целью выявления рационального диапазона значений комплектовочных параметров для обеспечения повышенной статической грузоподъемности;
2. Разработать усовершенствованную технологию комплектования упорно-радиальных подшипников по критерию статической грузоподъемности, обеспечивающую повышенное значение статической грузоподъемности;
3. Выполнить экспериментальные исследования и выявить зависимости статической грузоподъемности и момента сопротивления вращения от угла контакта тел и дорожек качения и комплектовочных параметров, позволяющие определить технологические факторы, обеспечивающие комплектование подшипника с рациональным диапазоном угла контакта и повышенную статическую грузоподъемность подшипника.

4. Разработать рабочую инструкцию по обеспечению в процессе комплектования подшипника 1118-2902840 рационального угла контакта, обеспечивающего его повышенную грузоподъемность.

**Объектом исследования** является упорно-радиальный подшипник 1118-2902840, применяемый в опоре передней подвески автомобилей семейства ВАЗ: «Калина», «Приора», «Гранта».

**Предметом исследования** является зависимость статической грузоподъемности упорно-радиального подшипника от угла контакта тел и дорожек качения при комплектовании.

**Научная новизна диссертации:**

1. Разработаны математическая и компьютерная модели влияния угла контакта тел и дорожек качения и других комплектовочных параметров на статическую грузоподъемность в однорядном упорно-радиальном шариковом подшипнике;

2. Получены экспериментальные зависимости статической грузоподъемности и момента сопротивления вращению подшипника от угла контакта тел и дорожек качения и других комплектовочных параметров, которые позволили определить рациональный диапазон значений угла контакта тел и дорожек качения, при котором обеспечивается повышенная статическая грузоподъемность подшипника;

3. Разработана технология комплектования упорно-радиальных подшипников передней стойки автомобилей по критерию статической грузоподъемности, основанная на определении оптимального и допустимых углов контакта тел и дорожек качения, обеспечивающая повышенную статическую грузоподъемность.

**Практическая ценность и реализация работы:** 1) Разработан способ комплектования подшипников, основанный на расчете рационального диапазона значений угла контакта, позволяющий повысить статическую грузоподъемность (патент № 2626800); 2) Разработана «Рабочая инструкция по обеспечению в процессе комплектования подшипника 1118-2902840 рационального угла контакта, обеспечивающего его повышенную грузоподъемность», где предложены рациональные условия осуществления процесса комплектования подшипников 1118-2902840, используемых в верхней опоре передней подвески автомобилей семейства ВАЗ Калина, Приора, Гранта; 3) Предложено специальное устройство для исследования статической грузоподъемности подшипника под действием комбинированной нагрузки на подшипник (патент РФ № 170317); 4) Спроектирована схема автоматической сборочной линии и предложено устройство для засыпки шариков в кольца подшипника при сборке (патент №157388); 5) Результаты работы приняты к внедрению на предприятиях: ООО «Рефмашпром» г. Саратов при производстве подшипников 1118-2902840, используемых в верхней опоре передней подвески автомобилей семейства ВАЗ: Калина, Приора и в НПП НИМ СГТУ имени Гагарина Ю.А. при освоении производства подшипников 1118-2902840; 6) Результаты работы приняты к внедрению в учебный процесс по дисциплине «Ресурсосберегающие технологии машиностроительного производства».

**Методология и методы исследования.** Методологической основой исследования служат основные теоретические положения дисциплин «Технология машиностроения», «Материаловедение», «Сопротивление материалов и теория упругости». Теоретические исследования закономерностей технологического процесса базируются на системном и математическом анализе.

Разработка математической и компьютерной модели проводилась в среде MathCAD V15.

Экспериментальные исследования выполнены с учетом особенностей эксплуатации объекта исследования с использованием высокоточной аттестованной измерительной техники и статистических методов обработки экспериментальных данных в программе Microsoft Excel.

**Оценка достоверности и обоснованность полученных результатов.** Достоверность результатов исследований и обоснованность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается использованием современного оборудования и корректным применением

математического аппарата и вводимых допущений и гипотез, значительным количеством экспериментальных данных и согласованностью результатов теоретических и экспериментальных исследований.

**Личный вклад автора.** Диссертация является научно-квалификационной работой, в которой обобщены результаты исследований, полученные лично автором и в соавторстве. Основная роль в построении математической и компьютерной моделей и теоретических зависимостей, в получении и обработке экспериментальных данных принадлежит автору работы. Обсуждение и интерпретация полученных результатов проводили совместно с научным руководителем.

#### **Положения и результаты, выносимые на защиту:**

1. Математическая и компьютерная модели, описывающие влияние угла контакта тел и дорожек качения и других комплектовочных параметров на статическую грузоподъемность в однорядном шариковом подшипнике;

2. Теоретические и экспериментальные зависимости статической грузоподъемности и момента сопротивления вращению подшипника от угла контакта тел и дорожек качения и других комплектовочных параметров, позволяющие определить технологические факторы комплектования подшипника с рациональным диапазоном угла контакта и повышенной статической грузоподъемностью;

3. Технология комплектования шариковых упорно-радиальных подшипников по критерию статической грузоподъемности, основанная на определении оптимального и допустимых углов контакта тел и дорожек качения и обеспечивающая повышенную статическую грузоподъемность;

4. Рабочая инструкция по обеспечению в процессе комплектования подшипника 1118-2902840 рационального угла контакта, обеспечивающего его повышенную грузоподъемность.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения, списка использованной литературы из 73 наименований, 6 приложений. Диссертационная работа изложена на 113 страницах машинописного текста, содержит 9 таблиц и 27 рисунков.

**Степень достоверности и апробация работы.** Результаты работы докладывались на 14 научно-технических международных и на 1 всероссийской научно-технической конференции. Основные положения работы представлены на конференциях: «Современные технологии и материалы новых поколений» (Томск, 2017 г.); «Современные проблемы науки и образования: вопросы теории и практики» (Самара, 2016 г.); «Научные механизмы решения проблем инновационного развития» (Уфа, 2017 г.); «Инжиниринг Техно 2015» (Саратов, 2015 г.); «Фундаментальные и прикладные исследования в современном мире» (Санкт-Петербург, 2015 г.); «Техника и технологии: пути инновационного развития» (Курск, 2015 г.) и т.д.

**Публикации.** По результатам исследований опубликовано 24 работы, в том числе 5 статей в изданиях, входящих в перечень ВАК РФ, две из которых зарегистрированы в базе данных Scopus. Получены 2 патента на полезную модель и 1 патент на изобретение.

## **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертации, определена цель, сформулирована научная новизна и практическая ценность, изложены основные положения, выносимые на защиту работы.

**В первой главе** отмечены особенности упорно-радиальных шариковых подшипников, выполнен анализ научных источников о законах распределения комбинированной нагрузки в собранном шарикоподшипнике и существующих технологиях их комплектования, а также поставлены задачи исследования.

Вопросом обеспечения точности взаимного расположения рабочих поверхностей деталей подшипников занимались такие ученые как Л.В. Черневский, Н.И. Ворыпаев, В.А. Санинский, М.А. Бонч-Осмоловский, В.Ф. Набатов, М.Н. Сорокин и другие.

В результате анализа было выявлено, что все существующие способы сборки подшипников основаны на методике выбора типа подшипника по критерию статической и динамической грузоподъемности. И согласно этого угол контакта в упорно-радиальных подшипниках выбирается по эквивалентной нагрузке, зависящей от соотношения осевой и радиальной нагрузок. Значения этих углов контакта регламентировано стандартом. Поэтому при комплектовании упорно-радиальных подшипников стремятся обеспечить стандартное значение угла контакта, который в некоторых случаях может не обеспечивать минимальную нагрузку на шарики и максимальную работоспособность подшипника.

Угол контакта в упорно-радиальных подшипниках не регламентирован стандартом, поэтому его значение при комплектовании и сборке подшипников можно выбирать исходя из обеспечения наиболее высоких эксплуатационных свойств.

**Вторая глава** посвящена разработке математической модели формирования угла контакта тел и дорожек качения в подшипнике, разработке компьютерной модели влияния угла контакта и других геометрических параметров на статическую грузоподъемность при комплектовании и анализу полученных результатов.

Схема, по которой производили расчеты, представлена на рисунке 1. Упорно-радиальный подшипник, состоящий из верхнего 1 и нижнего 2 колец, между которыми на дорожках качения размещаются шарики 3. Шарики устанавливаются в сепаратор 4. На поверхность верхнего кольца под углом  $\alpha$  к оси подшипника действует равномерно распределённая нагрузка  $q$ . Нагрузка  $q$  вызывает реакцию опоры  $p$  шариков о дорожки качения, которая действует под углом  $\beta$  к плоскости разъема колец 1 и 2.

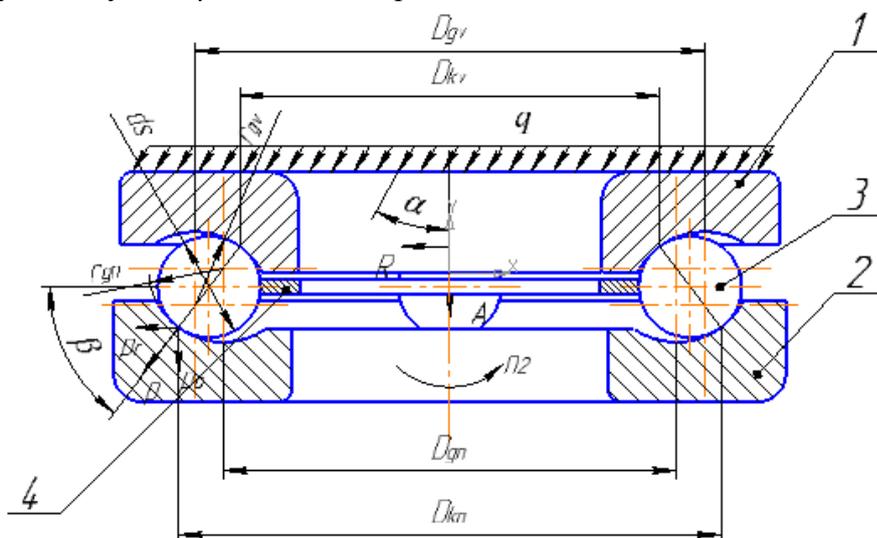


Рисунок 1 – Расчетная схема

Результирующая сила  $p$ , с которой шарик действует на дорожку качения, раскладывается на две составляющие, действующие вдоль оси подшипника  $p_a$  и в перпендикулярном направлении  $p_r$ . Под действием радиальной результирующей силы  $R$  сила  $p$  распределена между шариками неравномерно. Так, на шарик, находящийся в направлении действия нагрузки  $R$ , действует максимальная сила реакции поры  $p = p_{max}$ . Величина этой нагрузки и определяет нагрузочную способность подшипника.

Приняты следующие допущения:

1. Деформация колец под действием внешней нагрузки пренебрежимо мала по

сравнению с локальной деформацией тел и дорожек качения.

2. Осевая составляющая нагрузки на подшипник превышает радиальную составляющую нагрузку,

3. Угол контакта тел и дорожек качения в подшипнике пренебрежимо мало зависит от деформации тел и дорожек качения.

4. Максимальная нагрузка на шарики определяется по методике Королева А.В. и Королева А.А.

Для нахождения максимальной нагрузки на шарики воспользуемся одной из формул в выражении (1):

$$p_m = \frac{A \cdot m_a(c)}{z \cdot \sin \beta}$$

$$p_m = \frac{R \cdot m_r(c)}{z \cdot \cos \beta}, \quad (1)$$

где  $z$  – число шариков в шарикоподшипнике;

$m_r(c)$  и  $m_a(c)$  – коэффициенты, зависящие от соотношения радиальной и осевой нагрузкой и угла контакта  $\beta$ , определяемые по формулам:

$$m_r(c) = \frac{z \cdot (c+1)^{\frac{3}{2}}}{\sum_{i=0}^{z-1} \left( c \cos\left(\varphi_o + i \cdot \frac{2\pi}{z}\right) + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \cos\left(\varphi_o + i \cdot \frac{2\pi}{z}\right)} \quad (2)$$

$$m_a(c) = \frac{z \cdot (c+1)^{\frac{3}{2}}}{\sum_{i=0}^{z-1} \left( c \cos\left(\varphi_o + i \cdot \frac{2\pi}{z}\right) + 1 \right)^{\frac{3}{2}}}, \quad (3)$$

где  $c$  – неизвестное число, которое находится путем решения системы уравнений (1);

$\varphi_o$  – начальный угол расположения шариков.

Задаваясь значениями  $c$ , которые не могут превышать единицы ( $0 \leq c \leq 1$ ), по формулам (2) и (3) находим значения  $m_a(c)$  и  $m_r(c)$ , затем строим таблицу 1 значений  $m_a(c)$ ,  $m_r(c)$  и  $m_r(c)/m_a(c)$  от значения  $c$ .

Таблица 1 – Таблица значений коэффициентов  $m_r(c)$ ,  $m_a(c)$  и  $m_r(c)/m_a(c)$

	$z$	$c$										
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$m_r(c)$	40	$\infty$	15,39	8,77	6,61	5,55	4,94	4,55	4,29	4,11	3,99	3,91
$m_a(c)$		1	1,15	1,31	1,46	1,61	1,75	1,89	2,03	2,15	2,26	2,36
$m_r(c)/m_a(c)$		$\infty$	13,36	6,72	4,53	3,45	2,82	2,40	2,12	1,91	1,76	1,66

Рассчитываем по формуле (4) коэффициент  $m(c)$ , который сравниваем со значением  $m_r(c)/m_a(c)$  из таблицы и принимаем наиболее близкое.

$$m(c) = \frac{A \cdot \cos \beta}{R \cdot \sin \beta} \quad (4)$$

Данная методика неудобна тем, что коэффициенты максимальной нагрузки  $m_a(c)$  и  $m_r(c)$  зависят от угла контакта  $\beta$  в неявном виде, а сами значения  $c$  имеют дискретные значения. Установлено, что число шариков не оказывает практического влияния на значения  $m_a(c)$  и  $m_r(c)$ , поэтому в выражениях (2, 3) знаменатели можно заменить интегральными выражениями:

$$m_a(c) = \frac{2\pi \cdot (c+1)^{\frac{3}{2}}}{\int_0^{2\pi} (c \cos(\varphi) + 1)^{\frac{3}{2}} d\varphi} = \frac{2\pi \cdot (c+1)^{\frac{3}{2}}}{I_1(c)}, \quad (5)$$

$$m_r(c) = \frac{2\pi \cdot (c+1)^{\frac{3}{2}}}{\int_0^{2\pi} (c \cos(\varphi) + 1)^{\frac{3}{2}} \cos(\varphi) d\varphi} = \frac{2\pi \cdot (c+1)^{\frac{3}{2}}}{I(c)},$$

Зависимость передаваемой нагрузки на тела качения от угла контакта в подшипнике носит экстремальный характер, то есть существует такое значение угла контакта тел и дорожек качения  $\beta_0$ , при котором при заданной внешней нагрузке обеспечивается минимальная нагрузка на наиболее нагруженный шарик, и, как следствие, максимальная статическая грузоподъемность шарикоподшипника.

Полученное уравнение (6), позволяет определить экстремальное значение  $\beta_0(\beta, Kr)$

$$\begin{aligned} & 3Kr \sin \beta \cdot I_1^2(g(\beta, Kr)) - 2Kr \sin \beta \cdot g(\beta, Kr) \cdot I_1'(g(\beta, Kr)) \cdot I_1(g(\beta, Kr)) - \\ & - 2Kr \sin \beta_0 \cdot I_1'(\beta, Kr) \cdot I_1(g(\beta, Kr)) - 2g(\beta, Kr) \cos^3 \beta I_1'(g(\beta, Kr)) I_1(g(\beta, Kr)) + \\ & + 2 \cos^3 \beta \cdot g(\beta, Kr) \cdot I(g(\beta, Kr)) I_1'(g(\beta, Kr)) - 2 \cos^3 \beta \cdot I(g(\beta, Kr)) I_1(g(\beta, Kr)) + \\ & + 2 \cos^3 \beta \cdot I(g(\beta, Kr)) I_1'(g(\beta, Kr)) = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Зная величину максимальной нагрузки на шарики, можно определить максимальное контактное напряжение, возникающее между шариками и дорожками качения по формуле Герца:

$$\sigma_m = \frac{1,145}{\pi \cdot \mu \cdot \nu} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{\sum \rho}{\eta}\right)^2} \cdot p_m. \quad (7)$$

Если в выражение (7) взамен  $\sigma_m$  подставить твердость НВ материала дорожек качения, то из этого равенства можно найти максимальную нагрузку на шарики, при которой на дорожках качения остается вмятина от шариков:

$$p_m = \frac{2}{3} (\pi \cdot \mu \cdot \nu)^3 \cdot HB^3 \cdot \left(\frac{\eta}{\sum \rho}\right)^2. \quad (8)$$

Так как величина  $p_m$  выражается через внешнюю нагрузку равенством (1), то подставив это равенство в зависимость (8) определим эквивалентную нагрузку на подшипник:

$$P_s = \frac{2 \cdot z \cdot \sin \beta}{3 \cdot m_a(c)} (\pi \cdot \mu \cdot \nu)^3 \cdot HB^3 \cdot \left(\frac{\eta}{\sum \rho}\right)^2, \quad (9)$$

где  $\eta = (1 - m_1^2)/E_1 + (1 - m_2^2)/E_2$ ,  $m_1$  и  $m_2$  – коэффициенты Пуассона материала шариков и колец подшипника;  $E_1$  и  $E_2$  – модули упругости материала шариков и колец подшипника, МПа;

$\sum \rho = 4/d_s - 1/r_g$ , 1/мм; *HВ*- твердость материала колец, *HВ*;  $\mu$  и  $\nu$  – табличные коэффициенты.

Из рисунка 1 видно, что угол контакта зависит от радиусов дорожек качения, диаметров шариков и величины смещения диаметров дорожек качения:

$$\beta = \arccos\left(\frac{0,5 \cdot \Delta D}{r_{gv} + r_{gn} - d_s}\right), \quad (10)$$

где  $\Delta D$  - разность диаметров дорожек качения, мм.

Номинальное значение осевого зазора в упорно-радиальном подшипнике, при котором угол контакта равен углу  $\beta = \beta_o$  :

$$\Delta_o = k_g \cdot d_s (1 - \cos \beta_o), \quad (11)$$

где  $d_s$  – номинальный диаметр шариков в шариковом подшипнике;

$k_g$  – коэффициент пропорциональности:  $k_g = (0,52 \div 0,53) \cdot d_s$

Зная максимальные и минимальные значения осевого зазора

$$\Delta = \Delta_o \pm \delta_\Delta, \quad (12)$$

значения радиусов дорожек качения

$$r_g = 0,52d_s \pm \delta_g \quad (13)$$

и значения диаметров тел качения

$$d_{sf} = d_s \pm \delta_s, \quad (14)$$

несложно определить колебания нагрузки на шарики.

Разброс диаметров тел качения, устанавливаемых в подшипник, определяем по формулам:

$$\begin{aligned} d_{sv} &= \frac{1}{2}(D_{vo} + \delta_v - D_{no} + \delta_n - \Delta_o + \delta_\Delta) \\ d_{sn} &= \frac{1}{2}(D_{vo} - \delta_v - D_{no} - \delta_n - \Delta_o - \delta_\Delta), \end{aligned} \quad (15)$$

где

$$\begin{aligned} D_v &= D_{vo} \pm \delta_v ; \\ D_n &= D_{no} \pm \delta_n , \end{aligned} \quad (16)$$

Из (15) имеем:

$$\delta_s = \frac{1}{2}(d_{sv} - d_{sn}) = \frac{1}{2}(\delta_v + \delta_n + \delta_\Delta). \quad (17)$$

Если в выражение (11) подставить равенства, полученные в (12) – (15) и (17) получим уравнение для расчета максимальных и минимальных значений угла контакта тел и дорожек качения шарикового подшипника, а из выражения (10) – нагрузки на тела качения.

$$\begin{aligned} \beta_{\min} &= \arccos\left(1 - \frac{0,5\Delta_{\max}}{2 \cdot r_g - ds_{\max}}\right) \\ \beta_{\max} &= \arccos\left(1 - \frac{0,5\Delta_{\min}}{2 \cdot r_g - ds_{\min}}\right) \end{aligned} \quad (18)$$

$$P_{s \max} = \frac{2 \cdot z \cdot \sin \beta_{\min}}{3 \cdot m_a(c)} (\pi \cdot \mu \cdot \nu)^3 \cdot HB^3 \cdot \left( \frac{\eta}{0,412} \right)^2;$$

$$P_{s \min} = \frac{2 \cdot z \cdot \sin \beta_{\max}}{3 \cdot m_a(c)} (\pi \cdot \mu \cdot \nu)^3 \cdot \sigma_t^3 \cdot \left( \sum \rho_{\max} \right)^2. \quad (19)$$

Разработанная в среде MathCAD компьютерная модель формирования статической грузоподъемности упорно-радиального шарикоподшипника при комплектовании и сборке позволяет определить при заданных условиях работы подшипника максимальную статическую грузоподъемность.

Исходными данными являются заданные чертежом параметры:  $d_s$  – диаметр шариков, мм;  $r_g$  – радиус желоба, мм;  $\delta_g$  – допуск на радиус желоба, мм;  $D_v$  и  $D_n$  – диаметры желоба верхнего и нижнего колец, мм;  $\delta_v$  и  $\delta_n$  – допуски на диаметр желоба верхнего и нижнего колец, мм;  $E_{g,s}$  – модуль упругости материала, МПа;  $m$  – коэффициент Пуассона,  $HB$  – твердость материала колец, HB;  $R$  и  $A$  – радиальная и осевая составляющие внешней нагрузки, Н;  $z$  – число шариков в шарикоподшипнике, шт.

Проведенные теоретические исследования позволили выявить зависимость статической грузоподъемности от угла контакта тел и дорожек качения (рисунок 2).

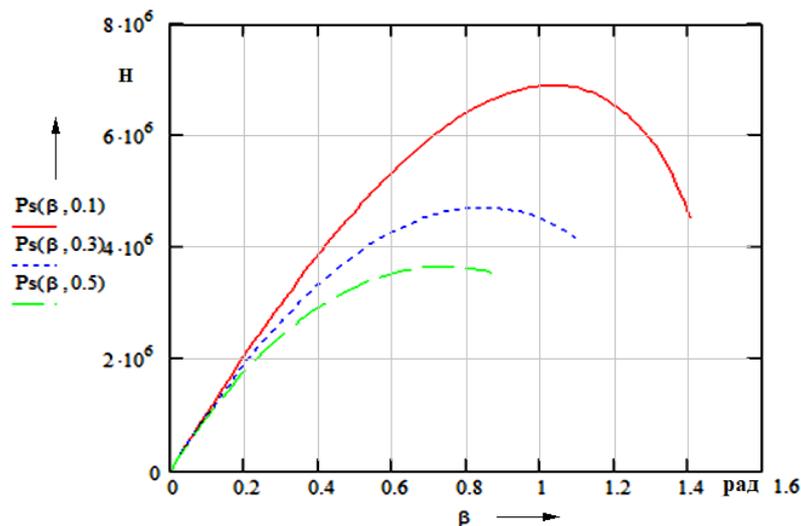


Рисунок 2 – Зависимость статической грузоподъемности  $P_s(\beta(K_r))$  (Н) упорно-радиального шарикоподшипника от угла контакта  $\beta$  (рад.) и соотношения  $K_r = R/A$  радиальной  $R$  и осевой  $A$  составляющих внешней нагрузки: сплошная линия –  $K_r = 0,1$ ; линия, обозначенная точками –  $K_r = 0,3$ ; пунктирная линия –  $K_r = 0,5$ .

По графику можно наблюдать экстремальную зависимость угла контакта на статическую грузоподъемность. Это объясняется существованием оптимального угла контакта  $\beta_0$ , при котором подшипник может воспринимать максимальную нагрузку.

Отношение радиальной составляющей нагрузки к осевой  $K_r$  (0,1; 0,3; 0,5) также оказывает влияние на значение оптимального угла контакта  $\beta_0$ . При уменьшении  $K_r$  снижается значение оптимального угла контакта  $\beta_0$ , при котором шарики воспринимают максимальную нагрузку. Так, при  $K_r = 0,1$  и угле контакта  $\beta$ , варьируемым от 1 рад до 1,05 рад ( $57,29^\circ - 60,1^\circ$ ), значение максимальной статической грузоподъемности  $P_s$  равно  $6,8 \cdot 10^6$  Н, а при  $K_r = 0,5$  и

угле контакта, варьируемым от  $0,7$  рад до  $0,75$  рад ( $40^\circ - 42,9^\circ$ ), максимальное значение статической грузоподъемности  $P_s$  составляет  $3,7 \cdot 10^6$  Н.

Разработанная программа позволяет выявить зависимость статической грузоподъемности от угла контакта тел и дорожек качения и в диалоговом режиме определять сочетания значений параметров комплектующих деталей, при которых значение угла контакта будет находиться в рациональном диапазоне.

**В третьей главе** представлена методика и условия проведения экспериментальных исследований, обоснован выбор объекта и средств исследований и разработана конструкция экспериментальной установки.

В качестве объекта исследований использовали подшипник 1118-2902840, применяемый в качестве верхней опоры передней подвески автомобилей семейства ВАЗ – Калина, Гранта, Приора. Экспериментальная установка выполнена на базе вертикально-сверлильного станка 2Н125Л и позволяет контролировать скорость вращения подшипника и величину нагрузки.

Предложен способ измерения угла контакта в подшипнике по линии контакта шариков с дорожками качения. Поверхности дорожек качения предварительно покрывают тонким слоем цветной пудры или сажи, затем подшипник собирают. К подшипнику прикладывали нагрузку, равную  $100$  Н, а кольцам сообщали вращение относительно друг друга. После подшипник разбирали, измеряли диаметры линий контакта шариков с дорожками качения  $D_{kv}$  и  $D_{kn}$  при помощи оптического микроскопа CARL ZEISS JENA 2628 DDK, инструментального микроскопа БМИ-1 и рассчитывали угол контакта по формуле

$$\beta = \arccos \frac{0,5 \cdot (D_{kv} - D_{kn})}{d_s}. \quad (20)$$

Предложенный способ определения угла контакта в подшипнике прост, точен и удобен в практическом применении. Исследования показали, что отклонение расчетного значения угла контакта  $\beta_r$  от фактического значения  $\beta_f$  составляет не более  $\pm 3\%$ , что делает возможным его применение на практике.

Для исследования влияния угла контакта в подшипнике на его нагрузочную способность было изготовлено в одинаковых условиях 5 групп по 5 подшипников в каждой группе с углами контакта:  $\beta = 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 70^\circ, 80^\circ$ .

Заданный угол контакта обеспечивается разницей диаметров дорожек качения верхнего и нижнего кольца  $\Delta D = D_n - D_v$ . Для этого применяли способ лобового шлифования дорожек качения при правке шлифовального круга алмазным роликом. Алмазный ролик исключает влияние радиуса профиля дорожек качения на угол контакта, так как позволяет воспроизводить при правке постоянный профиль рабочей поверхности шлифовального круга.

Подшипник устанавливали в специальное приспособление (рисунок 3), чем обеспечивали приложение внешней сосредоточенной нагрузки под углом  $7,5^\circ$ . Начальная статическая нагрузка составляла  $4000$  Н, время выдержки –  $10$  с. Затем подшипник разбирали. Если на поверхности дорожек качения отсутствовала пластическая деформация от шариков, то подшипник снова собирали, а нагрузку увеличивали на  $100$  Н. За критическую нагрузку принимали нагрузку, предшествующую той, при которой на дорожках качения остаются пластические вмятины от шариков. После окончания испытания на статическую грузоподъемность у каждой пары колец замеряли диаметр линии контакта тел и дорожек качения, и по формуле (20) рассчитывали фактический угол контакта.

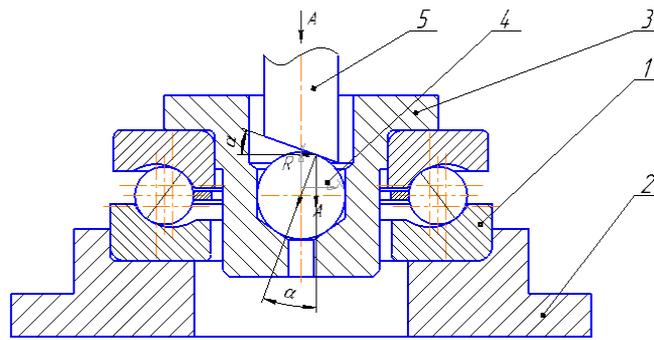


Рисунок 3 – Конструкция устройства для определения статической грузоподъемности упорно-радиального шарикоподшипника при комбинированной нагрузке: 1 – подшипник; 2 – основание; 3 – оправка; 4 – шар; 5 – упор.

Для наглядного представления полученных результатов построены графические зависимости (рисунки 4–7).

Приведенная на рисунке 4 зависимость угла контакта в подшипнике от разности диаметров дорожек качения верхнего и нижнего колец демонстрирует, что при разнице диаметров равной 0,035 мм и 0,129 мм разброс значений фактического угла контакта в нагруженном подшипнике имеет большие значения. Вероятно, это связано с неустойчивым положением шариков, величиной упругих деформаций или величиной сдвига верхнего кольца при крайних значениях угла контакта.

Представленная зависимость имеет нелинейный характер, так как масштаб по оси абсцисс не является равномерным. Расчетные значения угла контакта находятся в пределах поля рассеивания замеренных значений.

На рисунке 5 представлена зависимость критической нагрузки от угла контакта в подшипнике, подтверждающая теоретические выводы о существовании оптимального угла контакта, при котором подшипник выдерживает максимальную нагрузку.

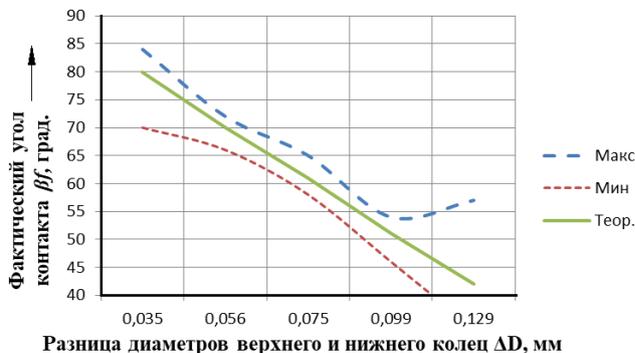


Рисунок 4 – Зависимость угла контакта в подшипнике от разницы диаметров дорожек качения

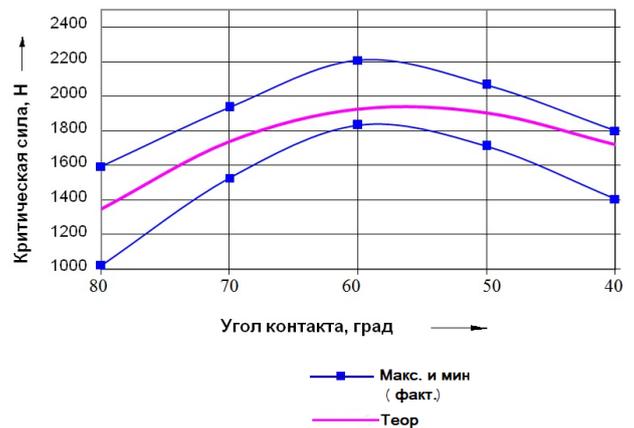


Рисунок 5 – Зависимость критической нагрузки от угла контакта в подшипнике

Этот вывод также подтверждается зависимостями величины радиального смещения верхнего кольца подшипника и момента сопротивления вращению от угла контакта, представленные на рисунке 6 и 7. Видно, что с уменьшением угла контакта до некоторого значения величина смещения верхнего и нижнего колец сначала практически не меняется, а при угле контакта  $40^\circ$  резко возрастает из-за сдвига верхнего кольца относительно нижнего. Малая

величина радиального смещения колец при угле контакта, равным  $80^\circ$ , объясняется упругой деформацией зоны контакта дорожек и тел качения.

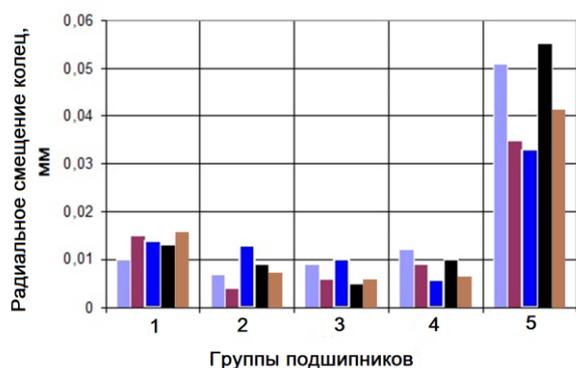


Рисунок 6 – Влияние угла контакта  $\beta$  на радиальное смещение колец  $\delta$ : 1 группа –  $\beta=80^\circ$ ; 2 группа –  $\beta=70^\circ$ ; 3 группа –  $\beta=60^\circ$ ; 4 группа –  $\beta=50^\circ$ ; 5 группа –  $\beta=40^\circ$ ;

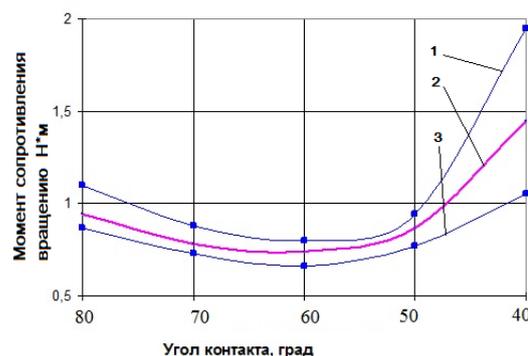


Рисунок 7 – Влияние угла контакта  $\beta$  на момент сопротивления вращению  $M_t$ : 1,3 – максимальные и минимальные фактические значения; 2 – среднее расчетное значение

Таким образом, выполненные экспериментальные исследования подтверждают теоретические выводы о существовании оптимального угла контакта тел и дорожек качения в подшипнике и экстремального характера влияния угла контакта на значение статической грузоподъемности и момента сопротивления вращению.

**В четвертой главе** на основе теоретических и экспериментальных исследований разработана технология комплектования упорно-радиальных подшипников по критерию статической грузоподъемности и предложен алгоритм комплектования упорно-радиальных и радиально-упорных подшипников, обеспечивающий их повышенную грузоподъемность.

Алгоритм процесса комплектования состоит в следующем:

1. Определение исходных данных (направление и величина нагрузки на подшипник, материал тел и дорожек качения, габариты подшипника: наружный диаметр  $D$  мм; внутренний диаметр  $d$  мм и высота  $H$  мм).

2. Уточнение номинального диаметра шариков по формуле (21), номинальных значений размеров дорожек качения и допуски на них.

$$d_s = (0,4 \div 0,5) \cdot (D - d), \quad (21)$$

3. Определение допустимых пределов угла контакта в подшипнике:

$$\arctg\left(1,76 \cdot \frac{A}{R}\right) \leq \beta \leq 90. \quad (22)$$

4. Определение номинальной величины осевого зазора в подшипнике:

$$\Delta_o = k_g \cdot d_s (1 - \cos\beta_o) \quad (23)$$

и числа шариков в шарикоподшипнике:

$$0,9\pi \cdot \frac{D_o}{d_s} \leq z \leq 0,6\pi \cdot \frac{D_o}{d_s}, \quad (24)$$

где  $D_o$  – диаметр расположения шариков, равный:

$$D_o = \frac{1}{2}(D + d) \quad (25)$$

5. Определяют минимальный и максимальный допустимый угол контакта в подшипнике как функцию минимально допустимой грузоподъемности подшипника:

$$\beta_{\max, \min} = f(P_{s\min}). \quad (26)$$

6. Определяют допустимый диапазон варьирования значений разности диаметров дорожек качения:

$$\delta_{\Delta} = 2 \cdot d_s \cdot (2 \cdot k_g - 1) \cdot (\cos \beta_{\min} - \cos \beta_{\max}). \quad (27)$$

7. Определяют число размерных групп тел качения или колец подшипников:

$$n = \frac{\delta_v + \delta_n}{\delta_{\Delta}}. \quad (28)$$

Предложенный алгоритм позволяет определить влияние различных факторов на статическую грузоподъемность упорно-радиальных подшипников и целенаправленно корректировать значения влияющих факторов, с целью достижения требуемой статической грузоподъемности.

**В пятой главе** подтверждена адекватность математической модели. Для подтверждения эффективности предлагаемой технологии комплектования, были проведены два вида испытания подшипников: на статическую грузоподъемность и ресурсные стендовые испытания.

На базе ООО «Рефмашпром» на стенде устанавливались и испытывались одновременно 2 подшипника, собранные по рекомендациям, изложенным в документе: «Рабочая инструкция по формированию в процессе комплектования подшипника 1118-2902840 рационального угла контакта, обеспечивающего его повышенную грузоподъемность». Испытания на стенде проводились при осевой нагрузке, равной 5000 Н, угол качения подшипника составлял  $\pm 37^\circ$ , а частота, качения равнялась 2Гц. Результаты анализа показали, что сборка подшипников в соответствии с рекомендациями, а именно с обеспечением рационального угла контакта тел и дорожек качения позволяет выдержать 2250000 циклов работы. При этом значение момента сопротивления вращению не превышало 0,4 Нм.

Второй вид испытаний на статическую грузоподъемность выполнялся с целью выявления повышения статической грузоподъемности при использовании предлагаемой технологии комплектования. Испытания несли сравнительную характеристику двух партий подшипников по 6 штук: с углом  $90^\circ$  и  $62^\circ$ .

Испытания выполнялись в СГТУ им. Гагарина Ю.А. в лаборатории «ОНИЛ ТАПС» при помощи гидравлического пресса, который обеспечивал регулируемую нагрузку. В течение 30 с от штока на подшипник действовала нагрузка через шарик. Образец снимали со стенда и осматривали на наличие пластических деформаций, следов на дорожках качения. После тестирования всех 6 подшипников подсчитывали среднее значение статической грузоподъемности и максимальную разницу в значениях грузоподъемности у всех испытываемых подшипников. За статическую грузоподъемность испытываемой партии подшипников принимали минимальное из замеренных значений.

В таблице 2 отражены результаты испытаний:

Таблица 2 – Значения величины статической грузоподъемности сравниваемых партий подшипников

Номер партии	Статическая грузоподъемность, Н	Максимальное значение выдерживаемой нагрузки, Н
1 партия ( $\beta=90^\circ$ )	7200	10400
2 партия ( $\beta=62^\circ$ )	12500	16300

Как видно, статическая грузоподъемность испытываемых подшипников второй партии на 42,4% выше статической грузоподъемности первой партии серийных подшипников.

Максимально выдерживаемая нагрузка второй партии также существенно выше выдерживаемой нагрузки второй партии. Это подтверждает значительное влияние угла контакта в подшипнике на его статическую грузоподъемность.

Разработаны схема автоматической сборочно-комплектовочной линии упорно-радиальных подшипников и рабочая инструкция по обеспечению в процессе комплектования подшипника 1118-2902840 рационального угла контакта, обеспечивающего его повышенную грузоподъемность, и расчет технико-экономической эффективности результатов исследования.

Показано, что областью практического применения полученных результатов является подшипниковое производство. Подшипники с повышенной грузоподъемностью, изготовленные по предлагаемой технологии, могут найти применение в приборостроении, в производстве бытовой техники, в автомобильной промышленности, самолетостроении, ракетостроении и других областях.

Внедрение результатов осуществлялось в ООО «Рефмашпром», осуществляющего производство крупными сериями автомобильных подшипников 1118-2902840, устанавливаемых в верхней опоре передней стойки автомобилей ВАЗ «Калина», «Приора», «Гранта». Кроме того, результаты исследований приняты НПП НИМ СГТУ, осваивающем производство этих подшипников мелкими сериями. К внедрению принята «Рабочая инструкция по формированию в процессе комплектования подшипника 11182902840 рационального угла контакта, обеспечивающего его повышенную грузоподъемность». Результаты исследований также внедрены в курс лекций по дисциплине М.1.3.4.1 «Ресурсосберегающие технологии машиностроительного производства» направления магистерской подготовки 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств».

Расчет экономического эффекта от практического использования предложенной технологии осуществлялся с учетом повышения качества подшипников, позволяющего не менее чем на 10% повысить цену подшипника и увеличить его продажи.

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

В диссертации решена научная задача, имеющая большое значение для технологии машиностроения, которая заключается в разработке и исследовании закономерностей комплектования шариковых подшипников и создания на этой основе научно-обоснованной технологии комплектования упорно-радиальных подшипников по критерию статической грузоподъемности.

Получены следующие **научные и практические результаты**:

1. Разработана математическая модель влияния угла контакта тел и дорожек качения и других комплектовочных параметров на статическую грузоподъемность в однорядном упорно-радиальном шариковом подшипнике, которая позволяет определить рациональный диапазон значений комплектовочных параметров;

2. Разработана компьютерная модель формирования статической грузоподъемности упорно-радиального шарикоподшипника при комплектовании и сборке;

3. Получены экспериментальные зависимости статической грузоподъемности и момента сопротивления вращению подшипника от угла контакта тел и дорожек качения и других комплектовочных параметров, которые позволили определить рациональный диапазон значений угла контакта тел и дорожек качения, при котором обеспечивается повышенная статическая грузоподъемность подшипника

4. Предложена новая технология комплектования упорно-радиальных шарикоподшипников по критерию статической грузоподъемности подшипника на основе математического моделирования процесса комплектования и способа комплектования упорно-радиальных подшипников;

5. Разработана рабочая инструкция по практическому применению предложенной технологии в промышленности;
6. Разработано устройство для определения статической грузоподъемности упорно-радиальных шарикоподшипников, находящихся под комбинированной внешней нагрузкой;
7. Предложена схема эффективной автоматизированной линии для осуществления процесса комплектования упорно-радиальных шарикоподшипников;
8. Приведен расчет технико-экономической эффективности промышленного применения предложенной технологии на подшипниковых предприятиях.

### **Список трудов**

#### **Публикации в рецензируемых изданиях, включенных в перечень ВАК**

1. Королев, А.В. Современный метод комплектования прецизионных изделий типа подшипников качения [Текст] / А.В. Королев, А.А. Королев, Е.В. Мухина // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2015. – № 1. – С. 42 - 44.
2. Королев, А.В. Влияние условий комплектования на собираемость подшипников при стохастическом способе / А.В. Королев, А.А. Королев, Е.В. Мухина // Научные технологии в машиностроении. – 2015. – № 4. – С.21 - 24.
3. Королев, А.В. Влияние остаточных деформации в деталях после абразивной обработки и центробежной очистки на качество сборки шарнирных подшипников / А.В. Королев, Е.В. Мухина, А.А. Королев, [и др.] // СТИН. – 2016. – №6. – С.30-32.
4. Королев, А.В. Влияние условий комплектования упорного подшипника качения на его статическую грузоподъемность / А.В. Королев, А.А. Королев, Е.В. Мухина [и др.] // СТИН. – 2016. – № 7. – С. 35 - 40.
5. Королев, А.В. Влияние точности тел качения на эффективность сборки упорнорadiальных шарикоподшипников / А.В. Королев, А.А. Королев, Е.В. Мухина [и др.] // СТИН. – 2016. – №6. – С.32- 34.

#### **Патенты**

6. Патент РФ № 157388, 09.11.2015. Устройство поршневого типа // Патент России № 2626800, 2017/ Королев А.В, Королев А.А., Мухина Е.В., Нейгебауэр К.С.
7. Патент РФ № 2626800, 01.08.2017. Способ комплектования шарикоподшипников // Патент России № 2626800, 2017/ Мухина Е.В., Королев А.В, Королев А.А.
8. Патент РФ № 170317, 21.04.2017. Устройство для определения статической грузоподъемности подшипника качения // Патент России № 170317, 2017/ Мухина Е.В., Королев А.В, Королев А.А.

#### **Публикации в других изданиях**

9. Королев, А.В. К вопросу о процессах комплектования точных изделий приборостроения / А.В. Королев, Е.В. Мухина, К.С. Нейгебауэр // Безопасность и проектирование конструкций в машиностроении и строительстве: материалы междунар. науч.практ. конф. – Курск, 2013. – С. 171-172
10. Королев, А.В. Исследование влияния величины отклонений шара и объема накопителя на вероятность комплектования подшипников / А.В. Королев, А.А. Королев, Е.В. Мухина [и др.] // Поколение будущего: взгляд молодых ученых– 2014: сб. науч. ст. 3-й междунар. науч. конф. – Курск, 2014. – Т. 2. – С. 344- 348.
11. Королев, А.В. Существующие способы и технологии сборки упорно-радиальных подшипников и эффективность их использования / А. В. Королев, Е. В. Мухина, К. С. Нейгебауэр // Современные инструментальные системы, информационные технологии и инновации : сб. науч. тр. XI междунар. науч.-практ. конф. – Курск, 2014. – Т. 2. – С. 236- 238
12. Мухина, Е.В. Моделирование процесса засыпки шариков в упорные подшипники с применением устройства поршневого типа / Е.В. Мухина, А.В. Королев // Новые задачи

технических наук и пути их решения : сб. ст. междунар. науч.-практ. Конф. — Уфа, 2015. — С. 65- 67.

13. Королев, А.В. Метод комплектования прецизионных изделий типа подшипников качения / А. В. Королев, Е.В. Мухина, К.С. Нейгебауэр // Молодежь и XXI век - 2015 : материалы V междунар. молодежной науч. конф., г. Курск, 26– 27 февр. 2015 г. : в 3-х т. — Курск, 2015. — Т. 3. — С. 121-124.

14. Королев, А.В. К вопросу о вероятности комплектования подшипников / А. В. Королев, А.С. Яковишин, Е.В. Мухина // Современные инструментальные системы, информационные технологии и инновации : сб. науч. тр. XII междунар. науч.практ. конф., г. Курск, 19– 20 марта 2015 г. : в 4-х т. — Курск, 2015. — Т. 2. — С. 276-280.

15. Мухина, Е.В. Технология комплектования упорно-радиальных и радиально-упорных подшипников, основанная на индивидуальном подборе деталей [Электронный ресурс] / Е.В. Мухина, А.А. Королев // Инжиниринг Техно 2015 : сб. тр. III междунар. науч.практ. конф., г. Саратов, 22– 25 окт. 2015 г. : в 2-х т. — Саратов, 2015. — Т. 1. — С. 111- 118.

16. Королев, А.В. Технология комплектования подшипников качения / А. В. Королев, Е.В. Мухина, А.С. Яковишин [и др.] // Фундаментальные и прикладные исследования в современном мире: материалы IX международной научно-практической конференции, 11 марта 2015., г. Санкт-Петербург. — Т. 1. — С. 8- 13.

17. Королев, А.В. К вопросу влияния различных факторов на процесс комплектования шариковых подшипников / А.В. Королев, Е.В. Мухина, К.С. Нейгебауэр [и др.] // Техника и технологии: пути инновационного развития- 2015 : материалы V междунар. молодежной науч. конф., г. Курск, 26-27 февр. 2015 г. : в 3-х т. — Курск, 2015. — Т. 3. — С. 100- 104.

18. Королев, А.А. Математическая модель стохастического способа комплектования шариковых подшипников / А.А. Королев, А.В. Королев, Е.В. Мухина [и др.] // Механическое оборудование металлургических заводов. — №1(4). — 2015. — С. 35- 42.

19. Королев, А.А. Повышение производительности сборки колец подшипников с использованием нового способа стабилизации геометрических параметров/ А.А. Королев, А.В. Королев, Е.В. Мухина [и др.] // Механическое оборудование металлургических заводов. — №1(4). — 2015. — С. 46- 50.

20. Королев, А.В. Особенности комплектования двухрядных подшипников / А.В. Королев, Е.В. Мухина, К.С. Нейгебауэр // Проблемы и перспективы технических наук: Сб. ст. междунар. научн. - практ. конф., г.Уфа, 10 марта 2015. — Уфа, 2015. — С.29-31.

21. Мухина, Е.В. Методика комплектования упорно-радиальных подшипников/ Е.В. Мухина, А. А. Королев, К.С. Нейгебауэр // Современные проблемы науки и образования: вопросы теории и практики: материалы Международной научно-практической конференции НИЦ «Поволжская научная корпорация». — Самара, 2016. — С.318-321.

22. Мухина, Е.В. Модель повышения статической грузоподъемности упорно-радиальных подшипников на основе обеспечения рациональных параметров комплектования/ Е.В. Мухина, А.В. Королев, А.А. Королев [и др.] // Современные технологии и материалы новых поколений: Сб. материалов междунар. конф. — Томск, 2017. — С. 82- 83.

23. Мухина, Е.В. Методика исследования угла контакта в упорно-радиальном подшипнике / Е.В. Мухина, А.В. Королев, К.С. Нейгебауэр // Научные механизмы решения проблем инновационного развития: сборник статей Международной научно-практической конференции. — Уфа: Аэтерна, 2017. — Ч.2. — С. 36- 39.

24. Королев, А.А. Условия комплектования подшипников на их собираемость / А.А. Королев, Е.В.Мухина, А.М. Сытник // Современные инновации в науке и технике: материалы 7-ой ВНТК. — Курск, 2017. — С.116- 119.

Мухина Елена Вячеславовна

**ПОВЫШЕНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ  
УПОРНО-РАДИАЛЬНЫХ ШАРИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ  
ПЕРЕДНЕЙ СТОЙКИ АВТОМОБИЛЕЙ  
ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИИ  
ИХ КОМПЛЕКТОВАНИЯ ПРИ СБОРКЕ**

Автореферат отпечатан с разрешения диссертационного совета  
Д999.003.02 ФГБОУ ВО «Ульяновский государственный технический  
университет»  
(протокол № 60 от 22.10.2020 г.)

Подписано в печать  
Бум. офсет.  
Тираж 100 экз.

Усл. печ. л. 1,0  
Заказ

Формат 60×84 1/16  
Уч.-изд. л. 1,0  
Бесплатно

Отпечатано в Издательстве СГТУ: 410054, г. Саратов, ул. Политехническая, 77.  
Тел.: 24-95-70; 99-87-39, e-mail: izdat@sstu.ru