

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Саратовский государственный технический
университет имени Гагарина Ю.А.».

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

Диссертация
на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
д.т.н., профессор Королев А.А.

Саратов – 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
ГЛАВА 1. КРИТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И МЕТОДОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ПРИ КОМПЛЕКТОВАНИИ ОДНОРЯДНЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ, ВОСПРИНИМАЮЩИХ КОМБИНИРОВАННУЮ НАГРУЗКУ.....	10
1.1 Состояние вопроса	10
1.2 Комбинированная нагрузка и законы ее распределения в собранном шарикоподшипнике.....	14
1.3 Технологии и методы комплектования шарикоподшипников, учитывающие влияние комбинированной нагрузки.....	20
1.4 Задачи исследования	26
ГЛАВА 2. ФОРМИРОВАНИЕ УГЛА КОНТАКТА ТЕЛ И ДОРОЖЕК КАЧЕНИЯ, ЕГО ВЛИЯНИЕ НА СТАТИЧЕСКУЮ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ.....	28
2.1 Математическая модель формирования угла контакта тел и дорожек качения и его влияния на статическую грузоподъемность.....	28
2.2 Компьютерная модель процесса формирования статической грузоподъемности упорно-радиального шарикоподшипника при комплектовании и сборке.....	41
2.3 Анализ полученных результатов	47
2.4 Выводы	52
ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ УГЛА КОНТАКТА В ПОДШИПНИКЕ НА СТАТИЧЕСКУЮ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ	54
3.1 Методика измерения угла контакта в подшипнике при сборке	54
3.2 Исследование влияния угла контакта в подшипнике на его статическую грузоподъемность	60

3.3 Выводы	70
ГЛАВА 4. ТЕХНОЛОГИЯ КОМПЛЕКТОВАНИЯ УПОРНО-РАДИА- ЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ ПО КРИТЕРИЮ СТАТИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ.....	74
4.1 Алгоритм процесса комплектования	74
4.2. Способ комплектования подшипников.....	78
ГЛАВА 5. ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ	87
5.1 Адекватность математической модели.....	87
5.2 Область применения полученных результатов	90
5.3 Схема автоматической сборочно-комплектовочной линии упорно- радиальных подшипников № 1118-2902840 на основе технологии комплектования по критерию статической грузоподъемности.....	91
5.4 Рабочая инструкция по обеспечению в процессе комплектования подшипника 1118-2902840 рационального угла контакта, обеспечивающего его повышенную грузоподъемность	94
5.5 Техничко-экономическая эффективность практического применения результатов исследований	97
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	101
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	105
ОПРЕДЕЛЕНИЯ.....	113
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	114
Приложение А	114
Приложение Б	115
Приложение В	116
Приложение Г	118
Приложение Д	119
Приложение Е	122

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность. Подвеска современного автомобиля включает в себя множество разнообразных узлов и отдельных деталей – пружины, амортизаторы, рычаги и кронштейны, подшипники и т.д. Каждый из этих элементов передней подвески во многом определяет безопасность движения автомобиля. Одним из таких элементов, непосредственно влияющих на надежность автомобиля, является опорный подшипник переднего амортизатора. Назначение этого подшипника – обеспечение подвижного соединения амортизатора с кузовом машины.

Подшипник работает в качательном движении с низкой скоростью, поэтому циклическая прочность для деталей данного подшипника не является определяющей. Но, сдерживая отбой переднего амортизатора, опорный подшипник испытывает значительные воздействия ударной нагрузки, так, что этот подшипник должен обладать повышенной статической грузоподъемностью и быть стойким к ударам.

Конструкция передней подвески автомобиля устроена так, что внешняя результирующая нагрузка действует на подшипник под углом, примерно равным 7,5 градусов к его оси. Поэтому подшипник воспринимает и радиальную и осевую нагрузку. Так как, обычно, опорные подшипники изготавливаются с углом контакта тел и дорожек качения (далее «угол контакта») 90 градусов, то под действием радиальной составляющей внешней нагрузки оси верхнего и нижнего колец смещаются относительно друг друга, что вызывает неустойчивое положение подшипника, вибрации, часть шариков остается незагруженными, возрастает нагрузка на рабочие шарики. Все это приводит к преждевременной потере работоспособности подшипника.

По этой причине, в конструкции подшипников, устанавливаемых в переднюю стойку автомобилей семейства ВАЗ, должна быть предусмотрена возможность восприятия комбинированной нагрузки, а именно иметь определенный 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 Г.Б. Иоселевич, М.П. Белянчиков, Д.Н. Решетов, И.А. Биргер. К сожалению, научно обоснованная технология комплектования упорно-радиальных подшипников в процессе сборки отсутствует, т.к. упорно-радиальные подшипники имеют свои особенности, что позволяет их отнести к особому классу технологии комплектования и сборки, что ограничивает возможность повышения эксплуатационных свойств этих подшипников.

Поэтому тема данной работы, направленная на повышение статической грузоподъемности упорно-радиальных подшипников передней подвески автомобилей путем совершенствования технологии их комплектования при сборке, является актуальной.

Целью данной работы является повышение статической грузоподъемности упорно-радиальных подшипников передней стойки автомобилей на основе моделирования и исследования влияния комплектовочных параметров на нагрузочную способность подшипника под действием комбинированной внешней нагрузки и обоснования технологии комплектования подшипников в процессе сборки.

Области исследования:

1. Технологические процессы, операции, установки, позиции, технологические переходы и рабочие хода, обеспечивающие повышение качества изделий и снижение их себестоимости.
2. Математическое моделирование технологических процессов и методов изготовления деталей и сборки изделий машиностроения.

Объектом исследования является упорно-радиальный подшипник 11182902840, используемый в верхней опоре передней стойки автомобилей ВАЗ: «Лада Калина», «Лада Приора», «Лада Гранта».

Предметом исследования диссертации является изучение влияния комплектовочных параметров упорно-радиального подшипника на его статическую грузоподъемность и разработка на этой основе технологии комплектования подшипников.

Методы и средства исследования. Методологической основой исследования служат основные теоретические положения таких дисциплин как: технология машиностроения, материаловедение, сопротивление материалов и теория упругости. Теоретические исследования закономерностей процесса комплектования, обеспечивающих повышенную статическую грузоподъемность, базируются на системном и математическом анализе. Разработка математической и компьютерной модели проводилась в среде MathCAD V15.

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

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, которые позволяют определить рациональный диапазон значений комплектовочных параметров;
2. 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;

3. Установлены и формализованы экспериментальные зависимости статической грузоподъемности и момента сопротивления вращению подшипника от угла контакта тел и дорожек качения и комплекточных параметров, позволяющие определить технологические факторы, обеспечивающие комплектование подшипника с рациональным диапазоном угла контакта и повышенную статическую грузоподъемность подшипника.

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.

3) Предложено специальное устройство для исследования статической грузоподъемности подшипника под действием реального соотношения составляющих внешней нагрузки на подшипник (патент РФ № 170317);

4) Спроектирована схема автоматической сборочной линии и предложено эффективное устройство для засыпки шариков в кольца подшипника при его сборке и комплектовании (патент №157388);

5) Результаты работы приняты к внедрению на предприятиях: ООО «Рефмашпром» (при производстве подшипников 1118-2902840) и НПП НИМ СГТУ имени Гагарина Ю.А. (при освоении производства подшипников (1118-2902840) (Приложения А,Б);

6) Результаты работы приняты к внедрению в учебный процесс в дисциплине М.1.3.4.1 «Ресурсосберегающие технологии машиностроительного производства» (Приложение В).

Апробация работы. Результаты работы докладывались на 14 научно-технических международных конференциях 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 [29, 33-35, 37] две из которых зарегистрированы в базе данных Scopus. Получены 2 патента на полезную модель: №157388 "Устройство поршневого типа для засыпки шариков" и №170317 «Устройство для определения статической грузоподъемности подшипника качения», а также патент на изобретение № 2626800 "Способ комплектования шарикоподшипников".

Положения и результаты, выносимые на защиту:

1. Математическая и компьютерная модели влияния угла контакта тел и дорожек качения и других комплектовочных параметров на статическую грузоподъемность в однорядном шариковом подшипнике, позволяющие определить рациональный диапазон значений комплектовочных параметров;
2. Технология комплектования шариковых упорно-радиальных подшипников, основанная на расчете рационального диапазона значений угла контакта, позволяющая повысить статическую грузоподъемность;
3. Экспериментальные зависимости статической грузоподъемности и момента сопротивления вращения упорно-радиального подшипника от угла контакта в подшипнике и других комплектовочных параметров, позволяющие определить технологические факторы комплектования подшипника с рациональным диапазоном угла контакта и повышенной статической грузоподъемностью;

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

Автор считает своим долгом выразить особую благодарность научному руководителю - доктору технических наук, профессору Королеву А.А.

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

ГЛАВА 1. КРИТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И МЕТОДОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ПРИ КОМПЛЕКТОВАНИИ ОДНОРЯДНЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ, ВОСПРИНИМАЮЩИХ КОМБИНИРОВАННУЮ НАГРУЗКУ

1.1 Состояние вопроса

Радиально-упорные и упорно-радиальные подшипники качения с первого взгляда представляют собой относительно простые механические устройства, но, несмотря на это, анализ внутренней геометрии говорит, что конструкция этих подшипников достаточно сложна.

Способность подшипников воспринимать комбинированные нагрузки обеспечивается наличием в конструкции внутренних зазоров. Внутренний зазор – это расстояние, на которое может переместиться одно из колец подшипника относительно другого. Осевые и радиальные зазоры обеспечивают подвижность внутренних элементов подшипника при различных условиях его использования.

С понятием «внутренний зазор» тесно связан такой параметр подшипника как угол контакта.

Угол контакта – это угол между плоскостью проходящей перпендикулярно к оси подшипника и линией, соединяющей две контактные точки шара с дорожками качения на внутреннем и наружном кольце подшипника, вдоль которой передается нагрузка с одной дорожки качения на другую [14] (рисунок 1.1).

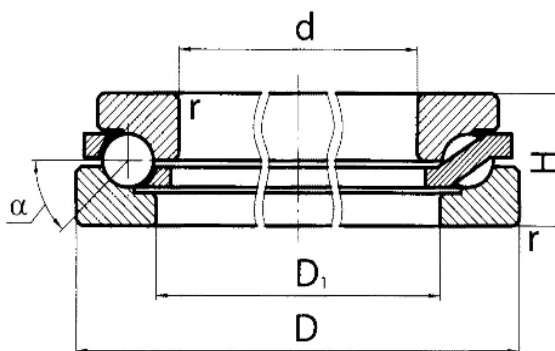


Рисунок 1.1 – Упорно-радиальный шариковый подшипник

Для обеспечения угла контакта, выбранного из стандартного ряда значений, затрачиваются значительные материальные и трудовые ресурсы. На практике большую сложность составляет изготовление группы подшипников, которые имеют абсолютно одинаковые углы контактов. Это объясняется тем, что все геометрические характеристики компонентов подшипника, тесно связаны с радиальными, осевыми зазорами и производственными допусками. Помимо этого на точность относительного положения элементов подшипников влияют физические свойства материала (твердость, состав материала).

Для того, что бы точнее выдержать назначенный угол контакта тел и дорожек качения выполняют различные мероприятия на всех стадиях производства подшипников. Ужесточают допуски на размеры ответственных поверхностей деталей, усовершенствуют конструкцию подшипников [13, 22, 47] и систему качества изделий и приработку их в собранном узле [28, 54, 59, 70], разрабатывают методы на этапе сборки и комплектования на основе математического и статистического анализа с применением компьютерных технологий.

Современные технологические процессы сборки чаще всего основаны на методе групповой взаимозаменяемости (метод селективный сборки). Данный метод позволяет обеспечить требуемую точность сборки изделий путем соединения предварительно рассортированных деталей, принадлежащих к одной из размерных групп [6, 9-12, 26, 43, 44, 51, 53, 55, 60]. На практике селективная сборка имеет множество положительных примеров применения для радиально-упорных подшипников [48, 49], предложено множество автоматических устройств и автоматов для комплектования [21, 41, 42] и разработаны средства программного обеспечения. Однако существует достаточное количество недостатков, к которым можно отнести: трудоемкую операцию сортировки деталей на группы, необходимость хранения запасов деталей, незавершенное производство [25, 27, 32, 38, 55, 58] (остатки несобранных деталей, возникшие при неравномерном распределении деталей внутри групп) и дорогостоящая техника, которая так же занимает производственные площади. Но практика

показывает, что даже при точном изготовлении подшипников во время эксплуатации детали из-за нагрузок быстрее подвержены износу и разрушению, и главной причиной может быть неверно выбранный номинальный угол контакта.

Для изучения вопроса комплектования подшипников, работающих при комбинированных нагрузках, в качестве объекта исследования, мы выбрали опорный подшипник, который используется в стойках МакФерсона на многих переднеприводных автомобилях в качестве передней независимой подвески.

Основное назначение этих стоек – гашение вибраций и колебаний и снижение их передачи на кузов автомобиля. Но есть у стоек МакФерсона еще одна немаловажная функция – они выполняют еще и роль поворотных кулаков. То есть, стойка с закрепленной на ней ступицей колеса может вращаться вокруг оси, что и позволяет ведущим колесам быть управляемыми. А там, где есть вращение, используется опорный подшипник [56].

Основными составными частями стойки являются: амортизатор, корпус, пружина, опора. Все эти элементы собраны в единое целое, при этом обеспечивается возможность сжатия-разжатия пружины и перемещения штока амортизатора в корпусе (для чего собственно и нужна подвеска, поскольку в процессе этих движений и осуществляется гашение колебаний).

На рисунке 1.2 представлено изображение стойки в сборе: в корпус устанавливается амортизатор и все это устанавливается в пружину, для упора пружины снизу используется чашка, закрепленная на корпусе (приварена к нему). Чтобы пружина была в поджатом состоянии, сверху установлена еще одна чашка, которая упирается в опору. Ограничителем вылета пружины выступает шток амортизатора, концевик которого проходит через опору и фиксируется гайкой. Дополнительно опора выступает не только упором для пружины, она еще и обеспечивает верхнее крепление стойки к кузову (снизу она крепится к нему рычагами).

Но, как видно на рисунке 1.2, внешняя результирующая нагрузка действует на подшипник под углом к его оси, поэтому подшипник, кроме осевой воспринимает и радиальную нагрузку. А так, как в таких стойках используются

опорные подшипники с углом контакта 90 градусов, то под действием радиальной составляющей внешней нагрузки оси верхнего и нижнего колец смещаются относительно друг друга, что вызывает неустойчивое положение подшипника, вибрации, часть шариков остается не загруженными, возрастает нагрузка на рабочие шарiki.

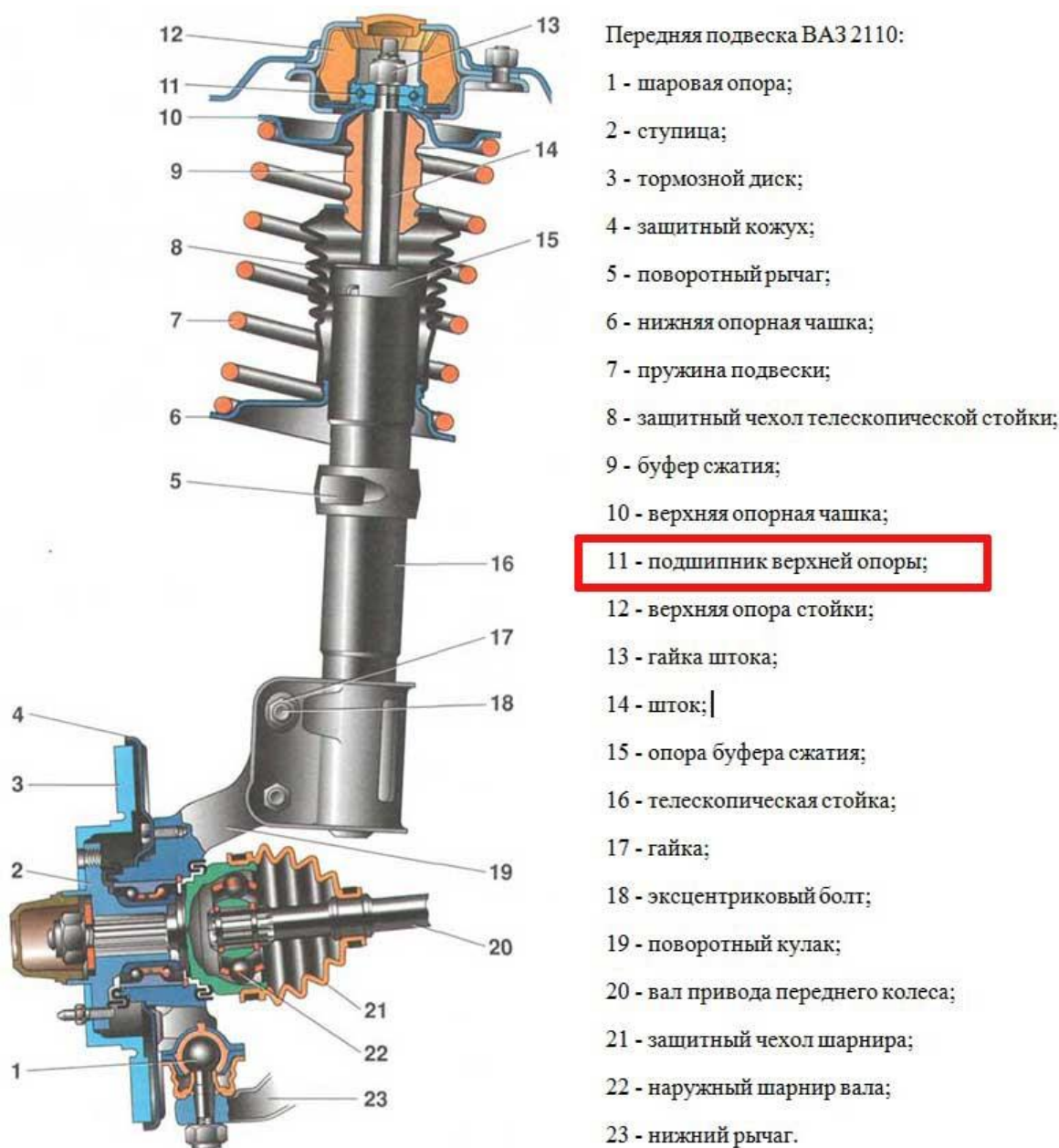


Рисунок 1.2 – Передняя подвеска ВАЗ 2110

Под действием повышенной нагрузки на поверхности дорожек качения образуются риски (отпечатки). Это следствие пластической деформации, возникающей из-за перенапряжения металла в местах контакта деталей подшипника, называется бринеллированием. Износ подшипника проявится в виде стуков при проезде ухабов и неровностей на дороге, дополнительно они могут прослушиваться при поворотах.

В результате критического износа подшипника, он начинает люфтить и шток получает возможность отклоняться от оси. Результатом этого является разрушение узлов установки колес, ухудшение управляемости автомобиля и снижение безопасности. Этим объясняются многочисленные жалобы заказчиков и пользователей в виде рекламации (Приложение Г), а также актуальность выбранной тематики.

Возникновение преждевременного износа деталей ступичного подшипника во время эксплуатации даже при его точном изготовлении связано с неравномерным распределением нагрузки и напряжений в подшипнике. Главная причина – неверно выбранный угол контакта или неверно выбранный тип подшипника, согласно существующим справочным рекомендациям. Для решения этой задачи необходимо проанализировать механизм влияния угла контакта тел и дорожек качения и других геометрических параметров на нагрузочную способность подшипника и то, каким образом это учитывается в существующих технологиях комплектования и сборки.

1.2 Комбинированная нагрузка и законы ее распределения в собранном шарикоподшипнике

Вопросом распределения нагрузки, действующей на подшипник, занимались авторы Г.Б. Иоселевич, П.А. Лебедев и В. С. Стрелков в своей работе [23]. Авторы отмечали, что при нулевом радиальном зазоре и условии, что

геометрические размеры тел качения и колец идеально точные, нагрузка воспринимается телами качения в зоне не более 180° (рисунок 1.3).

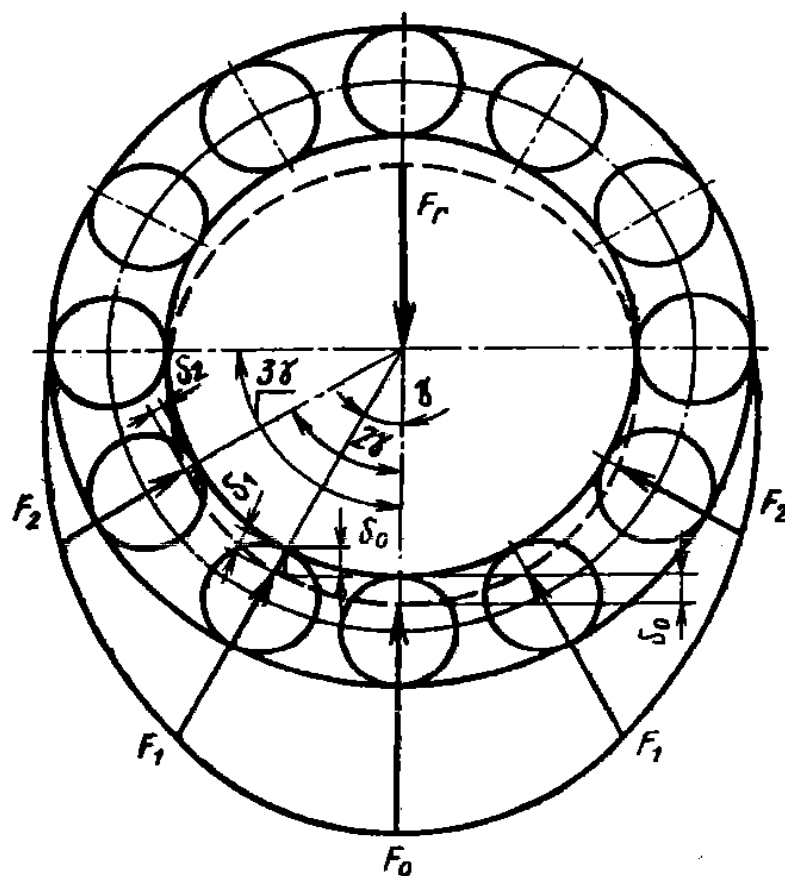


Рисунок 1.3 – Распределение нагрузки в шариковом подшипнике

Условие равновесия при симметричном расположении тел качения относительно плоскости действия нагрузки, выглядит следующим образом:

$$F_r = F_0 + F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma, \quad (1.1)$$

где F_i — нагрузка, которая действует от i -го шарика; (рис. 1.3); γ — расстояние между телами качения (шаг).

Величина упругих деформаций дорожек качения колец и тел качения будет зависеть от положения шарика в нагруженной зоне:

$$\sigma_i = c P_i^{\frac{2}{3}}, \quad (1.2)$$

где c – коэффициент пропорциональности, зависящий от модуля упругости и коэффициента Пуассона.

Перемещение i -ого тела качения связано с перемещением центрального тела, и деформация определяется по формуле:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \sigma_0 \cos \gamma \\ \sigma_2 &= \sigma_0 \cos 2\gamma \\ &\dots\dots\dots \\ \sigma_n &= \sigma_0 \cos n\gamma \end{aligned} \quad (1.3)$$

Подставив соотношение 2 и 3 в формулу-1, получили зависимость:

$$F_r = P_0 \left(1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^2 i\gamma \right) \quad (1.4)$$

И определили нагрузку, которая приходится на самый нагруженный шарик:

$$F_0 = \frac{k_p F_r}{z}; \quad (1.5)$$

и нагрузку, действующую на другие шарики, в зависимости от их расположения:

$$F_i = \frac{k_p F_r}{z} \cos i\gamma, \quad (1.6)$$

где
$$k_{pi} = \frac{z}{1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^2 i\gamma}$$

К таким же выводам при определении нагрузки в подшипнике при простом условии нагружения (чисто радиальная сила приложена к радиальному подшипнику, имеющего угол контакта = 0) пришел Штриберк [73].

Так же, Штрибеком была получена формула, определяющая закон распределения нагрузки между шариками, когда $\alpha \neq 0$ и происходит перемещение внутреннего кольца относительно наружного на δ_r в радиальном и δ_a в осевом направлениях (рисунок 1.4).

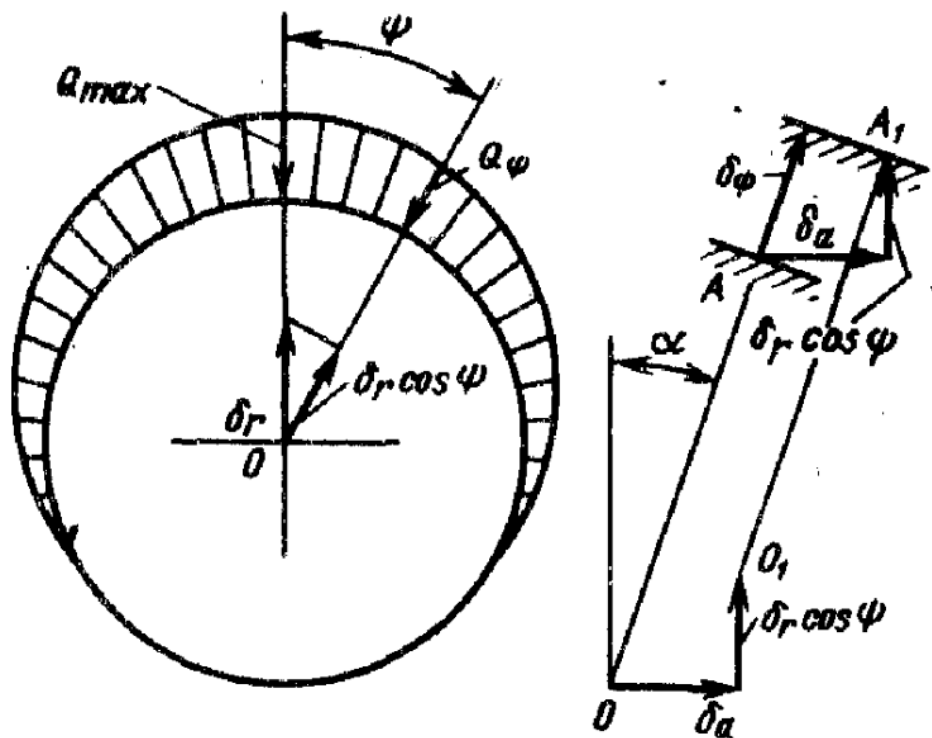


Рисунок 1.4 – Схема параллельного перемещения в радиальном и осевом направлениях внутреннего кольца относительно наружного

Нагрузка на тело качения находящееся в положении Ψ :

$$Q_{\Psi} = Q_{\max} \left(1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \Psi) \right)^n, \quad (1.7)$$

где $Q_{\max}$ – нагрузка, воспринимаемая наиболее нагруженным телом качения; $n =$

1,5 при точечном контакте и $n = 1,11$ – при линейном;

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\delta_a \operatorname{tg} \alpha}{\delta_r} \right) \quad (1.8)$$

Случай, когда угол контакта между дорожками и телами качения не равны нулю, рассматривал также Д.Н. Решетов [63]. Было принято допущение, что для всех тел качения угол контакта постоянен. Автором была получена формула для определения величины нагрузки, которая приходится на наиболее нагруженное тело качения:

$$p_o = \frac{R}{\cos \beta \cdot \sum 0,5(1 + \cos \varphi + (\delta_\pi / \delta_o)(1 - \cos \varphi))^{3/2} \cos \varphi}, \quad (1.9)$$

Но, так как не известны величины деформаций δ_π и δ_o выражение (1.9) не имеет практического значения. Помимо этого, данное выражение не учитывает нагрузку, действующую вдоль оси.

Действие осевой нагрузки учитывается в выражении М.П. Белянчикова [4]:

$$p_o = k_\varepsilon \frac{R}{z \cdot \cos \beta}, \quad (1.10)$$

где

$$k_\varepsilon = \frac{z}{\sum \cos \varphi \cdot \left(\frac{1}{1 - \cos \gamma} \cdot (\varepsilon - \cos \gamma + (1 - \varepsilon) \cos \varphi) \right)};$$

γ – угол между осевой и радиальной нагрузки.

Но здесь также нет определения деформации тел и дорожек качения.

Автор Мелдау также занимался вопросом распределения нагрузки между телами качения [71], но, к сожалению, он не доводит свои теоретические исследования до вида, удобного для практического использования.

Результаты совместных работ И. А. Биргера, Б. Ф. Шорра, и Г. Б. Иосилевича представлены в справочнике [5], где изложена методика расчета работоспособности подшипников, которая используется по настоящее время. Рассчитывается эквивалентная нагрузка Q (1.11):

$$Q = XR + YA, \quad (1.11)$$

где A и R – осевая и радиальная нагрузки;

X и Y – коэффициенты осевой и радиальной нагрузок, зависящие от вида подшипника, которые принимают значения:

– в случае расчета динамической грузоподъемности

$X = 0, Y = 1$ при $A/R \leq 1,14$;

$X = 0,35, Y = 0,57$ при $A/R > 1,14$;

– в случае расчета грузоподъемности статической

$X = 0,5, Y = 0,26$ при $A/R > 1,14$.

Данная методика широко распространена во всем мире и позволяет подобрать подшипники практически для любой схемы нагружения. Но недостаток ее работы заключается в том, что процесс расчета грузоподъемности, быстроходности и долговечности привязываются к изначально установленными стандартами углами контакта. А угол контакта выбирается на усмотрение конструктора - разработчика. В справочнике не приводится методика расчета оптимального угла контакта, при котором значения грузоподъемности является максимальным. Методика не позволяет так же определить допустимые значения угла контакта, в пределах которых подшипник будет сохранять свою работоспособность, и обеспечивать требуемое значение нагрузочной способности. Данная методика не позволяет обоснованно регламентировать точностные параметры рабочих поверхностей колец подшипника и тел качения, то есть не обеспечивает минимально возможную нагрузку на шарики в различных условиях эксплуатации подшипника, а, следовательно, максимально возможную

его работоспособность.

В работе [67] представлено более точное выражение, определяющее значение эквивалентной нагрузки:

$$Q = R + \frac{1}{2,6 \cdot \operatorname{tg} \beta} \cdot A. \quad (1.12)$$

Но, так как нет методики определения оптимального угла контакта, эта формула несовершенна по той же причине и на практике не применяется.

Подводя итоги анализа вопроса распределения нагрузки между телами качения и дорожками качения, отметим, что это довольно непростой, но актуальный вопрос. Проведена большая работа в области оптимизации геометрических параметров подшипников качения с целью повышения их несущей способности, но, которая, к сожалению, не доведена до логического завершения и возможности практического применения для упорно-радиальных подшипников.

1.3 Технологии и методы комплектования шарикоподшипников, учитывающие влияние комбинированной нагрузки

При комплектовании упорно-радиальных шарикоподшипников можно было бы воспользоваться методикой комплектования радиально-упорных шариковых подшипников. Наиболее полное научное обоснование такой методики приведено в работах проф. Л.В. Черневского [69]. Основные положения, разработанные Л.В. Черневским для упорно-радиальных подшипников, безусловно применимы и к упорно-радиальным подшипникам. Но все же упорно-радиальные подшипники обладают своими отличиями, которые необходимо учитывать при комплектовании этих подшипников. Основными из этих особенностей являются следующие:

1. 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, хотя на самом деле этот угол контакта во многих 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.

2. При комплектовании упорно-радиальных подшипников необоснованно стараются обеспечить с максимально возможной точностью заданный угол контакта. Это обычно приводит к повышенным затратам на изготовление и контроль подшипников. В упорно-радиальных подшипниках предельно допустимые значения угла контакта возможно определять исходя из степени их влияния на показатели работоспособности подшипника.

3. Упорно-радиальные подшипники обычно относятся к быстроходным малонагруженным подшипникам. Поэтому основным показателем работоспособности этих подшипников является динамическая грузоподъемность, определяющая долговечность работы подшипника, и предельная быстроходность. Упорно-радиальные подшипники передней опоры автомобилей работают не во вращательном, а в качательном режиме. Для этих подшипников основным показателем работоспособности является статическая грузоподъемность и стойкость к ударным нагрузкам.

Все указанные особенности упорно-радиальных подшипников позволяют их отнести к особому классу технологии комплектования и сборки. К сожалению, научно обоснованная технология комплектования упорно-радиальных подшипников в процессе сборки отсутствует, что ограничивает возможность повышения эксплуатационных свойств этих подшипников.

Проанализируем, какие существуют на сегодняшний день способы

комплектования подшипников, и как они учитывают распределение нагрузки между дорожками и телами качения, тем самым помогая решить вопрос обеспечения требуемого значения статической грузоподъемности подшипника.

Вопросом обеспечения точности взаимного расположения рабочих поверхностей наружных, внутренних колец и шаров в работающем подшипнике занималось множество российских и зарубежных ученых. Были проанализированы работы следующих авторов: Л.В. Черневский [1, 44, 51], М.А. Бонч-Осмоловский, В.Ф. Набатов [2, 7-10], М.Н. Сорокин [64, 65], В.А. Санинский [47, 58-60], А.В. Королев, А.А. Королев, Г.А. Семочкин [24, 30, 36, 40, 50, 57, 61], J.E. Rooda [72], П.И. Буловский [11, 12], Л.А. Рабинович [25, 38, 55], А.Г. Кесоян [26, 27], И.В. Малкина [54]., Н.И. Ворыпаев [15] и др.

В работах Королева А.А. подробно рассмотрены различные схемы комплектования при селективной сборке, предлагаемые некоторыми авторами, которые были указаны выше. Было найдено немало недостатков их использования: низкий коэффициент комплектации – 50-60%, из-за различного числа комплектующих деталей в группах, сложное по конструкции дорогостоящее оборудование, высокий объем незавершенного производства, высокая себестоимость сборочной операции и т.д.

Отличительной особенностью технологии комплектования, предлагаемая Королевым А.А. состоит в том, автор предлагает отказаться от деления деталей по группам размеров, а изделия собирать методом индивидуального подбора, рассчитывая значение вероятности комплектования для каждого изделия. Для этого предлагается использовать управляющее устройство (УУ), которое управляет информацией не только о точных размерах колец и шариков, но также данными о величине требуемого зазора. Делению по группам подвергаются только тела качения, а наружные и внутренние кольца поступают на комплектовочные позиции без предварительного деления. УУ производит расчет вероятности комплектования для каждого отдельного кольца, находящегося на комплектовочной позиции с другими кольцами так, что бы при сборке величины зазоров оказались в поле допуска. Если вероятность существует, то УУ

направляет наружное кольцо, внутреннее кольцо и тела качения на комплектовочную позицию СБ. На сборку поступают в первую очередь те детали, вероятность комплектования которых меньше, а уже потом и те, чья вероятность комплектования больше. Освободившееся место в накопителях заполняют новыми кольцами.

Но, описанная технология и соответствующая программа расчета вероятности комплектования разработана только для радиальных шариковых подшипников, угол контакта которых равен 0, и контролируемым параметром (замыкающим звеном) является лишь величина радиального зазора. Так же данный алгоритм не решает задачу оптимизации угла контакта с целью повышения статической грузоподъемности.

С неэффективностью использования селективной сборки на основе полной взаимозаменяемости внутри одной группы деталей также согласен Сорокин М.Н. В своих работах [65, 64] он также отмечает наличие незавершенного производства в следствии неидентичности законов распределения сопрягаемых параметров. Сорокин М.Н. предлагает для устранения незавершенного производства и для обеспечения бесперебойной работы комплектовочного автомата за основу использовать метод межгрупповой взаимозаменяемости. Авторы утверждают, что данный метод позволяет увеличить точность сопрягаемых параметров в 5 раз, а при применении его в комплектовании деталей типа подшипник обеспечивает полную сопрягаемость деталей.

Метод межгрупповой взаимозаменяемости, предлагаемый Сорокиным М.Н., одновременно решает вопрос точности при сборке и проблему, касающуюся незавершенного производства, но никак не обеспечивает повышенную статическую грузоподъемность. Автор, видимо, не ставил перед собой задачи определения оптимального угла контакта тел и дорожек качения, который выбирается в зависимости от соотношения осевой и радиальных нагрузок.

Установленные требования к точному углу контакта в подшипниках создают еще одну проблему: сложность контроля данного геометрического параметра в уже собранном подшипнике. Были предприняты попытки решения и этого вопроса.

Автор Черневский Л.В. предлагает способ комплектования упорно-радиальных подшипников путем контроля угла контакта в радиально-упорных шарикоподшипниках после сборки, измеряя разности частот вращения кольца подшипника и сепаратора [69]. Недостатком этого способа является высокая трудоемкость, поэтому применение данного способа ограничивается особыми случаями, например, в случае проведения научных исследований.

Этим же автором предлагается еще способ один комплектования деталей [51]. Измерению подвергают диаметры колец шариковых подшипников и диаметры тел качения в зоне контакта, следом сортируют детали по размерным группам и подбирают комплекты деталей. Само измерение производится под нагрузкой и при возникающем угле контакта тел и дорожек качения. Учитываются также величины контактных деформаций деталей. Получают данные об относительном положении торцов колец с учетом всех параметров измерения. Находят суммарную погрешность комплектования и моделируют сборку. А на основе построенного графика нормального распределения размеров деталей определяют точность комплектования (рисунок 1.5).

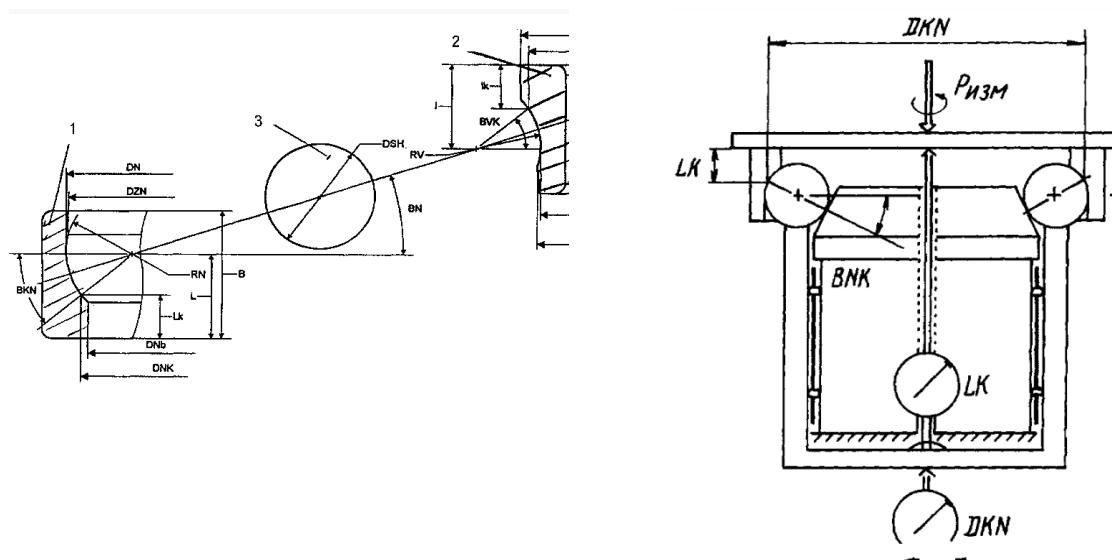


Рисунок 1.5 – Схема измерения геометрических параметров подшипников качения

Недостатком данного способа является то, что он не учитывает соотношение радиальной и осевой рабочих нагрузок на подшипник, в результате чего выбранные параметры комплектования подшипника не обеспечат требуемую работоспособность подшипника. Кроме того, формирование размерных групп с участием изменения размеров шарика приводит в различных группах к различному соотношению радиусов профиля дорожек и тел качения, что так же снижает работоспособность подшипника и усложняет процесс комплектования.

Способ оптимального комплектования предлагают авторы А. Г. Кесоян и Н. Г. Кремлева [26], идея которого заключается обеспечение повышения собираемости и снижения процента незавершенного производства путем сборки пар изделий с приоритетным значением замыкающего звена A_L .

Алгоритм комплектования состоит из четырех этапов, в каждом из которых происходит сборка деталей с учетом предпочтительности или неpreferentialности значений размера замыкающего звена в определенных последовательностях. После каждого этапа определяют процент незавершенного производства, и возможные соединения рассчитывают до тех пор, пока не соберутся все изделия.

Авторы утверждают, что данный способ находит свое применение в автоматизированных системах комплектования, обладает достаточным быстродействием и занимает малый объем памяти ЭВМ. Но данный алгоритм не решает вопрос выбора типа подшипника. Помимо этого контролируемым параметром является лишь величина зазора, а не угол контакта, и не ставится решение вопроса подбора оптимального значения замыкающего звена, для повышения качества работы изделия, повышения его технических характеристик.

В соответствии с действующей методикой расчета геометрических параметров шариковых подшипников минимальный радиус профиля дорожек качения в стандартных подшипниках составляет $rg_{min} = 0,515ds$, где ds – диаметр шариков [61]. На радиус профиля дорожки качения назначают допуск $r_g^{+0,08}$. Поэтому, установленное длительной практикой рациональное соотношение

между радиусом профиля дорожек качения и диаметром шарика составляет $rg = (0,515 - 0,53)ds$. При выходе за минимальное значение указанного соотношения повышается грузоподъемность подшипника, но резко возрастает трение, что не допустимо, так как резко возрастает износ дорожек и тел качения и возрастает температура на рабочей поверхности подшипника. При выходе за максимальное значение указанного соотношения резко снижается грузоподъемность подшипника. Но так как при комплектовании подшипников известным способом радиус профиля дорожек качения во внимание не принимают, то формирование комплектовочных групп с разным диаметром шариков приводит к различному соотношению в различных группах радиусов профиля дорожек и тел качения и в целом к нарушению указанного выше соотношения, что снижает эксплуатационные свойства подшипника. Так как грузоподъемность партии подшипников определяется его минимальным значением в партии, то в целом грузоподъемность подшипников при таком способе комплектования снижается.

1.4 Задачи исследования

При проведении критического анализа литературы по вопросу распределения нагрузки в деталях подшипника и их комплектования были поставлены и решены следующие задачи:

1. Разработана математическая модель влияния угла контакта в однорядном упорно-радиальном шариковом подшипнике на статическую грузоподъемность подшипника, работающего под комбинированной нагрузкой. Найдено значение оптимального угла контакта тел и дорожек качения. Обеспечение значения угла контакта в рациональном диапазоне при комплектовании обеспечит повышенное значение статической грузоподъемности;
2. Разработана компьютерная модель расчета оптимального угла контакта тел и дорожки качения в шариковом однорядном подшипнике;

3. Научно обоснована технология комплектования упорно-радиальных подшипников передней стойки автомобилей по критерию статической грузоподъемности, основанная на определении оптимального и допустимых углов контакта тел и дорожек качения;

4. Выполнены экспериментальные исследования и построена регрессионная зависимость статической грузоподъемности от угла контакта в подшипнике, позволяющие определить технологические факторы комплектования подшипника с рациональным диапазоном угла контакта и повышенной статической грузоподъемностью подшипников;

5. Выполнены экспериментальные исследования и построены регрессионные зависимости момента сопротивления вращения подшипника, степени рассеивания угла контакта и критической нагрузки на шарики и величины взаимного смещения оси верхнего и нижнего колец от угла контакта в упорно-радиальном подшипнике.

Полученные зависимости в п. 4 и 5 позволяют определить технологические факторы, обеспечивающие комплектование подшипника с рациональным диапазоном угла контакта, обеспечивающего повышенную статическую грузоподъемность подшипника;

6. Разработана рабочая инструкция по обеспечению в процессе комплектования подшипника 1118-2902840 рационального угла контакта, обеспечивающего его повышенную грузоподъемность;

7. Разработана схема сборочной автоматической линии, основанной на технологии комплектования, обеспечивающей повышенную грузоподъемность.

ГЛАВА 2. ФОРМИРОВАНИЕ УГЛА КОНТАКТА ТЕЛ И ДОРОЖЕК КАЧЕНИЯ, ЕГО ВЛИЯНИЕ НА СТАТИЧЕСКУЮ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ

2.1 Математическая модель формирования угла контакта тел и дорожек качения и его влияния на статическую грузоподъемность

В случае, когда в подвижном узле действуют комбинированные нагрузки, используют упорно-радиальные и радиально-упорные подшипники. Будем рассматривать упорно-радиальный подшипник, схема которого изображена на рисунке 2.1.

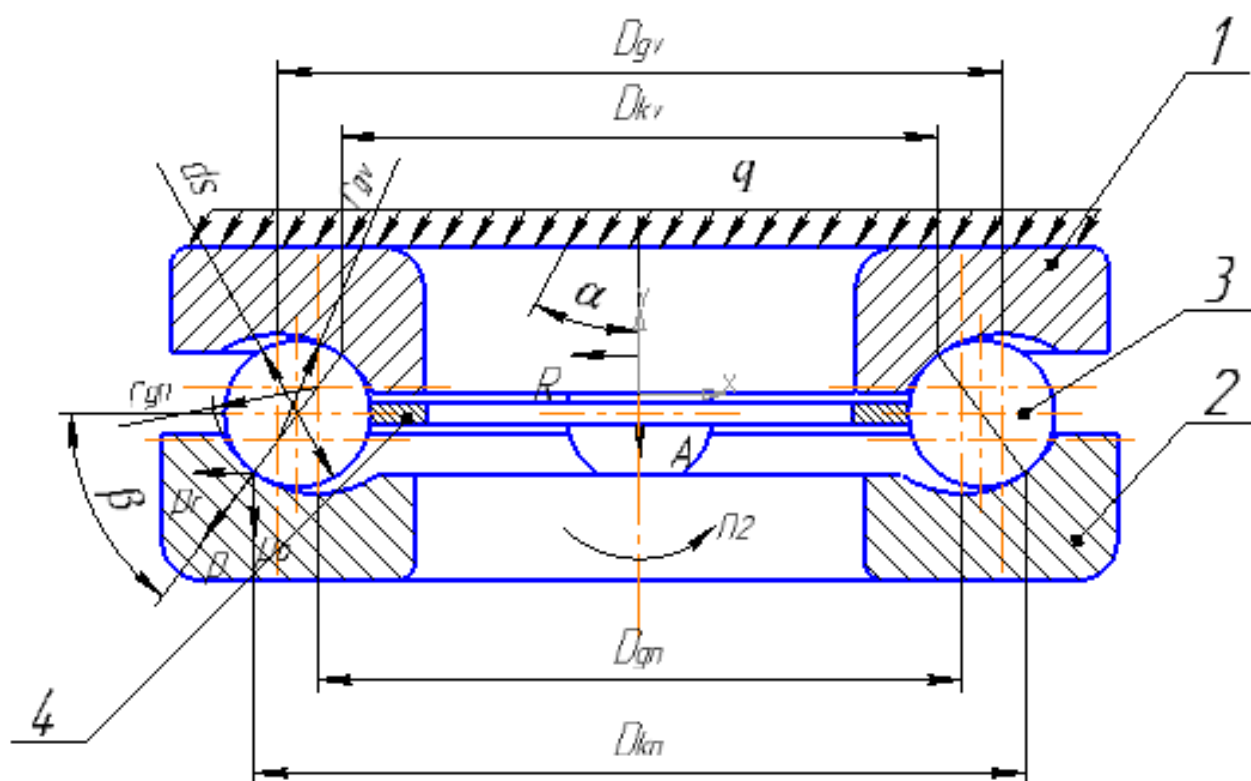


Рисунок 2.1 – Поперечное сечение упорно-радиального шарикоподшипника

Шарики 3 размещаются на дорожках качения между верхним 1 и нижним 2 кольцами, разделенными сепаратором 4. На верхнее кольцо под углом α к оси подшипника действует равномерно распределенная нагрузка q , которую можно

представить в виде осевой A и радиальной R результирующих сил. Нагрузка q вызывает реакцию опоры p шариков о дорожки качения, которая действует под углом β к плоскости разъема колец 1 и 2 (рисунок 2.2):

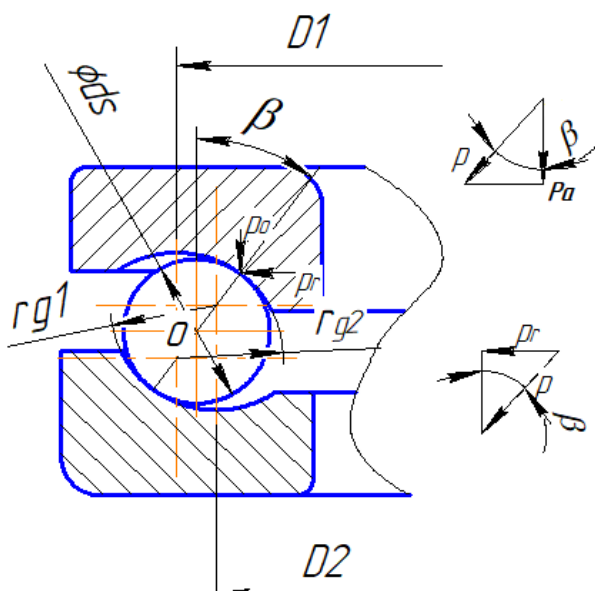


Рисунок 2.2 – Реакция опоры p шарика о дорожки качения

Результирующую силу p давления шарика на дорожку качения можно разложить на две составляющие: осевую p_a , которая действует вдоль оси подшипника, и радиальную p_r , которая действует в перпендикулярном к оси направлении. Под действием R реакция опоры на каждое тело качения распределена не равномерно, и самая большая p приходится на тот шарик, что находится в стороне направления действия нагрузки R . Эту силу реакции опоры считаем максимальной, и обозначаем $p = p_{\max}$. Эта величина определяет статическую грузоподъемность подшипника.

Также осевое и радиальное усилие вызывают соответствующие перемещения внутреннего кольца 1 относительно наружного кольца 2. Такие перемещения возникают вследствие упругой деформации в зоне контакта тел и дорожек качения.

Для проведения математического анализа установим следующие

ограничения:

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, тем самым обеспечивая контакт всех тел качения с дорожками качения и оси верхнего и нижнего колец совпадают.

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.

Исследование распределения внешней комбинированной нагрузки между телами качения достаточно подробно изложено в работах [36, 57, 61]. На основе этих исследований получена следующая система уравнений, позволяющая определить максимальные значения взаимно перпендикулярных нагрузок, воспринимаемых упорно-радиальным подшипником:

$$\begin{aligned} p_m &= \frac{R \cdot m_r(c)}{\cos \beta}; \\ p_m &= \frac{A \cdot m_a(c)}{\sin \beta}, \end{aligned} \quad (2.1)$$

где $m_r(c)$ и $m_a(c)$ – коэффициенты максимальной нагрузки, определяемые по формулам:

$$m_r(c) = \frac{z \cdot (c+1)^{\frac{3}{2}}}{\sum_{i=0}^{z-1} \left(c \cos \left(\varphi_o + i \cdot \frac{2\pi}{z} \right) + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \cos \left(\varphi_o + i \cdot \frac{2\pi}{z} \right)}; \quad (2.2)$$

$$m_a(c) = \frac{z \cdot (c+1)^{\frac{3}{2}}}{\sum_{i=0}^{z-1} \left(c \cos \left(\varphi_0 + i \cdot \frac{2\pi}{z} \right) + 1 \right)^{\frac{3}{2}}} \quad (2.3)$$

где c – неизвестное число, которое находится путем решения системы уравнений (2.1);

z – число шариков в шарикоподшипнике;

φ_0 – начальный угол расположения шариков;

i – количество рядов тел качения.

Вычисление величин $m_a(c)$ и $m_r(c)$ осуществляется по следующей методике: задаваясь значениями c , которое не может превышать единицы ($0 \leq c \leq 1$), по формулам (2.2) и (2.3) находят значения $m_a(c)$ и $m_r(c)$, затем строят таблицу 2.1 значений $m_a(c)$ и $m_r(c)$ от значения c . Так же рассчитывают значение $m(c) = m_r(c)/m_a(c)$ и записывают значение в таблицу. Для уменьшения количества расчетов, мы взяли лишь три варианта комплекта шариков в подшипнике: по 5, 10 и 40 шт.

Таблица 2.1 – Таблица значений коэффициентов $m_r(c)$, $m_a(c)$ и $m_r(c)/m_a(c)$

		c										
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$m_r(c)$	5	∞	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
$m_r(c)/m_a(c)$		∞	13,36	6,72	4,53	3,45	2,82	2,40	2,12	1,91	1,76	1,66
$m_r(c)$	10	∞	15,39	8,77	6,61	5,55	4,94	4,55	4,29	4,12	4,00	3,93

Окончание таблицы 2.1

$m_a(c)$		1	1,15	1,31	1,46	1,61	1,75	1,89	2,03	2,15	2,26	2,36
$m_r(c)/m_a(c)$		∞	13,36	6,72	4,53	3,45	2,82	2,40	2,12	1,92	1,77	1,67
$m_r(c)$	40	∞	15,39	8,77	6,61	5,55	4,94	4,55	4,29	4,12	4,00	3,93
$m_a(c)$		1	1,15	1,31	1,46	1,61	1,75	1,89	2,03	2,15	2,26	2,36
$m_r(c)/m_a(c)$		∞	13,36	6,72	4,53	3,45	2,82	2,40	2,12	1,92	1,77	1,67

Рассчитаем по формуле (2.4) коэффициент $m(c)$, который сравниваем со значением $m_r(c)/m_a(c)$ и принимаем наиболее приближенное.

$$m(c) = \frac{A \cdot \cos \beta}{R \cdot \sin \beta} \quad (2.4)$$

.

К примеру, имеем внешнюю нагрузку величиной равной 7 800 Н, А и R соответственно будут равны 7681 Н и 1354 Н, угол контакта β в подшипнике выбрали 50° , поэтому $m(c)$ рассчитываем по формуле 2.4:

$$\frac{7681 \cdot \sin 50^\circ}{1351 \cdot \cos 50^\circ} = 6,77$$

и выбираем из таблицы значения: $m(c) = 6,72$, $m_a(c) = 1,31$ и $m_r(c) = 8,77$.

Нагрузку на шарик вычислим по формуле 2.1:

$$p_m = 8,77 \frac{1351}{52 \cdot \cos 50^\circ} = 352H$$

Важно учесть, что величина c должна находиться в диапазоне $0 \leq c \leq 1$, так как только при таком соотношении соблюдается неразрывность контакта шариков

с дорожками качения. Тогда из формулы 2.4 следует, что расчеты по формулам (2.1) – (2.2) справедливы при следующих условиях:

$$0 \leq \frac{A \cdot \sin \beta}{R \cdot \cos \beta} \leq 1,76. \quad (2.5)$$

Следовательно, если даны значения R и A , то

$$\arctg\left(1,76 \cdot \frac{A}{R}\right) \leq \beta \leq 90. \quad (2.6)$$

Если подшипник имеет определенное значение β , как это часто бывает, то должно соблюдаться следующее условие:

$$\frac{A}{R} \geq 1,67 \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (2.7)$$

В противном случае подшипник не сможет работать как упорно-радиальный, так как оси нижнего и верхнего колец и окружности перемещения шариков не будут совпадать, что отрицательно скажется на работоспособности подшипника.

Как уже говорилось выше, из выражения (2.1) можно определить нагрузку на самый нагруженный шарик:

$$p_m = \frac{A \cdot m_a(c)}{z \cdot \sin \beta} = \frac{R \cdot m_r(c)}{z \cdot \cos \beta} \quad (2.8)$$

А глядя на формулы (2.2) и (2.3) нетрудно посчитать и нагрузку на другие шарики:

$$p(i) = p_m \frac{\left(c \cos\left(\varphi_o + i \cdot \frac{2\pi}{z}\right) + 1 \right)}{(c+1)^{\frac{3}{2}}}, \quad (2.9)$$

где i – номер шарика, $0 \leq i \leq (z-1)$.

Данную методику можно было бы применить при определении максимальной нагрузки, воспринимаемой подшипником, но она не удобна по следующим причинам:

- значения c в таблице 2.1 имеют дискретные значения;
- не показано каким образом влияет угол контакта β , так как является предметом наших исследований.

Для того, что бы определить зависимость статической грузоподъемности от угла контакта и других комплектовочных параметров подшипника были выполнены следующие мероприятия:

Заменим в выражениях (2.2) и (2.3) знаменатели интегральными выражениями (2.10), так как число шариков в подшипнике не оказывает практического влияния на коэффициенты составляющих нагрузок $m_a(c)$ и $m_r(c)$:

$$m_r(c) = \frac{2\pi \cdot (c+1)^{\frac{3}{2}}}{\int_0^{2\pi} (c \cos(\varphi) + 1)^{\frac{3}{2}} \cos(\varphi) d\varphi} = \frac{2\pi \cdot (c+1)^{\frac{3}{2}}}{I(c)}; \quad (2.10)$$

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

$$\text{где } I(c) = \int_0^{2\pi} (c \cos(\varphi) + 1)^{\frac{3}{2}} \cos(\varphi) d\varphi;$$

$$I_1(c) = \int_0^{2\pi} (c \cos(\varphi) + 1)^{\frac{3}{2}} d\varphi.$$

Тогда, если мы, при переходе от расчета величины $m(c)$ к табличным показателям, приравнивали ее к отношению $m_r(c)/m_a(c)$, то справедливо равенство:

$$m(c) = \frac{I(c)}{I_1(c)}. \quad (2.11)$$

Обозначим отношение радиальной составляющей нагрузки к осевой переменной Kr :

$$Kr = \frac{R}{A}. \quad (2.12)$$

С учетом равенства (2.12) выражение (2.4) примет вид:

$$m(c(\beta)) = Kr \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (2.13)$$

На коэффициент $m(c(\beta))$, как видно из (2.13), оказывает влияние два фактора – угол контакта и отношение осевой составляющей нагрузки к радиальной K_r . Из этого следует, что и статическая грузоподъемность также зависит от этих составляющих. Но если отношение K_r обычно задается конструктором – разработчиком, то угол контакта β следует определять из условия обеспечения минимальной нагрузки на шарики.

Существует такое значение угла контакта β_0 , при котором нагрузка на шарики будет минимальна. Для нахождения β_0 выражение (2.8) запишем в следующем виде:

$$p_m(\beta) = \frac{A \cdot m_a(c(\beta))}{z \cdot \sin \beta}. \quad (2.14)$$

Зная, при каких значениях производная функции равна 0, можно найти

минимальное значение функции:

$$\frac{\partial p_m}{\partial \beta} = \frac{A}{z} \cdot \frac{\frac{\partial m_a(c)}{\partial c} \frac{\partial c}{\partial \beta} \cdot \sin \beta - m_a(c) \cdot \cos \beta}{\sin^2 \beta} . \quad (2.15)$$

Из выражения (2.10):

$$\begin{aligned} \frac{\partial m_a(c)}{\partial c} &= \frac{\partial}{\partial c} \left(\frac{2\pi \cdot (c+1)^{\frac{3}{2}}}{I_1(c)} \right) = \frac{3\pi (c+1)^{\frac{1}{2}} I_1(c) - 2\pi \cdot (c+1)^{\frac{3}{2}} I_1'(c)}{I_1^2(c)} = \\ &= \frac{\pi (c+1)^{\frac{1}{2}} (3I_1(c) - 2(c+1)I_1'(c))}{I_1^2(c)} \end{aligned} \quad (2.16)$$

Из (2.11) и (2.13) следует:

$$F = \frac{I(c)}{I_1(c)} - Kr \cdot \operatorname{tg} \beta = 0 . \quad (2.17)$$

Можно высчитать корень выражения (2.17) относительно β , а значения корня обозначим через $c(\beta, Kr)$

По теореме о дифференцировании в неявных функциях:

$$\frac{\partial c}{\partial \beta} = - \frac{\partial F}{\partial \beta} \div \frac{\partial F}{\partial c} = \frac{Kr}{\cos^2 \beta} \div \frac{I'(c)I_1(c) - I(c)I_1'(c)}{I_1^2(c)} = \frac{Kr}{\cos^2 \beta} \cdot \frac{I_1^2(c)}{I'(c)I_1(c) - I(c)I_1'(c)} ,$$

где

$$I'(c) = \frac{\partial}{\partial c} \left(\int_0^{2\pi} (c \cos(\varphi) + 1)^{\frac{3}{2}} \cos(\varphi) d\varphi \right) = \frac{3}{2} \int_0^{2\pi} (c \cos(\varphi) + 1)^{\frac{1}{2}} \cos^2(\varphi) d\varphi ,$$

$$I_1'(c) = \frac{\partial}{\partial c} \left(\int_0^{2\pi} (c \cos(\varphi) + 1)^{\frac{3}{2}} d\varphi \right) = \frac{3}{2} \int_0^{2\pi} (c \cos(\varphi) + 1)^{\frac{1}{2}} \cos(\varphi) d\varphi .$$

Подставляя эти выражение в (2.15) получим:

$$\begin{aligned} \frac{\partial p_m}{\partial \beta} &= \frac{A}{z} \cdot \left(\frac{\frac{1}{2} \pi (c+1)^2 (3I_1(c) - 2(c+1)I_1'(c)) Kr}{I_1^2(c) \cos^2 \beta} \cdot \frac{I_1^2(c)}{I'(c)I_1(c) - I(c)I_1'(c)} \cdot \sin \beta \right. \\ &\quad \left. - \frac{\frac{2\pi \cdot (c+1)^2}{I_1(c)} \cdot \cos \beta}{\sin^2 \beta} \right) = \frac{A}{z} \cdot \left(\frac{\frac{1}{2} \pi (c+1)^2 (3I_1(c) - 2(c+1)I_1'(c)) Kr}{\sin \beta (I'(c)I_1(c) - I(c)I_1'(c)) \cos^2 \beta} - \frac{\frac{2\pi \cdot (c+1)^2 \cos \beta}{I_1(c) \sin^2 \beta}}{I_1(c) \sin^2 \beta} \right) = \\ &= \frac{A}{z} \cdot \pi (c+1)^2 \left(\frac{Kr(3I_1(c) - 2(c+1)I_1'(c)) \sin \beta \cdot I_1(c) - 2 \cdot (c+1) \cdot \cos^3 \beta (I'(c)I_1(c) - I(c)I_1'(c))}{\sin^2 \beta \cos^2 \beta \cdot (I'(c)I_1(c) - I(c)I_1'(c)) \cdot I_1(c)} \right) \end{aligned}$$

Приравниваем полученное выражение к нулю: $\frac{\partial p_m}{\partial \beta} = 0$ и упростим:

$$Kr(3I_1(c) - 2(c+1)I_1'(c)) \sin \beta \cdot I_1(c) - 2 \cdot (c+1) \cdot \cos^3 \beta (I'(c)I_1(c) - I(c)I_1'(c)) = 0, \text{ или:}$$

$$\begin{aligned} &3Krsin\beta \cdot I_1^2(c(\beta, Kr)) - 2Krsin\beta \cdot c(\beta, Kr) \cdot I_1'(c(\beta, Kr)) \cdot I_1(c(\beta, Kr)) - \\ &- 2Krsin\beta \cdot I_1'(c(\beta, Kr)) \cdot I_1(c(\beta, Kr)) - 2c(\beta, Kr) \cos^3 \beta I'(c(\beta, Kr)) I_1(c(\beta, Kr)) + \\ &+ 2 \cos^3 \beta \cdot c(\beta, Kr) \cdot I(c(\beta, Kr)) I_1'(c(\beta, Kr)) - 2 \cos^3 \beta \cdot I'(c(\beta, Kr)) I_1(c(\beta, Kr)) + \\ &+ 2 \cos^3 \beta \cdot I(c(\beta, Kr)) I_1'(c(\beta, Kr)) = 0 \end{aligned} \quad (2.18)$$

Обозначим корень уравнения (2.18) через β_o .

β_o — это значение угла контакта, при котором нагрузка p_m принимает максимальное значение. Будем называть ее оптимальный угол контакта. Определение данной величины β_o возможно лишь численными методами, т.к. она получена в неявном виде.

Из рис. 2.1 видно, что угол контакта зависит от радиусов дорожек качения r_{gv} и r_{gn} , диаметров шариков ds и величины смещения диаметров дорожек качения ΔD :

$$\beta = \arccos \left(\frac{0,5 \cdot \Delta D}{r_{gv} + r_{gn} - d_s} \right), \quad (2.19)$$

Радиусы дорожек качения обычно находят из зависимости $r_g = 0,52 d_s$.

Для нахождения номинального значения осевого зазора в упорно-радиальном подшипнике, в котором угол контакта тел и дорожек качения равен оптимальному углу $\beta = \beta_o$, из формулы (2.19) получим выражение:

$$\Delta_o = k_g \cdot d_s (1 - \cos \beta_o), \quad (2.20)$$

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

Зная максимальные и минимальные значения осевого зазора:

$$\Delta = \Delta_o \pm \delta_\Delta, \quad (2.21)$$

Значения радиусов дорожек качения:

$$r_g = 0,52 d_s \pm \delta_g \quad (2.22)$$

И значения диаметров тел качения:

$$d_{sf} = d_s \pm \delta_s, \quad (2.23)$$

по формуле (2.19) несложно определить колебания нагрузки на шарики.

Зная максимальные и минимальные значения осевого зазора в шариковом подшипнике и отклонения размеров диаметров дорожек качения в кольцах подшипников, имеем возможность определить разброс диаметров тел качения,

устанавливаемых в подшипник:

$$\begin{aligned}d_{sv} &= \frac{1}{2}(D_{vo} + \delta_v - D_{no} + \delta_n - \Delta_o + \delta_{\Delta}); \\d_{sn} &= \frac{1}{2}(D_{vo} - \delta_v - D_{no} - \delta_n - \Delta_o - \delta_{\Delta}),\end{aligned}\quad (2.24)$$

где:

$$\begin{aligned}D_v &= D_{vo} \pm \delta_v; \\D_n &= D_{no} \pm \delta_n,\end{aligned}\quad (2.25)$$

Из (2.24) имеем:

$$\delta_s = \frac{1}{2}(d_{sv} - d_{sn}) = \frac{1}{2}(\delta_v + \delta_n + \delta_{\Delta}). \quad (2.26)$$

Если, в выражение (2.20) подставить равенства, полученные в (2.21) – (2.23) и (2.26) можно рассчитать разброс значения угла контакта тел и дорожек качения шарикового подшипника, а из выражения (2.19) – разброс нагрузки на тела качения.

Напряжение от контакта тел качения с дорожками качения определяется по формуле Герца:

$$\sigma_m = \frac{1,145}{\pi \cdot \mu \cdot \nu} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{\sum \rho}{\eta}\right)^2} \cdot p_m, \quad (2.27)$$

где μ и ν – это табличные коэффициенты, определяются из [63] в зависимости от $\cos \tau$.

$$\cos \tau = \frac{\pm \frac{2}{D_{v,n}} + \frac{1}{r_g}}{\frac{4}{d_s} \pm \frac{2}{D_{v,n}} - \frac{1}{r_g}}, \quad (2.28)$$

$\sum \rho$ - сумма радиусов кривизны контактирующих тел, 1/мм:

$$\sum \rho = \frac{4}{d_s} \pm \frac{2}{D_{v,n}} - \frac{1}{r_g};$$

η – коэффициент упругих свойств материалов колец и тел качения:

$$\eta = \frac{1 - m_1^2}{E_1} + \frac{1 - m_2^2}{E_2},$$

где $m_{1,2}$ – коэффициент Пуассона первого и второго тела;

$E_{1,2}$ – модули упругости первого и второго тела, МПа.

Подставим в выражение (2.27) вместо максимального напряжения σ_m твердость материала колец подшипника HB, и найдем значение нагрузки на шарики, от действия которой на поверхности деталей подшипника остается след:

$$p_m = \frac{2}{3} (\pi \cdot \mu \cdot v)^3 \cdot HB^3 \cdot \left(\frac{\eta}{\sum \rho} \right)^2 \quad (2.29)$$

Равенство (2.29) с учетом выражения (2.8) позволяет вывести формулу для нахождения эквивалентной нагрузки:

$$P_s = \frac{2 \cdot z \cdot \sin \beta}{3 \cdot m_a(c)} (\pi \cdot \mu \cdot v)^3 \cdot HB^3 \cdot \left(\frac{\eta}{\sum \rho} \right)^2. \quad (2.30)$$

Полученная зависимость позволяет определить значение статической грузоподъемности, которая зависит от таких факторов как: число тел качения, твердость материала деталей подшипника, геометрических размеров тел и дорожек качения и угла контакта тел и дорожек качения. Данные зависимости позволяют разработать методику комплектования подшипников, работающую по критерию повышенной статической грузоподъемности.

2.2 Компьютерная модель процесса формирования статической грузоподъемности упорно-радиального шарикоподшипника при комплектовании и сборке

Разработка компьютерной модели проводилась в среде MathCAD V15.

1. Вводим обозначения:

$$J1(c) := \frac{3}{2} \cdot \int_0^{2\pi} (\cos(\gamma) \cdot \sqrt{c \cdot \cos(\gamma) + 1}) d\gamma \qquad J(c) := \frac{3}{2} \cdot \int_0^{2\pi} (\cos(\gamma)^2 \cdot \sqrt{c \cdot \cos(\gamma) + 1}) d\gamma$$

$$I1(c) := \int_0^{2\pi} (c \cdot \cos(\gamma) + 1)^{1.5} d\gamma \qquad I(c) := \int_0^{2\pi} \cos(\gamma) \cdot (c \cdot \cos(\gamma) + 1)^{1.5} d\gamma$$

2. Задаем функции:

$$ma(c) := \frac{2\pi \cdot (c + 1)^{1.5}}{I1(c)} \qquad m(c) := \frac{2\pi \cdot (c + 1)^{1.5}}{I(c)} \qquad m(c) := \frac{ma(c)}{m(c)}$$

$$F(c, \beta, Kr) := m(c) - Kr \cdot \tan(\beta) \qquad Kra(\beta, Kr) := Kr \cdot \tan(\beta)$$

3. Определяем корень уравнения:

$$F(c, \beta, Kr) := m(c) - Kr \cdot \tan(\beta) :$$

$$g(\beta, Kr) := \left(\begin{array}{l} A \leftarrow 0 \\ B \leftarrow 1 \\ X \leftarrow -1 \text{ if } \Phi(F(A, \beta, Kr)) = \Phi(F(B, \beta, Kr)) \\ \text{while } |A - B| > 10^{-3} \\ \quad \left| \begin{array}{l} X \leftarrow \frac{A + B}{2} \\ A \leftarrow X \text{ if } \Phi(F(A, \beta, Kr)) = \Phi(F(X, \beta, Kr)) \\ B \leftarrow X \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ X \end{array} \right. \quad \text{otherwise}$$

4. Определяем производную $\frac{\partial c}{\partial \beta} = -\frac{\partial F}{\partial \beta} \div \frac{\partial F}{\partial c} = -\frac{Kr}{\cos^2 \beta} \frac{\partial m}{\partial c}$

$$\frac{\partial m}{\partial c} : \quad \text{dmac}(c) := \pi \cdot \sqrt{c+1} \cdot \frac{3 \cdot I_1(c) - 2 \cdot (c+1) \cdot J_1(c)}{I_1(c)^2}$$

$$\frac{\partial c}{\partial \beta} : \quad \text{dc}\beta(\beta, Kr) := \frac{Kr \cdot I_1(g(\beta, Kr))^2}{\cos(\beta)^2 \cdot (J(g(\beta, Kr)) \cdot I_1(g(\beta, Kr)) - I(g(\beta, Kr)) \cdot J_1(g(\beta, Kr)))}$$

5. Определяем: $\frac{\partial ma}{\partial \beta} = -\frac{\partial ma}{\partial c} \cdot \frac{\partial c}{\partial \beta}$

$$\frac{\partial ma}{\partial c} : \quad \text{dmac}(c) := \pi \cdot \sqrt{c+1} \cdot \frac{3 \cdot I_1(c) - 2 \cdot (c+1) \cdot J_1(c)}{I_1(c)^2}$$

$$\frac{\partial ma}{\partial \beta} : \quad \text{dma}\beta(\beta, Kr) := \pi \cdot Kr \cdot \sqrt{g(\beta, Kr) + 1} \cdot \frac{3 \cdot I_1(g(\beta, Kr)) - 2 \cdot (g(\beta, Kr) + 1) \cdot J_1(g(\beta, Kr))}{\cos(\beta)^2 \cdot (J(g(\beta, Kr)) \cdot I_1(g(\beta, Kr)) - I(g(\beta, Kr)) \cdot J_1(g(\beta, Kr)))}$$

6. Найдем производную функции $p_m = \frac{A_0}{z_0} \frac{m_a(c)}{\sin \beta}$

$$\begin{aligned} \frac{\partial p_m}{\partial \beta} &= \frac{A_0}{z_0} \frac{\frac{\partial m_a}{\partial \beta} \sin \beta - m_a \cos \beta}{\sin^2 \beta} = \frac{A_0}{z_0} \left(\frac{\frac{\partial m_a}{\partial \beta}}{\sin \beta} - \frac{m_a \cos \beta}{\sin^2 \beta} \right) = \\ &= \frac{A_0}{z_0} \frac{\sqrt{1+c} \cdot \pi}{\sin \beta} \left(K_r \cdot \frac{3 \cdot I_1(c) - 2(c+1) \cdot J_1(c)}{\cos^2 \beta \cdot (J(c) \cdot I_1(c) - J_1(c) \cdot I(c))} - \frac{2(c+1)}{I_1(c) \cdot \text{tg} \beta} \right) = \\ &= \frac{A_0}{z_0} \frac{\sqrt{1+c} \cdot \pi}{\sin \beta} \left(\frac{K_r \cdot (3 \cdot I_1(c) - 2(c+1) \cdot J_1(c)) \cdot I_1(c) \cdot \text{tg} \beta}{\cos^2 \beta \cdot (J(c) \cdot I_1(c) - J_1(c) \cdot I(c)) \cdot I_1(c) \cdot \text{tg} \beta} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{2(c+1) \cos^2 \beta \cdot (J(c) \cdot I_1(c) - J_1(c) \cdot I(c))}{\cos^2 \beta \cdot (J(c) \cdot I_1(c) - J_1(c) \cdot I(c)) I_1(c) \cdot \text{tg} \beta} \right) \end{aligned}$$

Числитель дроби обозначим:

$$To(\beta) = K_r \cdot (3 \cdot I_1(c) - 2(c+1) \cdot J_1(c)) \cdot I_1(c) \cdot \text{tg} \beta - 2(c+1) \cos^2 \beta \cdot (J(c) \cdot I_1(c) - J_1(c) \cdot I(c))$$

7. Из уравнения $To(\beta_0) = 0$ определяем β_0 :

$$\beta_0(Kr) := \left(\begin{array}{l} A \leftarrow 0.01 \\ B \leftarrow \beta_{\max}(Kr) \\ X \leftarrow -1 \text{ if } \Phi(To(A, Kr)) = \Phi(To(B, Kr)) \\ \text{while } |A - B| > 10^{-3} \\ \quad \left(\begin{array}{l} X \leftarrow \frac{A + B}{2} \\ A \leftarrow X \text{ if } \Phi(To(A, Kr)) = \Phi(To(X, Kr)) \\ B \leftarrow X \text{ otherwise} \end{array} \right) \\ X \end{array} \right) \text{ otherwise}$$

8. Определим $\beta_{\max}$:

$$\beta_{\max}(Kr) := \left(\begin{array}{l} \text{atan}\left(\frac{0.6}{Kr}\right) \text{ if } Kr > 0 \\ \frac{\pi}{2} \text{ otherwise} \end{array} \right)$$

9. Задаем начальные данные:

Коэффициент Пуассона: $\mu = 0,3$;

Модуль Юнга: $E = 210000, \text{МПа}$;

Коэффициент упругих свойств материала колец: $\eta = 2 \frac{1 - \mu^2}{E}$, МПа^{-1} ;

Диаметр дорожки качения верхнего кольца подшипника: $D = 85,5$, мм ;

Допустимый минимальный зазор в подшипнике: $\delta_n = 0,022$, мм;

Отношение радиальной R внешней нагрузки на подшипник к осевой A нагрузке при оптимальном угле контакта β_o : $K_{ro} = 0,131$, Н;

Диаметр шариков, $ds = 5$, мм;

Допуск на радиус профиля дорожек качения, $\delta_g = 0,008$ мм;

Твердость по Бринеллю, $HB = 3990$, МПа;

Диаметр дорожки качения нижнего кольца подшипника, $d = 75,5$, мм;

Допуск на диаметр d : $\delta_v = 0,019$ мм;

Максимальный допустимый зазор в подшипнике, $\Delta_{\max} = 0,12$ мм;

Осевая нагрузка на подшипник: $A_0 = 9550$, Н;

Коэффициент формы зазора между телами и дорожками качения, $Sp = 0,412$, 1/мм;

$dsmi := 0.6$ $dsmx := 0.63$

Радиус желобов колец подшипника, $r_g = 0,515 \cdot ds$, мм;

10. Определяем:

– значение коэффициента m_a при значении $\beta(K_r)$: $m_{a\beta}(K_r) = m_a(c_0)$, где $c_0 = g(\beta(K_r), K_r)$;

– зазор в подшипнике при оптимальном угле контакта $\beta_0(K_r)$:

$$\Delta O(K_r, kg) = kg \cdot ds \cdot (1 - \cos \beta_0(K_r));$$

– средний диаметр подшипника по линии расположения центров шариков,

$$D_0 = \frac{1}{2}(D + d), \text{ мм};$$

– максимально и минимальное число шариков в подшипнике:

$$z_{\min}(D, d) = \left\lceil 0,6\pi \frac{D_0}{ds} \right\rceil, \quad z_{\max}(D, d) = \left\lfloor 0,9\pi \frac{D_0}{ds} \right\rfloor \quad (\text{Здесь } [x] - \text{целая часть числа } x);$$

– нагрузка на наиболее нагруженный шарик,

$$Ps_z(z, K_r, \beta) = \frac{2z \sin \beta}{3 \cdot m_a(c_0)} (\pi \cdot \mu \cdot v)^3 \cdot HB^3 \cdot \left(\frac{\eta}{Sp} \right)^2, \text{ Н};$$

11. Строим график зависимости $Ps(\beta, K_r) = Ps_z(z, K_r, \beta)$ от β при $K_r = 0,1; 0,3; 0,5$:

$$\beta := 0, \frac{\beta_{\max}(0.1)}{100} \dots \beta_{\max}(0.1)$$

```

 $\beta_{\max}(K_r, \delta) :=$ 
   $P_o \leftarrow P_s(\beta_o(K_r), K_r) \cdot \delta$ 
   $\beta \leftarrow \beta_o(K_r)$ 
   $\beta_k \leftarrow \beta_{\max}(K_r)$ 
   $P_k \leftarrow P_s(\beta_k, K_r)$ 
   $X \leftarrow \beta_{\max}(K_r)$  if  $(P_k > P_o)$ 
  otherwise
     $P_{oo} \leftarrow P_s(\beta_o(K_r), K_r)$ 
     $A \leftarrow \beta_o(K_r)$ 
     $B \leftarrow \beta_k$ 
    while  $|A - B| > 10^{-3}$ 
       $X \leftarrow \frac{A + B}{2}$ 
       $A \leftarrow X$  if  $\Phi(P_s(X, K_r) - P_o) = \Phi(P_s(A, K_r) - P_o)$ 
       $B \leftarrow X$  otherwise
   $X$ 

 $\beta_{\min}(K_r, \delta) :=$ 
   $P_o \leftarrow P_s(\beta_o(K_r), K_r) \cdot \delta$ 
   $\beta \leftarrow 0.01$ 
   $\beta_k \leftarrow \beta_o(K_r)$ 
   $P_k \leftarrow P_s(\beta_k, K_r)$ 
   $P_{oo} \leftarrow P_s(\beta_o(K_r), K_r)$ 
   $B \leftarrow \beta_o(K_r)$ 
   $A \leftarrow \beta$ 
  while  $|A - B| > 10^{-3}$ 
     $X \leftarrow \frac{A + B}{2}$ 
     $A \leftarrow X$  if  $\Phi(P_s(X, K_r) - P_o) = \Phi(P_s(A, K_r) - P_o)$ 
     $B \leftarrow X$  otherwise
   $X$ 

```

– допуск на радиальный зазор в подшипнике,

$$\delta\Delta(K_r, \delta) = 2ds \cdot (2kg - 1) \cdot (\cos\beta_{\min}(K_r, \delta) - \cos\beta_{\max}(K_r, \delta)), \text{ мм};$$

– число размерных групп шариков или колец: $n(K_r, \delta) = \frac{\delta v + \delta n}{\delta\Delta(K_r, \delta)}$;

$$\text{Cru}(z, \beta) := 1.25z \cdot ds^2 \cdot \cos(\beta) \quad \text{Cur}(z, \beta) := 5 \cdot z \cdot ds^2 \cdot \sin(\beta)$$

– номинальный диаметр дорожки качения наружного кольца подшипника:

$$D_n(D, d, K_r) = D_o(D, d) + ds + \frac{1}{2} \Delta o(ds, K_r), \text{ мм};$$

– номинальный диаметр дорожки качения внутреннего кольца подшипника

$$D_v(D, d, K_r) = D_o(D, d) - ds - \frac{1}{2} \Delta o(ds, K_r), \text{ мм};$$

Максимальные и минимальные диаметры дорожек качения наружного и внутреннего колец, мм:

$$D_{n\max}(D, d, K_r) = D_n(D, d, K_r) + \frac{1}{2} \delta n,$$

$$D_{v\max}(D, d, K_r) = D_v(D, d, K_r) + \frac{1}{2} \delta n,$$

$$D_{n\min}(D, d, K_r) = D_n(D, d, K_r) - \frac{1}{2} \delta n,$$

$$D_{v\min}(D, d, K_r) = D_v(D, d, K_r) - \frac{1}{2} \delta n.$$

Минимальный и максимальный диаметры шариков, мм:

$$ds_{\min}(D, d, K_r, \Delta) = \frac{1}{2} \left(D_{n\max}(D, d, K_r) - \frac{\delta n}{n(\Delta)} - D_{v\max}(D, d, K_r) - \Delta_{\max} \right)$$

$$ds_{\max}(D, d, K_r, \Delta) = \frac{1}{2} \left(D_{n\max}(D, d, K_r) - \frac{\delta n}{n(\Delta)} - D_{v\max}(D, d, K_r) - \Delta_{\min} \right)$$

Минимальный и максимальный допустимый угол контакта в подшипнике, рад:

$$\beta_{\min}(D, d, K_r, \Delta) = \arccos \left(1 - \frac{0,5\Delta_{\max}}{2 \cdot r_g - ds_{\max}(D, d, K_r, \Delta)} \right)$$

$$\beta_{\max}(D, d, K_r, \Delta) = \arccos \left(1 - \frac{0,5\Delta_{\min}}{2 \cdot r_g - ds_{\min}(D, d, K_r, \Delta)} \right)$$

Максимальны и минимальный коэффициент формы зазора между телами и дорожками качения, 1/мм:

$$Sp_{\max}(D, d, K_r, \Delta) = \frac{4}{ds_{\min}(D, d, K_r, \Delta)} + \frac{2}{D_{v\max}(D, d, K_r) - \frac{\delta v}{n(\Delta)}} - \frac{1}{r_g + \delta_g}$$

$$Sp_{\min}(D, d, K_r, \Delta) = \frac{4}{ds_{\max}(D, d, K_r, \Delta)} + \frac{2}{D_{v\min}(D, d, K_r) + \frac{\delta v}{n(\Delta)}} - \frac{1}{r_g - \delta_g}$$

Максимальная нагрузка шарика, Н:

$$p_m(\beta, K_r, z_o, A_o) = \frac{A_o}{z_o} \cdot q_m(\beta, K_r), \text{ где } z_o = 46 - \text{число шариков в подшипнике}$$

— максимальная статическая грузоподъемность подшипника,

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

— минимальная статическая грузоподъемность подшипника,

$$P_{s\min} = \frac{2 \cdot z \cdot \sin \beta_{\max}}{3 \cdot m_a(c)} (\pi \cdot \mu \cdot v)^3 \cdot \sigma_t^3 \cdot \left(\frac{\eta}{\sum \rho_{\max}} \right)^2; \text{Н.}$$

Разработанная программа позволяет в диалоговом режиме определять сочетания значений параметров комплектующих деталей, при которых значение угла контакта будет находиться в допустимом диапазоне.

2.3 Анализ полученных результатов

Проведенные теоретические исследования в вопросе формирования статической грузоподъемности шарикоподшипника позволили выявить взаимосвязь угла контакта тел и дорожек качения, отношение радиальной к осевой составляющей нагрузки kg на грузоподъемность. На угол контакта, в свою очередь, влияют разность диаметров колец подшипников и соотношения радиальной составляющей нагрузки к осевой.

Рисунок 2.3 иллюстрирует взаимосвязь статической грузоподъемности от угла контакта.

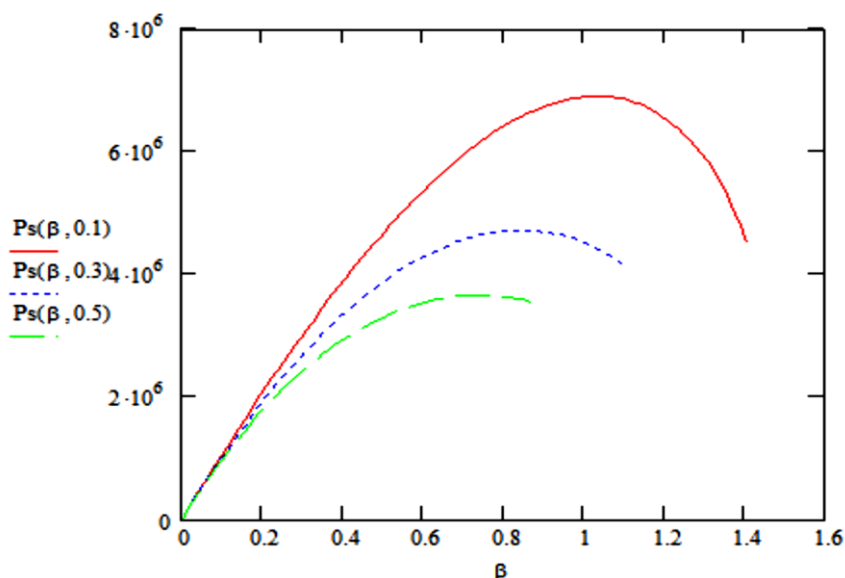


Рисунок 2.3 – Влияние угла контакта β (рад.) и соотношения $K_r = R/A$ радиальной R и осевой A составляющих внешней нагрузки на статическую грузоподъемность $P_s(\beta(K_r))$ (Н) упорно-радиального шарикоподшипника

По графику 2.3 можно наблюдать нелинейную (экстремальную зависимость) угла контакта на статическую грузоподъемность. Как видно из графика, при увеличении значения угла контакта в подшипнике возрастает и значение статической грузоподъемности, но, после, линия зависимости меняет направление. На графике имеется участок, где значение статической грузоподъемности не сильно меняется, а после резко начинает снижаться. Объясняется эта зависимость существованием такого значения угла контакта, при котором подшипник может воспринимать самую максимальную нагрузку, и является оптимальным β_0 . График также показывает, что допустимы отклонения угла контакта от оптимального значения. В их пределах статическая грузоподъемность подшипника при заданном соотношении между осевой и радиальной внешней нагрузок не превышает статистически значимую погрешность измерения.

Отношение радиальной составляющей нагрузки к осевой K_r (выбрали три значения: 0,1; 0,3; 0,5) оказывает влияние на величину находимого оптимального угла контакта таким образом, что при уменьшении K_r снижается значение β_0 . Значение угла контакта тел и дорожек качения указывается в радианах, и переводя значения величин в градусы, от заданных K_r равных 0,1; 0,3 и 0,5, соответственно получаем 65, 45 и 40 градусов.

Отдельно дает представление о влиянии соотношения радиальной составляющей нагрузки к осевой K_r на угол контакта рисунок 2.4. Видно, что с ростом значения соотношения составляющих внешней нагрузки K_r значение угла контакта наоборот падает, что показал график выше.

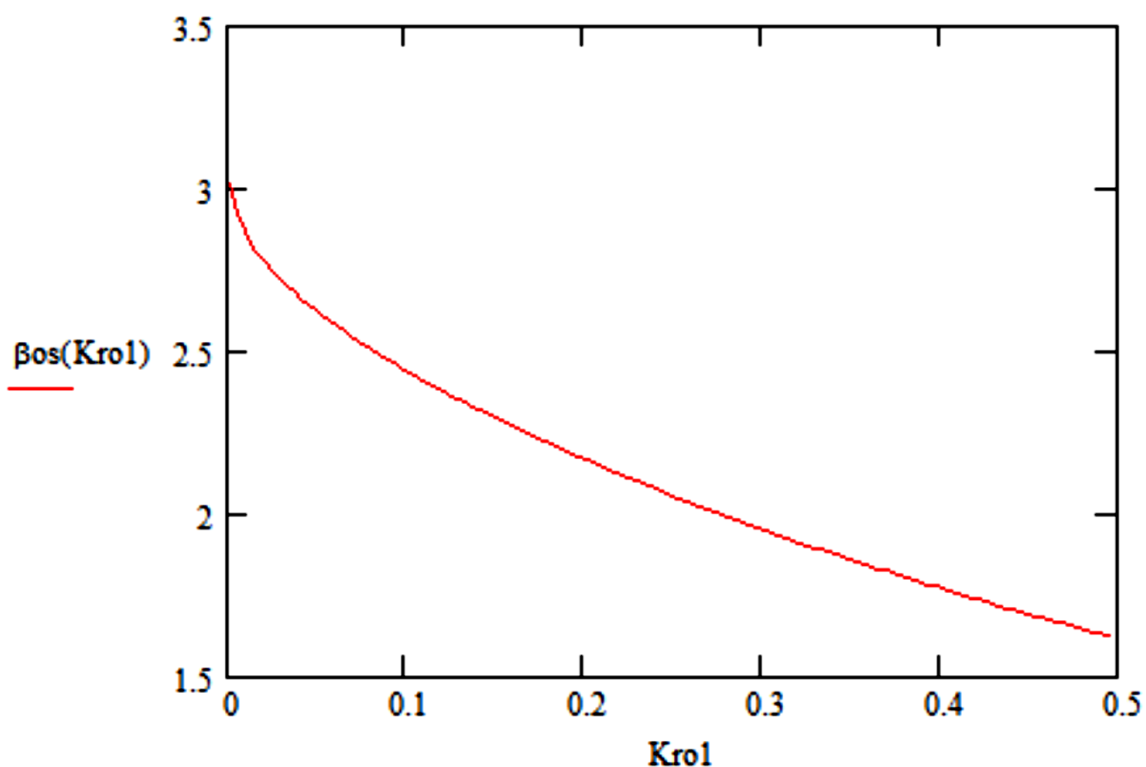


Рисунок 2.4 – Зависимость угла контакта β (рад.) от соотношения составляющих внешней нагрузки $K_r = R/A$

Полученная зависимость объясняется тем, что именно радиальная составляющая R внешней нагрузки играет решающую роль в неравномерном распределении внешней нагрузки между шариками.

На рисунке 2.5. показана зависимость угла контакта от разности диаметров колец подшипника при различных значениях радиуса и величины kg . Чем больше разность диаметров нижнего и верхнего колец, тем больше величина угла контакта. Это объясняется геометрией упорно-радиального подшипника.

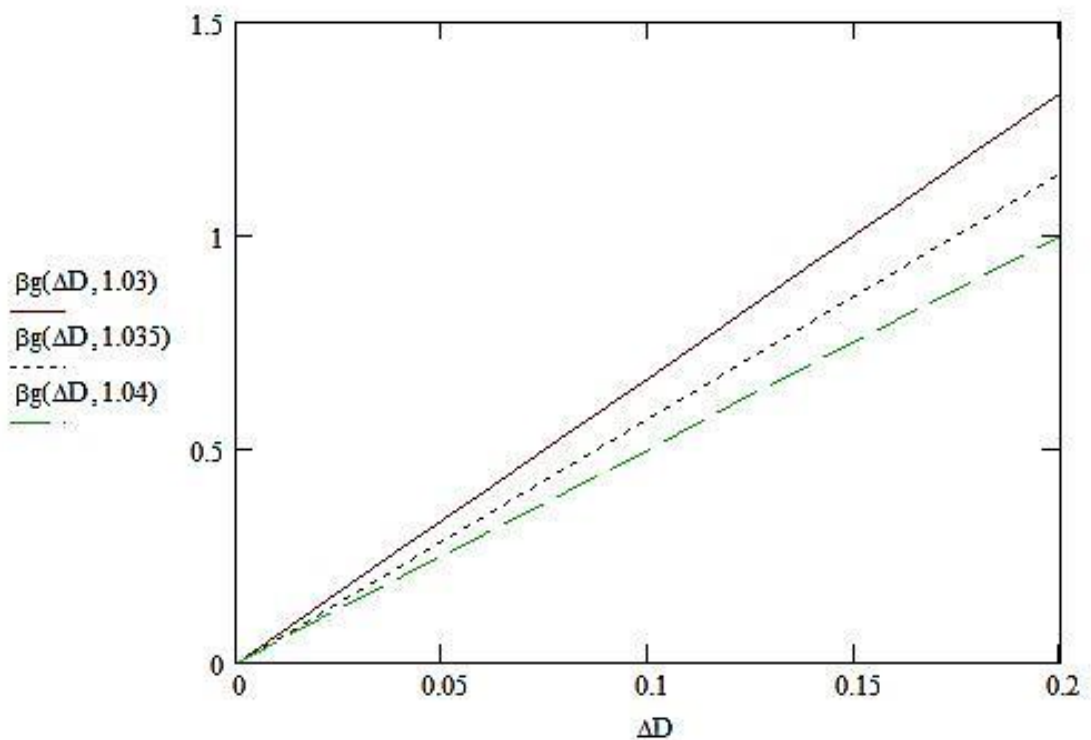


Рисунок 2.5 – Зависимость угла контакта β (рад.) от K_r и соотношения $K_r = R/A$ радиальной R и осевой A составляющих внешней нагрузки статической грузоподъемности и разности диаметров дорожек качения верхнего и нижнего колец ΔD (мкм)

На рисунке 2.6 представлена зависимость статической грузоподъемности $P_s(kg)$ (Н) упорно-радиального шарикоподшипника от отношения радиуса профиля тел и дорожек качения kg . Видно, что с увеличением значения kg значение статической грузоподъемности $P_s(kg)$ уменьшается.

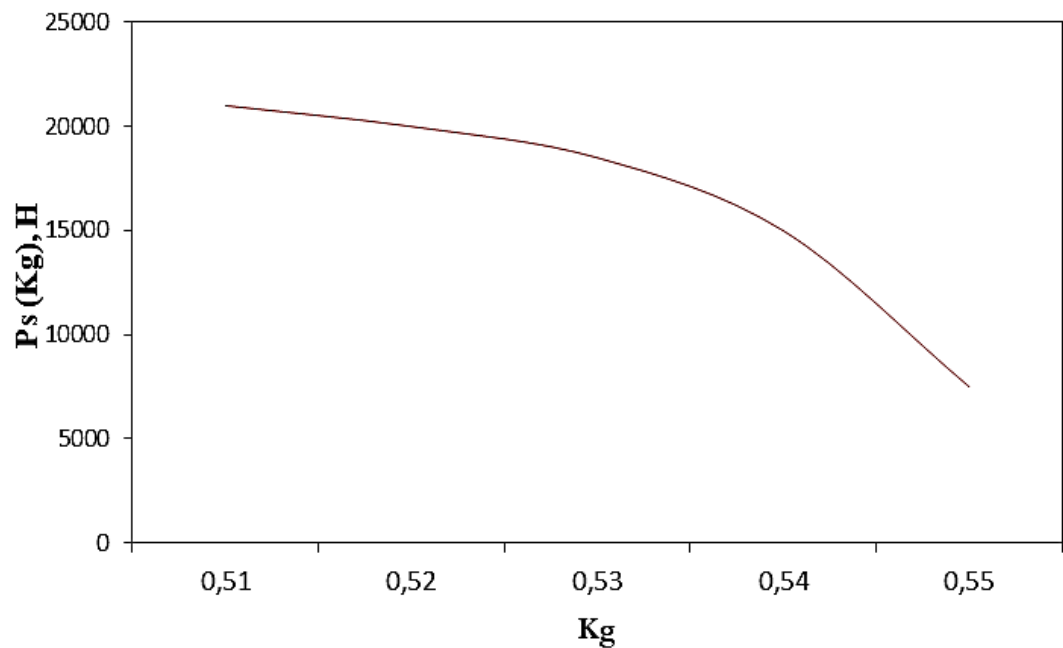


Рисунок 2.6 – Зависимость статической грузоподъемности $P_s(kg)$ (Н) упорно-радиального шарикоподшипника от отношения радиуса профиля тел и дорожек качения kg

Это связано с тем, что при уменьшении отношения kg поверхности шариков более плотно прилегают к поверхности дорожек. С большей площадью соприкосновения тел и дорожек качения уменьшаются упругие деформации материала и возникающие контактные напряжения, а статическая грузоподъемность в свою очередь возрастает.

Но, с другой стороны, при уменьшении отношении радиуса тел качения и дорожек качения увеличивается величина момента сопротивления качению. Это было доказано экспериментально. Снижение величины отношения радиуса профиля тел и дорожек качения kg от 0,566 до 0,515 (примерно 10%) приводит к тому, что увеличивается момент сопротивления качения с 0,67 Н·м до 1,06 Н·м (на 58%) (остальные факторы при этом максимальные) [16].

При комплектовании подшипников известными способами радиус профиля дорожек качения не учитывают, и разброс этого параметра приводит к различному соотношению диаметров тел качения и радиусов дорожек качения. Тем самым, обеспечить требуемый угол контакта все труднее.

Эксплуатационные свойства подшипника снижаются. Поэтому, в основе предлагаемой технологии комплектования лежит не только идея снижения нагрузки на шарики за счет выбора оптимального угла при комплектовании подшипника в зависимости от соотношения радиальной и осевой нагрузок на подшипник, но и задача сохранения в подшипнике неизменным соотношение радиуса профиля тел и дорожек качения.

2.4 Выводы

1. Проведены теоретические исследования формирования угла контакта тел и дорожек качения и его влияния на статическую грузоподъемность. Разработанная математическая модель позволила подтвердить предположение, что радиальная составляющая нагрузки действует на тела качения с разной величиной, в зависимости от их углового расположения, а самое максимальное усилие воспринимает шарик, находящийся ближе всего к линии действия радиальной составляющей силы. Поэтому распределение нагрузки носит экстремальный характер. Подтвердилось предположение существования оптимального угла контакта тел и дорожек качения, при котором можно добиться самого высокого значения грузоподъемности подшипника. Математическая модель также раскрыла зависимость статической грузоподъемности P_s от отношения радиуса профиля тел и дорожек качения k_g и угла контакта β от разности диаметров дорожек качения верхнего и нижнего колец ΔD .

2. Разработана в среде MathCAD v.15 компьютерная модель формирования статической грузоподъемности упорно-радиального шарикоподшипника при комплектовании и сборке, которая позволяет определить при исходных данных (величине и направлении рабочей нагрузки, материалы детали и геометрические характеристики деталей подшипника) минимально возможную нагрузку на шарики и, тем самым, обеспечить максимальную статическую грузоподъемность и работоспособность подшипника. Компьютерная модель помимо зависимости

статической грузоподъемности подшипника от угла контакта и влияющих на него факторов также позволяет определить допустимые значения комплектовочных параметров, при котором статическая грузоподъемность подшипника при заданном соотношении между осевой и радиальной внешней нагрузок увеличивается в пределах, не превышающих статистически значимую погрешность измерения статической грузоподъемности (не более чем на 5%).

3. Построены теоретические зависимости и проведен анализ полученных результатов, который, по теоретическим расчетам позволил выявить зависимости влияния угла контакта тел и дорожек качения на статическую грузоподъемность и зависимость отношения радиальной нагрузки к осевой и радиуса тел качения от разности диаметров колец подшипников на угол контакта.

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ УГЛА КОНТАКТА В ПОДШИПНИКЕ НА СТАТИЧЕСКУЮ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ

3.1 Методика измерения угла контакта в подшипнике при сборке

В качестве объекта исследований использовали подшипник № 1118-2902840 производства ООО "Рефмашпром", который устанавливается в передней стойке автомобилей семейства ВАЗ – Гранта, Калина, Приора и другие. Данные подшипники могут воспринимать только осевые нагрузки. Работают подшипники в режиме качания в пределах угла $\pm 37^\circ$ и при относительно небольших скоростях. Основным показателем этих подшипников является статическая грузоподъемность, определяющая в значительной степени и их долговечность, которая должна составлять не менее 9950 Н.

Нормативные требования к указанному типоразмеру подшипника регламентируются техническими требованиями ОАО «Скопинский автоагрегатный завод» «Подшипник верхней опоры стойки передней подвески 1118-2902840-00,01,02,03. Технические требования»:

- стойкость к динамическим нагрузкам при $K_g = 3$, не должна быть ниже 9550 Н.
- динамическая грузоподъемность не должна быть ниже 55000 Н.
- момент сопротивления вращению при осевой нагрузке 3420 ± 150 Н не должен превышать $0,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Конструкция этого подшипника, разработанная НПП НИМ СГТУ, представлена на рисунке 3.1.

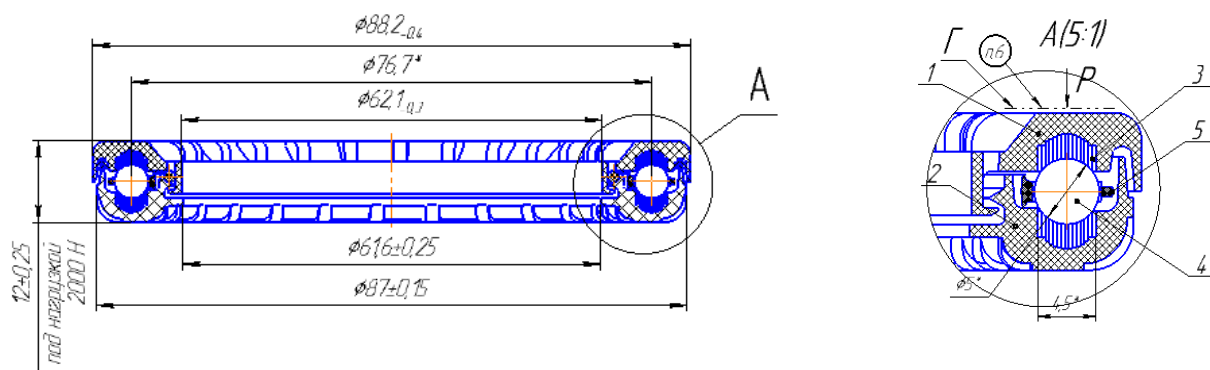


Рисунок 3.1 – Конструкция подшипника 1118-2902840.

Как видно из рисунка 3.1, подшипник состоит из верхнего кольца 1, нижнего кольца 2, между которыми размещены шарики 4. Верхнее и нижнее кольца состоят из пластмассового кожуха, в который заделано металлическое кольцо 3. Между шариками 4 может устанавливаться сепаратор 5. Материал кожухов колец 1 и 2 – Армамид ПА СВ 30-2ТМЧ.

Отличительной особенностью подшипника является то, что кольца 3 выполнены из малоразмерного проката, а именно из металлической ленты 70-2П-0,3х2 ГОСТ 21997-71, туго свернутой в рулон по форме профиля дорожки качения. В соответствии с требованиями указанного стандарта временное сопротивление разрыву ленты должно находиться в пределах $\sigma_v = 15800 \div 18600$ МПа, а твердость HV 486-600.

Финишная обработка дорожек качения верхних и нижних колец подвергалась шлифованию в равных условиях на 3М227 АФ2 Внутришлифовальный станок. Способ шлифования – лобовой, режущий инструмент – шлифовальный круг производства фирмы ATLANTIC с характеристикой 24А 60 СМ2 К7.

Испытанию подвергались пять размерных групп подшипников:

Первая группа подшипников имела разницу диаметров дорожек качения $\Delta D = 0,036$ мм: $D_{ov} = 75,482 \pm 0,005$ мм; $D_{on} = 75,518 \pm 0,005$ мм;

Вторая группа: $\Delta D = 0,058$ мм: $D_{ov} = 75,471 \pm 0,005$ мм; $D_{on} = 75,529 \pm 0,005$ мм;

Третья группа: $\Delta D = 0,078$ мм: $D_{ov} = 75,461 \pm 0,005$ мм; $D_{on} = 75,539 \pm 0,005$ мм;

Четвертая группа: $\Delta D = 0,1$ мм: $D_{ov} = 75,4 \pm 0,005$ мм; $D_{on} = 75,5 \pm 0,005$ мм;

Пятая группа: $\Delta D = 0,12$ мм: $D_{ov} = 75,44 \pm 0,005$ мм; $D_{on} = 75,56 \pm 0,005$ мм;

С целью повышения однородности результатов исследования кольца всех опытных образцов подшипников отбирались одинаковыми по твердости с использованием стандартной методики ее измерения [18].

Помимо твердости, предварительно, на ОАО «ЕПК-Саратов» с использованием прибора поворотный Талисурф осуществлялась проверка отклонения профиля дорожек качения. Измерения показали, что отклонение профиля дорожек качения от профиля дуги окружности не превышает 0,004 мм. Радиус профиля дорожек качения наружных и внутренних колец находился в пределах $r_g = 2,58^{+0,08}$.

Для определения угла контакта в изготовленных подшипниках использовался следующий метод. Угол контакта в подшипнике можно рассчитать, а можно замерить. Например, для $d_s = 5$ мм; $\Delta_D = 0,07$ мм и $r_{gv} = r_{gn} = 2,58$ мм по формуле находим:

$$\beta_r = \arccos\left(\frac{0,5 \cdot \Delta_D}{r_{gv} + r_{gn} - d_s}\right) = \arccos\left(\frac{0,5 \cdot 0,07}{2,58 + 2,58 - 5}\right) = 80,7^\circ$$

Измерение угла контакта в подшипнике осуществлялось следующим образом. Дорожки качения колец покрывались слоем сажи. После сборки подшипника к подшипнику прикладывалась небольшая нагрузка равная 100Н, а кольцам сообщалось вращение относительно друг друга. После повторной разборки подшипника на дорожках качения оставались следы от контакта с шариками, которые отчетливо видны под микроскопом (рисунок 3.2), рассматриваемые под микроскопом.

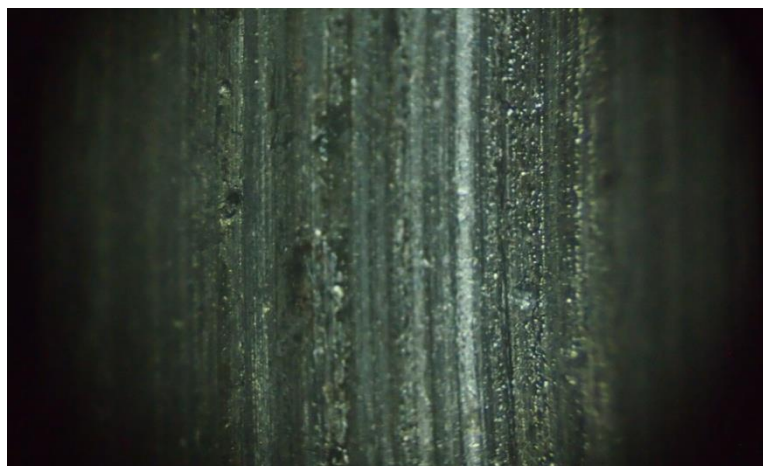


Рисунок 3.2 – Фотографии дорожек качения со следами от контакта с шариками под микроскопом CARLZEIS JENA 2628 DDK.

Микроскоп CARLZEIS JENA 2628 DDK. был соединен с большим инструментальным микроскопом БМИ-1 (рисунок 3.3), на котором можно по координатно отслеживать перемещения его направляющего стола.



Рисунок 3.3 – БМИ-1

Таким образом, замерялись диаметры следа от шариков на верхнем и на нижнем кольце. Разница этих следов рассчитывается по формуле $D_v - D_n$.

Из рисунка 3.4. Следует различать эту разность от значения ΔD , т.к. ΔD равняется разности диаметров наивысших точек дорожек качения.

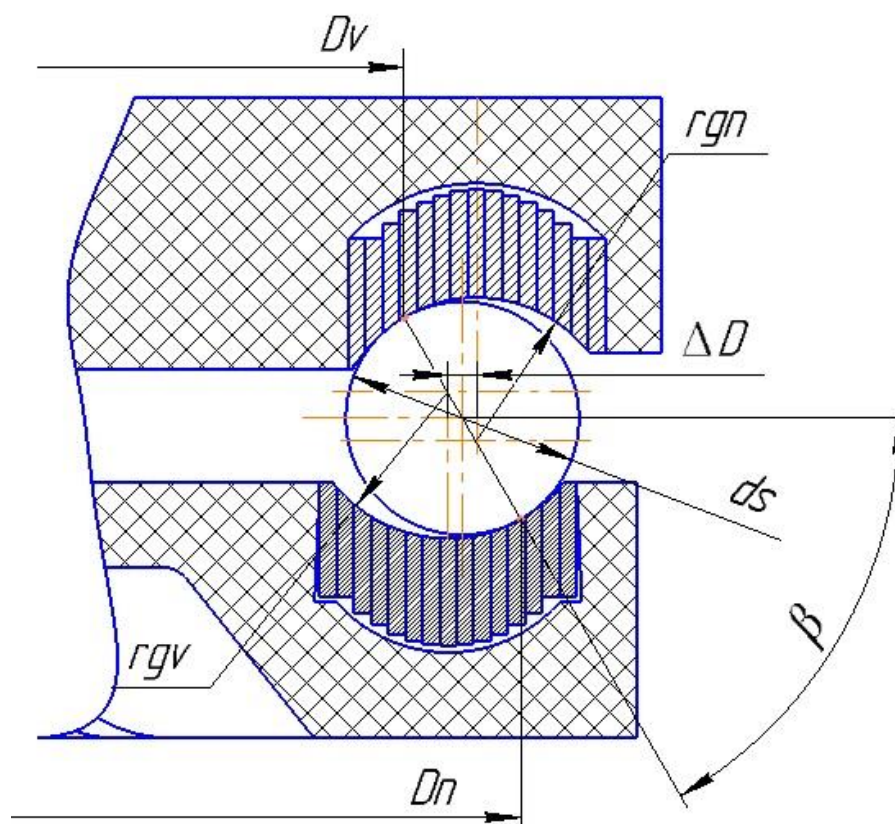


Рисунок 3.4 – Схема размеров поверхностей подшипника, необходимые для расчета угла контакта тел и дорожек качения.

Замеры производили 3 раза и находили среднее значение. Затем рассчитывался фактический угол контакта по формуле:

$$\beta_f = \arccos \frac{0,5 \cdot (D_v - D_n)}{d_s}. \quad (3.1)$$

Результаты входных измерений и расчетов сведены в таблицу 3.1.:

Таблица 3.1 – Результаты измерений геометрических параметров колец подшипников

№	r_{gv} , мм	r_{gn} , мм	ΔD , мм	Dv, мм	Dn, мм	Dv-Dn, мм	β_r , °	β_f , °
1	2,59	2,61	0,036	75,01	75,98	1,05	84,00	83,92
2	2,6	2,62		75,05	75,94	1,68	80,30	79,89
3	2,58	2,59		74,93	76,06	1,06	83,92	84,02
4	2,61	2,58		74,98	76,00	1,81	79,56	79,14
5	2,6	2,58		74,96	76,03	2,38	76,26	75,84
6	2,6	2,62	0,058	74,78	76,21	3,56	69,12	68,75
7	2,58	2,59		74,59	76,41	4,04	66,17	66,50
8	2,61	2,58		74,67	76,31	3,22	71,22	71,54
9	2,61	2,58		74,67	76,31	3,22	71,22	71,54
10	2,6	2,58		74,63	76,36	3,3	70,72	70,05
11	2,59	2,61	0,078	74,45	76,55	4,22	65,05	64,84
12	2,6	2,62		74,53	76,46	4,57	62,78	62,87
13	2,58	2,59		74,27	76,72	5,34	57,73	57,81
14	2,58	2,59		74,27	76,72	5,19	58,73	58,82
15	2,61	2,58		74,38	76,59	5,13	59,15	59,24
16	2,58	2,61	0,1	74,04	76,87	5,77	54,74	53,55
17	2,6	2,62		74,21	76,69	6,96	45,86	45,68
18	2,58	2,59		73,88	77,02	6,58	48,89	48,69
19	2,61	2,58		74,02	76,85	6,05	52,74	52,55
20	2,6	2,58		73,95	76,93	6,31	50,87	50,67
21	2,58	2,61	0,12	73,81	77,20	7,92	37,59	37,13
22	2,59	2,6		73,80	77,20	7,59	40,59	40,13
23	2,58	2,59		73,61	77,35	8,26	34,30	33,85
24	2,59	2,58		73,61	77,38	5,4	57,33	56,85
25	2,6	2,58		73,70	77,24	7,13	44,52	44,06

Предложенный нами способ определения угла контакта в подшипнике прост, точен и удобен в практическом применении. Исследования показали, что отличие расчетного значения угла контакта β_r от фактического значения β_f составляет не более $\pm 3\%$, что делает возможным его применение на практике. Таким способом можно замерять угол контакта в подшипнике и под рабочей нагрузкой, но точность измерения снижается, так как ширина полосы контакта значительно увеличивается.

3.2 Исследование влияния угла контакта в подшипнике на его статическую грузоподъемность

Для обеспечения возможности проведения исследования статической грузоподъемности подшипника под действием реального соотношения составляющих внешней нагрузки на подшипник было предложено специальное устройство [46]. Конструкция данного устройства приведена на рисунке 3.5.

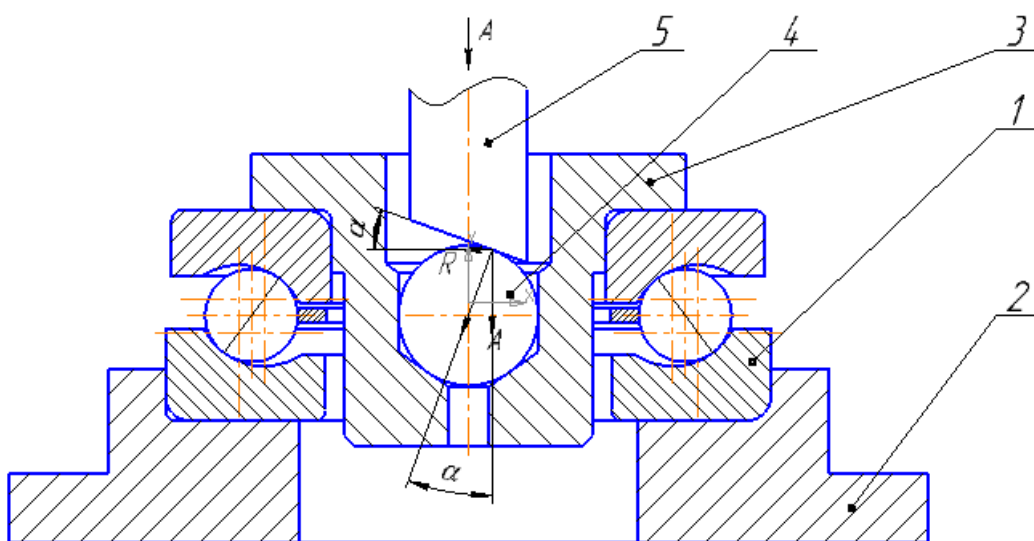


Рисунок 3.5 – Конструкция устройства для определения статической грузоподъемности упорно-радиального шарикоподшипника при комбинированной нагрузке: 1 – измеряемый подшипник; 2 – основание; 3 – оправка; 4 – шар; 5 – упор.

Устройство состоит из основания 2, в котором устанавливается измеряемый подшипник 1, оправки 3, установленной в отверстии измеряемого подшипника 2 и имеющей центральное отверстие, шар 4, закрепленный в отверстии оправки 3, и упор 5. Центр шара 4 находится на расстоянии L_s от центра подшипника 1, которое определяется по формуле:

$$L_s = \frac{M}{R}, \quad (3.2)$$

где R – радиальная эксплуатационная нагрузка на подшипник, Н; M – опрокидывающий момент внешних сил, действующий на подшипник в процессе эксплуатации, Н*мм; L_s – расстояние центра шара от центра подшипника, мм.

Угол скоса торца упора определяется по формуле:

$$\alpha = \arctg(R / A), \quad (3.3)$$

где A – осевая эксплуатационная нагрузка на подшипник, Н; d_s – диаметр шара, мм.

Работа устройств осуществляется следующим образом. На шар 4 через упор 5 передается внешняя нагрузка A , равная осевой нагрузке на подшипник, действующей при его эксплуатации. В месте контакта шара 4 с упором 5 нагрузка A раскладывается на 2 составляющие: радиальную составляющую R , действующую в радиальном направлении подшипника и равную эксплуатационной радиальной нагрузке, и результирующую нагрузку F , направленную в центр шара.

На внутреннее кольцо подшипника от нагрузки R создается действие опрокидывающего момента, равного:

$$M_R = R \cdot \left(L_s + \frac{d_s}{2} \cos \alpha \right). \quad (3.4)$$

От нагрузки A в противоположном направлении действует опрокидывающий момент, равный:

$$M_A = -A \cdot \frac{d}{2} \sin \alpha. \quad (3.5)$$

В сумме они обеспечивают опрокидывающий момент, равный:

$$M = R \cdot L_s, \quad (3.6)$$

Таким образом, при измерении статической грузоподъемности подшипника учитывается действие радиальной, осевой нагрузок и опрокидывающего момента внешних сил, действующих на подшипник в процессе эксплуатации. Тем самым обеспечивается решение задачи повышения точности измерения статической нагрузки.

Пример. На упорно-радиальный подшипник 1118-2902840 в процессе эксплуатации действует осевая нагрузка $A = 9950$ Н и радиальная нагрузка $R = 1254$ Н. Опрокидывающий момент отсутствует: $M = 0$.

В таком случае в соответствии с равенством (3.2) $L_s = 0$, и, следовательно, центр шара 4 должен совпадать с центром подшипника 1. Эта задача решается за счет соответствующей глубины центрального отверстия втулки 3, в которое установлен подшипник 4.

Угол скоса на торце упора определяем по формуле (2.40):

$$\alpha = \arctan\left(\frac{1254}{9950}\right) = 0,131 \text{ рад}$$

Это соответствует $\alpha = 7,5^\circ$.

Если после нагружения устройства силой A на дорожках качения подшипника не остаются следы остаточной деформации от шариков, то, следовательно, испытываемый подшипник гарантированно выдерживает требуемую статическую грузоподъемность.

Таким образом, при измерении статической грузоподъемности подшипника учитывается действие комбинированной внешней нагрузки.

Одновременно производилось измерение момента сопротивления вращению. Средство контроля: моментомер (динамометрический ключ индикаторного типа) DB6N4 TONNICHИ. Величина прикладываемой нагрузки контролировалась динамометром ДОРМ-0,3.

Критическая нагрузка – это нагрузка, при возникновении которой на дорожках качения оставались лунки от тел качения. Фактически эта нагрузка соответствует статической грузоподъемности подшипника.

Для определения критической нагрузки пользовались следующим методом:

На подшипник подавалась минимальная нагрузка, величиной 4000 Н. Объект исследования разбирался и осматривался на предмет наличия следов от воздействия шариков. Отсутствие следов подразумевало продолжение эксперимента. Подшипник вновь собирался, устанавливался на стенд, и нагрузка увеличивалась на 100Н. Значение усилия, при котором возникали следы на дорожках качения колец подшипников, регистрировалась в журнале эксперимента. Опыт проводился для всех образцов.

В качестве примера на рисунке 3.6 приведена фотография кольца, где заметны следы пластической деформации от воздействия нагрузки.

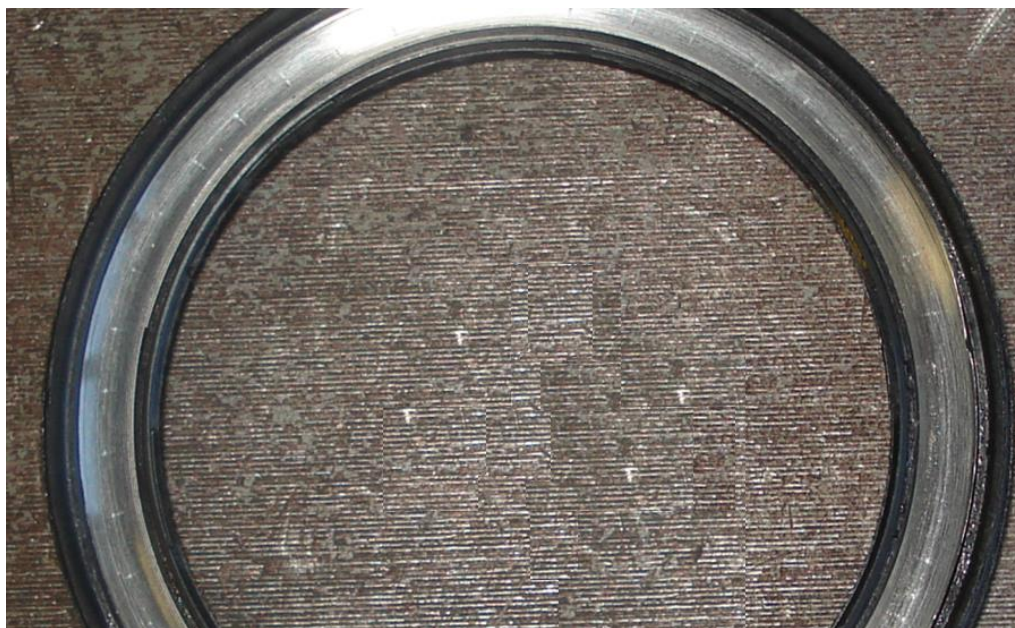


Рисунок 3.6 – Фотография нижнего кольца подшипника со следами пластической деформации.

Радиальная составляющая нагрузки приводит к тому, что происходит смещение верхнего кольца подшипника относительно нижнего. Для контроля этого параметра использовался индикатор с ценной деления 0,001 мм, который

устанавливался к станине. Измерение проводилось при каждом изменении нагрузки.

Результаты измерения фактической грузоподъемности P_m экспериментальных образцов и расчетная грузоподъемность P_p подшипника в зависимости от значений входных параметров и величины смещения колец под нагрузкой приведены в таблице 3.2.

Назовем значения рабочей нагрузки, при которой появляется первая остаточная деформация на поверхности дорожки качения критической нагрузкой.

Таблица 3.2 – Критическая нагрузка P_m экспериментальных образцов, расчетная статическая грузоподъемность P_p подшипника, фактический угол контакта β_f , момент сопротивления вращению Mt , величины радиального смещения колец δ , $CKO s_{\beta f}$ рассеивания значений β_f и $CKO s_{Pm}$ рассеивания значений P_m в зависимости от разницы диаметров верхнего и нижнего колец ΔD)

№ под-ка	ΔD , мм	δ , мм	β_f , град.	$s_{\beta f}$, град.	P_m , Н	s_{Pm} , Н	P_p , Н	Mt , Н*м
Первая группа подшипников								
1	0,035	0,01	84		1800		13800	0,91
2	0,037	0,015	80		1598		12266	0,87
3	0,029	0,014	84	2,59	1405	149	10733	1,1
4.	0,039	0,013	79		1720		13033	0,95
5.	0,034	0,017	70		1630		13800	0,87
Ср.	0,035	0,014	80		1631		12726	0,94
Вторая группа подшипников								
1	0,055	0,007	69		1903		14566	0,88
2	0,05	0,004	66		2015		15333	0,73
3	0,063	0,013	72	2,49	1821	143	13800	0,77
4.	0,054	0,009	72		2065		15333	0,81
5.	0,056	0,006	70		1712		13033	0,69
Ср.	0,056	0,008	70		1903		14413	0,78

Окончание таблицы 3.2

Третья группа подшипников								
1	0,07	0,009	65		1850		13800	0,7
2	0,072	0,006	63		1938		14566	0,66
3	0,081	0,01	58	1,18	2207	135	16866	0,77
4.	0,078	0,005	59		2055		16100	0,78
5.	0,077	0,006	60		1833		13800	0,8
Ср.	0,075	0,007	61		1977		15026	0,74
Четвертая группа подшипников								
1	0,105	0,012	54		1700		13033	0,9
2	0,093	0,009	46		1734		13033	0,81
3	0,101	0,006	49	3,21	1935	150	14566	0,77
4.	0,099	0,01	53		1804		13800	0,94
5.	0,096	0,007	51		1526		11500	0,91
Ср.	0,099	0,009	51		1740		13186	0,87
Пятая группа подшипников								
1	0,121	0,051	37		1324		9966	1,3
2	0,128	0,035	40		1594		12266	1,05
3	0,123	0,033	34	5,08	1326	225	9966	1,95
4.	0,125	0,055	57		1538		11500	1,86
5.	0,119	0,041	44		1024		7666	1,07
Ср.	0,129	0,043	42		1361		10273	1,45

На рисунке 3.7 показана графическая зависимость угла контакта от разности диаметров дорожек качения колец при $ds = 5\text{мм}$, $rgv = rgn = 2,58 + 0,08\text{мм}$.

Сплошной линией показаны теоретические значение, пунктирными - максимальные и минимальные экспериментальные значения. Как видно из рисунка 3.7, с возрастанием разности диаметров уменьшается угол контакта в подшипнике. 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.

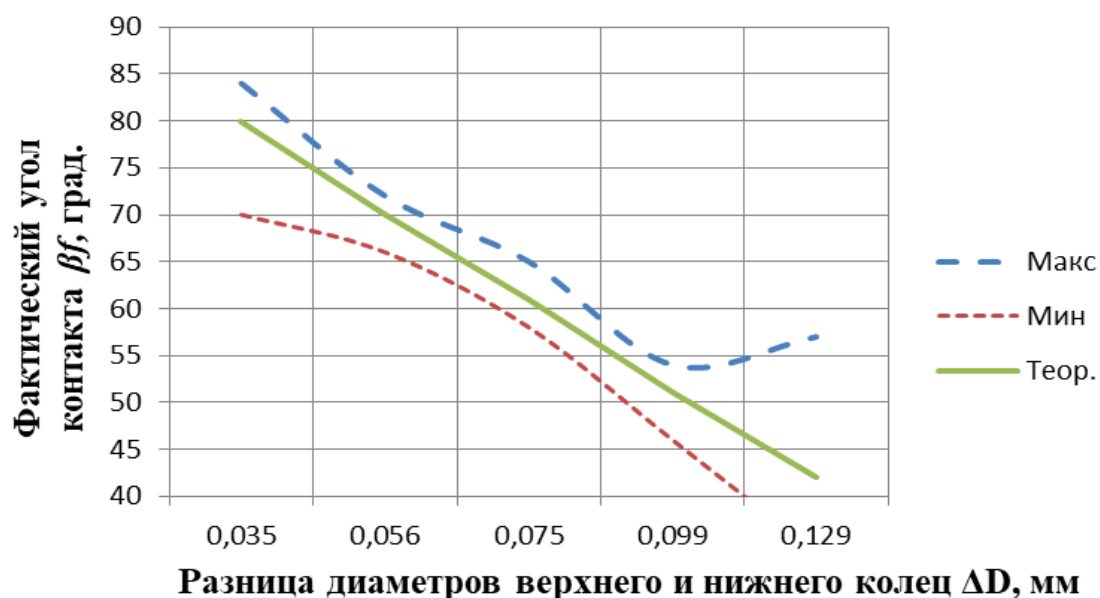


Рисунок 3.7 – Зависимость угла контакта β (рад.) от разности диаметров дорожек качения колец подшипника ΔD (мкм).

На рисунке 3.8 представлена зависимость критической нагрузки от угла контакта в подшипнике.

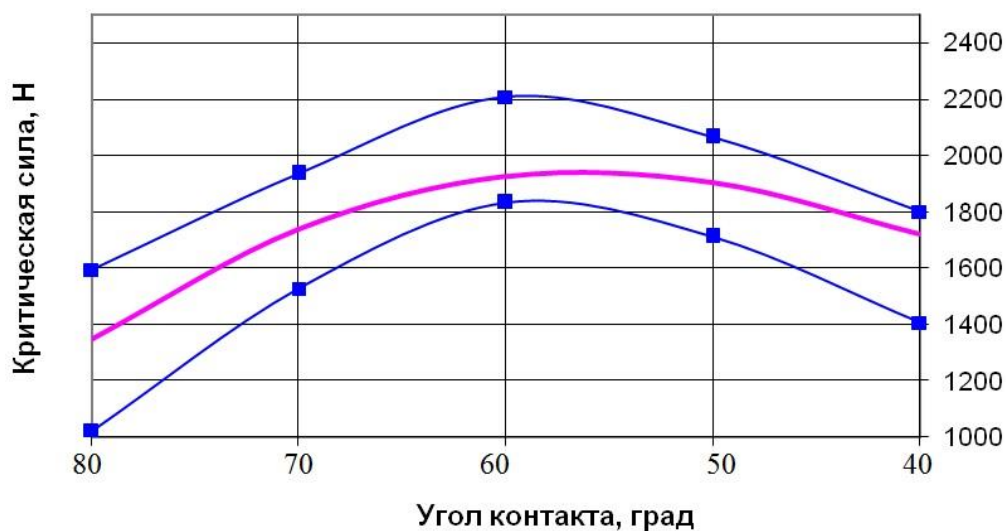


Рисунок 3.8 – Зависимость критической нагрузки P_m (Н) от угла контакта β (рад.) при количестве шариков z (шт) равным 6. (При использовании полного комплекта шариков $z = 46$ значение критической нагрузки P_m (Н) увеличивается в 6 раз.)

Линиями с точками показаны границы изменения величины замеренной критической нагрузки (статической грузоподъемности). Сплошной линией показаны теоретические значения критической нагрузки.

Как видно из рисунка 3.8, величина статической грузоподъемности сначала повышается, а затем снижается. Это подтверждает существование оптимального значения угла контакта, которое зависит от соотношения радиальной и осевой нагрузки на подшипник, при котором нагрузка на шарики становится минимальной. Во всем другом диапазоне угла контакта нагрузка на шарики получается выше оптимальной.

На рисунке 3.9 представлена зависимость радиального смещения верхнего кольца подшипника относительно нижнего кольца δ от угла контакта в подшипнике под действием критической нагрузки.

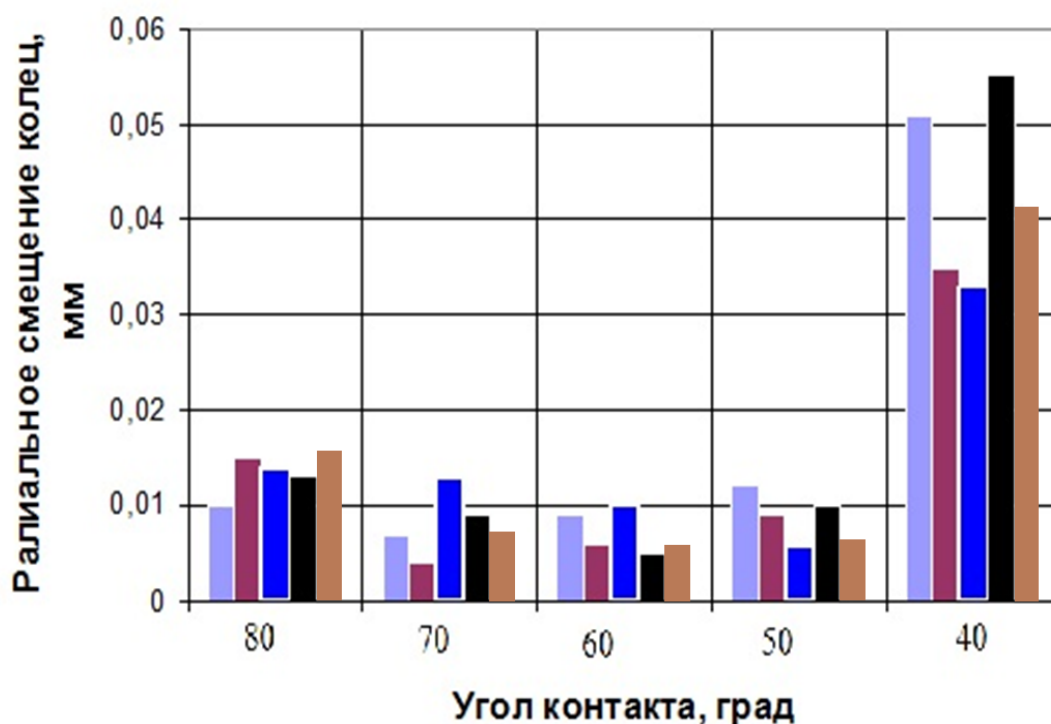


Рисунок 3.9 – Зависимость радиального смещения верхнего и нижнего колец δ (мм) под действием критической нагрузки P_m (Н) на подшипник от угла контакта β (град.) в подшипнике

Из рисунка 3.9 видно, что с уменьшением угла контакта до некоторого значения величина смещения верхнего и нижнего колец сначала практически не меняется, а при угле контакта 40 градусов резко возрастает. Объясняется это тем, что при углах контакта меньших критического значения, равного в данном случае 50 градусам, деформация колец невелика, так как она отражает в основном лишь деформацию зоны контакта дорожек и тел качения. Но при уменьшении угла контакта до критических значений и выше происходит сдвиг верхнего кольца относительно нижнего под действием радиальной нагрузки. Это и приводит к возрастанию радиальной деформации.

Влияние среднего значения угла контакта в подшипнике на среднее квадратическое отклонения угла контакта представлено на рисунке 3.10.

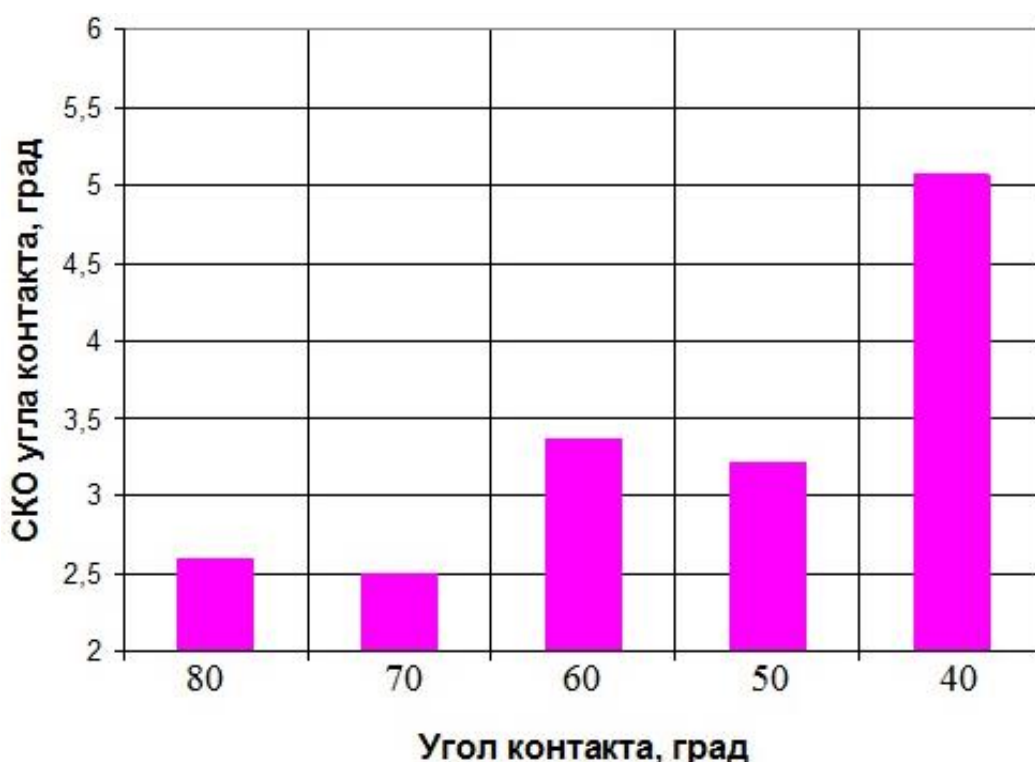


Рисунок 3.10 – Влияние среднего значения угла контакта $\overline{\beta_f}$ (град.) в подшипнике на СКО рассеивания значений угла контакта $S_{\beta f}$ (град.)

Как видно из рисунка 3.10 СКО рассеивания значений угла контакта в подшипнике при средних значениях угла контакта от 50 до 80 градусов изменяется незначительно: на 1,5 – 2,0 градуса. При возрастании угла контакта до

критических значений, при которых происходит смещение колец, рассеивание значений угла контакта существенно возрастает. Это объясняется нестабильностью положения колец при таких значениях угла контакта.

На рисунке 3.11 приведен график влияния угла контакта в подшипнике на СКО рассеивания значений критической силы, при которой на поверхности колец подшипника остаются отпечатки от тел качения.

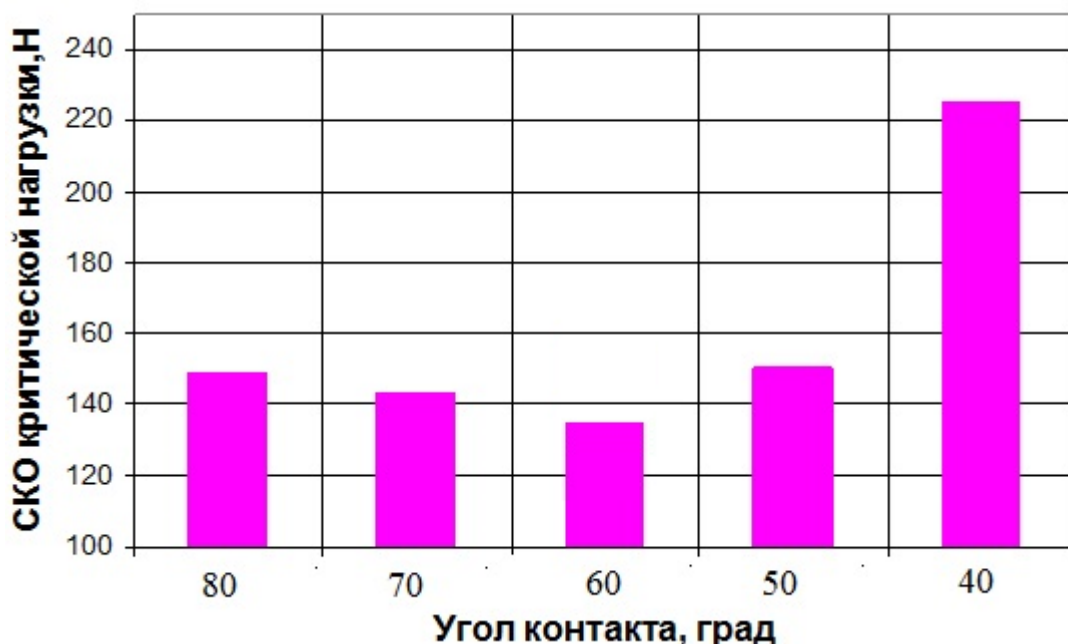


Рисунок 3.11 – Влияние среднего значения угла контакта $\overline{\alpha_f}^{\beta_f}$ (град.) в подшипнике на СКО рассеивания значений критической силы S_{Pm} (Н).

Из рисунка видно, что с уменьшением угла контакта величина СКО значений критической силы сначала незначительно уменьшается, а затем значительно возрастает. Объясняется это тем, что при углах контакта до критического значения положение верхнего и нижнего колец под нагрузкой сохраняется устойчивым. В этом случае, под действием внешней нагрузки лишь происходит небольшая упругая деформация дорожек и тел качения в направлении действия радиальной нагрузки. При угле контакта близкой к критической помимо упругой деформации контактирующих тел происходит проскальзывание колец в направлении действия радиальной нагрузки. В этом случае теряется устойчивое

взаимное положение колец, что вызывает повышение СКО критической нагрузки.

Исследование влияние угла контакта тел и дорожек качения на критическую силу, при которой на дорожках качения появляются следы от шариков, производилось при числе шариков равным шести. Но реальный подшипник имеет в комплекте 46 шариков.

На рисунке 3.12 представлен график зависимости угла контакта в подшипнике на значение статической грузоподъемности, который получен простым пересчетом экспериментальных значений критической силы, полученных с использованием 6 шариков, на статическую грузоподъемность подшипника, имеющего полное заполнение дорожек качения шариками.

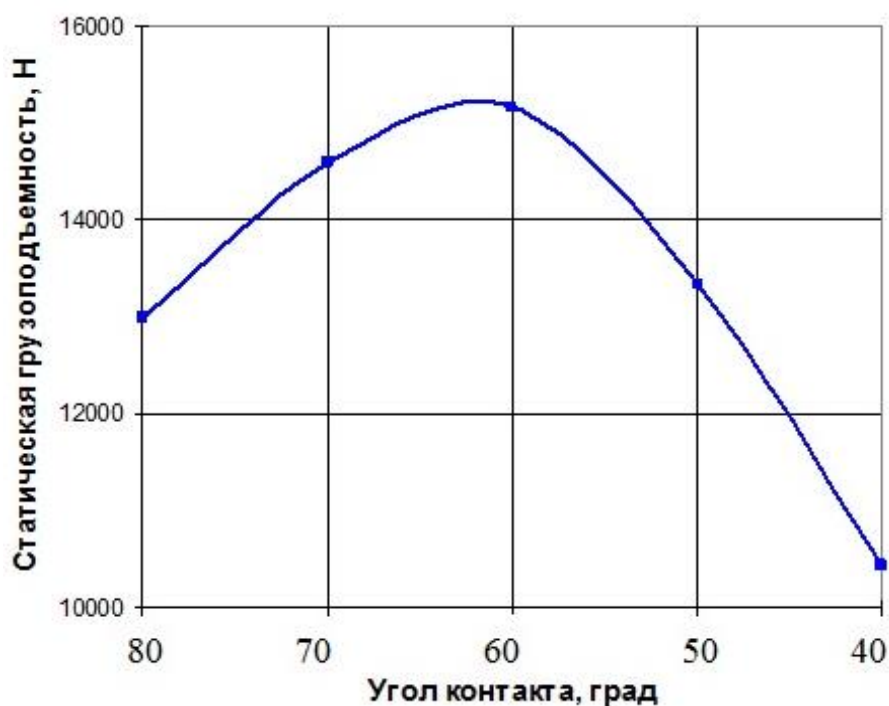


Рисунок 3.12 – Влияние статической грузоподъемности P_m (Н) от угла контакта β (рад.).

Как видно из рисунка 3.12, характер зависимости повторяет предыдущие графики. С уменьшением угла контакта от 80 до 60 градусов статическая грузоподъемность подшипника сначала возрастает, а при дальнейшем уменьшении угла контакта – падает. Объясняется это тем, что при угле контакта,

близком к 60 градусам, нагрузка на шарики получается минимальная. При заданном соотношении радиальной и осевой нагрузок результирующая нагрузка на шарики при угле контакта 80 градусов получается примерно на 20% выше, чем при оптимальном значении угла контакта, равным 60 градусов. При угле контакта, близком к критическому, происходит смещение колец, некоторые шарики выходят из контакта с дорожками качения и нагрузка на шарики возрастает. Поэтому при угле контакта, близком и более 60 градусов Статическая грузоподъемность подшипника снижается почти на 50% по сравнению со статической нагрузкой при оптимальном угле контакта.

График влияния угла контакта тел и дорожек качения в подшипнике на значение момента сопротивления вращению подшипника показан на рисунке 3.13.

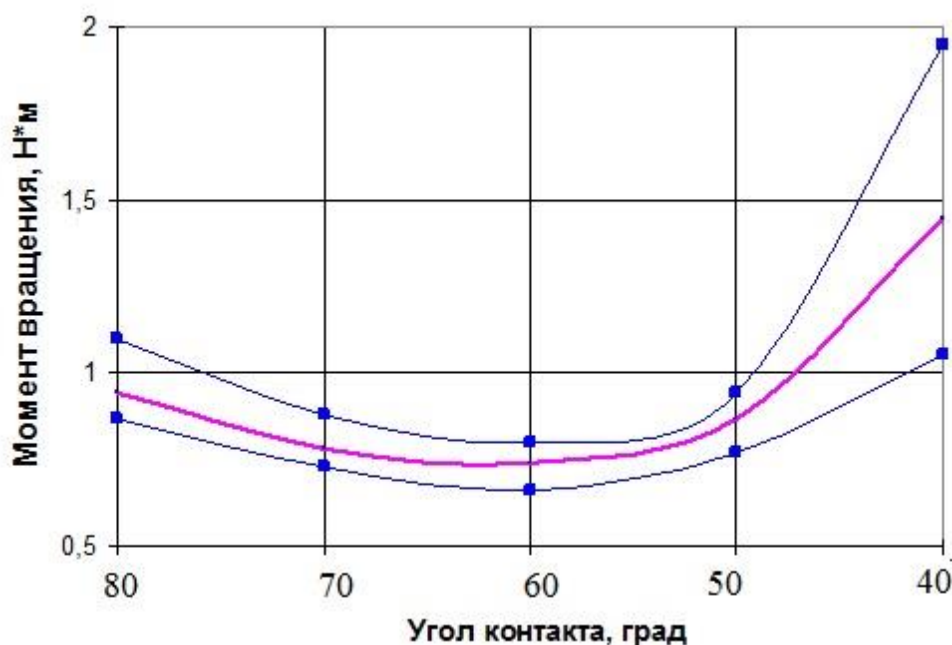


Рисунок 3.13 – Влияние угла контакта в подшипнике β (град.) на момент сопротивления вращению M ($H \cdot m$) от

Как видно из рисунка, зависимость носит экстремальный характер. Минимальный момент сопротивления вращению наблюдается при угле контакта 60 градусов. Объясняется это тем, что при этом угле контакта нагрузка на шарики получается минимальной. При других углах контакта нагрузка на шарики

возрастает, поэтому возрастает и момент сопротивления вращению. Особенно заметно возрастание момента сопротивления вращению при угле контакта меньше 50 градусов, что подтверждает вывод, полученный в теоретической части работы о нецелесообразности увеличения угла контакта в подшипнике выше критического значения $\beta_{\max}$.

Стоит отметить, что на графиках 3.8– 3.13 также заметна зависимость, что с увеличением угла контакта до 80 градусов возрастает и момент сопротивления вращению Mt , и величина радиального смещения колец δ , и CKO критической нагрузки s_{pm} . А величина критической нагрузки P_m , и, следовательно, расчетная статическая грузоподъемность P_p подшипника падает. Эксперименты на статическую грузоподъемность для подшипников с углом контакта 90 градусов не проводились, но, скорее всего, зависимость будет продолжаться. Это говорит о том, что угол контакта при исходном соотношении радиальной и осевой составляющих нагрузки выбран не верно.

Таким образом, исследования подтвердили наличие в упорно-радиальном подшипнике оптимального угла контакта, при котором его статическая грузоподъемность имеет максимальное значения, а рассеивание значений критической внешней нагрузки минимально. Поэтому в особо ответственных случаях необходимо стремиться обеспечивать оптимальный угол контакта. В менее ответственных случаях, когда подшипник имеет большой запас прочности, диапазон допустимых изменений угла контакта в подшипнике можно увеличить без существенного снижения его эксплуатационных свойств. Тем самым достигается возможность избежать применения трудоемкой групповой сборки подшипников и снизить затраты на комплектование подшипника. Однако угол контакта в подшипнике не должен превышать критического значения, при котором под действием радиальной нагрузки происходит смещение колец относительно друг друга. При этом некоторые шарики выходят из контакта с дорожками качения, нагрузка на шарики возрастает, а статическая грузоподъемность подшипника резко снижается.

3.3 Выводы

1. Подтверждены теоретические выводы о существовании оптимального угла контакта тел и дорожек качения в подшипнике и об экстремальном влиянии угла контакта на значение статической грузоподъемности. Такой же характер зависимости несет и значение момента сопротивления вращению.
2. Установлено влияние угла контакта в упорно-радиальном подшипнике на момент сопротивления вращения подшипника. Показано, что момент сопротивления вращения подшипника значительно возрастает при значении угла контакта близкого к критическому максимальному значению.
3. Выявлено, что от номинального значения угла контакта также зависит степень рассеивания угла контакта и критической нагрузки на шарики. Чем ближе значение угла контакта к критическим (граничным значениям), тем степень рассеивания увеличивается, что уменьшает степень работы подшипника. Это подтверждает теоретический вывод о допустимых предельных значениях угла контакта в подшипнике.
4. Установлено влияние угла контакта в подшипнике на величину взаимного смещения оси верхнего и нижнего колец под действием внешней нагрузки. При значении угла контакта, близкого к критическим величинам взаимное смещение колец возрастает, что может привести к неустойчивой работе подшипника.

ГЛАВА 4. ТЕХНОЛОГИЯ КОМПЛЕКТОВАНИЯ УПОРНО-РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ ПО КРИТЕРИЮ СТАТИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

4.1 Алгоритм процесса комплектования

В связи с теоретическими выводами и экспериментальными исследованиями предлагается алгоритм процесса комплектования, описанный ниже, который позволит повысить статическую грузоподъемность упорно-радиальных подшипников, работающих в условиях комбинированной нагрузки.

Алгоритм процесса комплектования состоит в следующем:

1. Обоснование исходных данных. Прежде всего, следует уточнить направление и величину нагрузки на подшипник в процессе его эксплуатации. Кроме того, необходимо указать материал тел качения и колец подшипника, его модуль упругости E , коэффициент Пуассона m , твердость HB. Из конструктивных соображений задаются габариты подшипника: наружный диаметр D , внутренний диаметр d и высота H . Номинальный диаметр шариков обычно берут равным:

$$d_s = (0,4 \div 0,5) \cdot (D - d), \quad (4.1)$$

и уточняют в соответствии с ГОСТ 3722-2014.

Устанавливаются допуски на размеры дорожек качения: допуск на диаметры дорожек качения внутреннего δ_v и наружного δ_n колец, допуск на радиусы профиля дорожек качения δ_g и допуск на радиальный зазор в подшипнике δ_A . Номинальные значения дорожек качения обычно задаются в зависимости от диаметра d_s шариков: $r_{gv} = r_{gn} = k_g \cdot d_s$, где $k_g = 0,52 \div 0,53$. Номинальный диаметр профиля желоба обычно совпадает с минимальным размером, а верхнее отклонение равно допуску на размер. Часто в подшипнике

задается также осевой зазор. Но осевой зазор задается для того, чтобы обеспечить заданный угол контакта тел и дорожек качения. Но так как данная методика относится к комплектованию специальных подшипников, то этот параметр будет определяться в зависимости от найденного угла контакта.

2. В зависимости от радиальной R и осевой A допустимые пределы угла контакта в подшипнике:

$$\arctg\left(1,76 \cdot \frac{A}{R}\right) \leq \beta \leq 90. \quad (4.2)$$

При этих углах контакта все шарики одновременно участвуют в контакте, обеспечивается неразрывность контакта шариков и дорожек качения. Тем самым обеспечивается высокая работоспособность подшипника, предотвращаются вибрации и перекосы осей.

3. Осуществляется поиск оптимального угла контакта в подшипнике β_o , при котором обеспечивается минимальная нагрузка на шарики. Для этого по формуле (2.15) определяется производная коэффициента $m_a(c(\beta))$, а затем из выражения (2.18) находится искомый угол β_o . Имеющаяся зависимость представлена в неявном виде, поэтому расчет осуществляется численными методами.

4. Определяют номинальную величину осевого зазора в подшипнике:

$$\Delta_o = k_g \cdot d_s (1 - \cos \beta_o) \quad (4.3)$$

и число шариков в шарикоподшипнике:

$$0,9\pi \cdot \frac{D_o}{d_s} \leq z \leq 0,6\pi \cdot \frac{D_o}{d_s}, \quad (4.4)$$

где D_o – диаметр расположения шариков, равный:

$$D_o = \frac{1}{2}(D + d), \quad (4.5)$$

Нижнее значение числа шариков используется при работе подшипника в условиях высоких внешних нагрузок и низкой частоты вращения. Разрушение подшипника в таких условиях работы происходит за счет размерного износа тел и дорожек качения. В этом случае подшипник комплектуется без сепаратора с полным заполнением дорожек качения шариками.

Верхнее значение числа шариков используется в случае низких нагрузок и высокой частоты вращения. В этих условиях разрушение подшипника происходит за счет усталости материала дорожек качения. В таком случае шарики устанавливаются в сепаратор, так как большое влияние на работоспособность подшипников оказывают возможное столкновение шариков и вибрации в подшипнике.

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

$$\beta_{\max, \min} = f(P_{s \min}). \quad (4.6)$$

Эту процедуру осуществляют в автоматическом режиме. Рекомендуется минимальное значение грузоподъемности подшипника устанавливать из соотношения:

$$P_{s \min} = (0,8 \div 0,9) \cdot P_{so}, \quad (4.7)$$

где P_{so} — грузоподъемность подшипника при оптимальном значении угла контакта.

Следует учитывать, что минимальный угол контакта не должен выходить за пределы допустимых значений угла контакта в подшипнике:

$$\arctg\left(1,76 \cdot \frac{A}{R}\right) \leq \beta \leq 90. \quad (4.8)$$

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

$$\delta_{\Delta} = 2 \cdot d_s \cdot (2 \cdot k_g - 1) \cdot (\cos \beta_{\min} - \cos \beta_{\max}). \quad (4.9)$$

7. Комплектование подшипников обычно осуществляется с использованием группового метода, при котором диаметры колец подшипников делятся на группы, внутри которых осуществляется комплектование с одной размерной группой шариков. Поэтому число размерных групп тел качения или колец подшипников определяют по формуле:

$$n = \frac{\delta_v + \delta_n}{\delta_{\Delta}}. \quad (4.10)$$

8. Исходя из допусков на диаметр дорожек качения по стандартной методике делят кольца подшипника на группы и осуществляют сборку по методу полной взаимозаменяемости в пределах данной группы. По действующей в настоящее время методике статическую грузоподъемность радиально-упорных и упорно-радиальных подшипников определяют соответственно по формулам:

$$C_o = 1,25 \cdot z \cdot d_s^2 \cos \beta. \quad (4.11)$$

$$C_o = 5 \cdot z \cdot d_s^2 \sin \beta. \quad (4.12)$$

Как видно, эти формулы не учитывают влияние ряда факторов: радиусов

профиля дорожек качения, диаметров дорожек качения, допусков на геометрические параметры подшипника, упругие и прочностные свойства материала дорожек и тел качения, что не может не отразиться на точности расчета.

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

4.2. Способ комплектования подшипников

В основе предлагаемой технологии комплектования упорно-радиальных подшипников по критерию статической грузоподъемности лежит разработанный способ комплектования шарикоподшипников [52].

Недостатком существующих аналогов является то, что они не учитывают соотношение радиальной и осевой рабочих нагрузок на подшипник, в результате чего выбранные параметры комплектования подшипника не обеспечивают требуемую грузоподъемность подшипника. В соответствии с действующей методикой расчета геометрических параметров шариковых подшипников минимальный радиус профиля дорожек качения в стандартных подшипниках составляет $rg_{min} = 0,515 d_s$, где ds – диаметр шариков. На радиус профиля дорожки качения назначают допуск $rg^{+0,08}$. Поэтому установленное длительной практикой рациональное соотношение между радиусом профиля дорожек качения и диаметром шарика составляет $rg = (0,515-0,53) ds$. При выходе за минимальное значение указанного соотношения повышается грузоподъемность подшипника, но резко возрастает трение, что не допустимо, так как резко возрастает износ дорожек и тел качения и возрастает температура на рабочей поверхности подшипника. При выходе за

максимальное значение указанного соотношения резко снижается грузоподъемность подшипника. Но так как при комплектовании подшипников известным способом радиус профиля дорожек качения во внимание не принимают, то формирование комплектовочных групп с разным диаметром шариков приводит к различному соотношению в различных группах радиусов профиля дорожек и тел качения и, в целом, к нарушению указанного выше соотношения, что снижает эксплуатационные свойства подшипника. Так как грузоподъемность партии подшипников определяется его минимальным значением в партии, то в целом грузоподъемность подшипников при таком способе комплектования снижается.

Техническим результатом данного способа комплектования является снижение нагрузки на шарики за счет выбора угла комплектования подшипника в зависимости от соотношения радиальной и осевой нагрузок на подшипник и за счет сохранения в подшипнике неизменным соотношение радиуса профиля тел и дорожек качения.

Предлагаемый способ комплектования включает в себя измерение геометрических параметров под рабочим углом контакта и под действием рабочей нагрузки ($P_k = A \cdot z_k / z$). Диаметр шариков выбирают из соотношения $ds = (1,91 \div 1,92) \cdot (rg_{max} + rg_{min}) / 2$, а угол контакта при измерении диаметров дорожек качения определяют из соотношения $\beta_o = 1,25 - 0,71 \cdot \sqrt{Kr}$, где P_k – нагрузка, при которой осуществляют измерение диаметров дорожек качения, Н; z_k – число шариков, которыми осуществляют измерение диаметров дорожек качения; z – число шариков в собранном шарикоподшипнике; β_o – номинальный угол контакта в подшипнике, обеспечиваемый в процессе комплектования, рад.; Kr – максимальное значение отношения радиальной R и осевой A рабочих нагрузок на подшипник в процессе эксплуатации; ds – диаметр комплектовочных шариков, мм.; rg_{max} и rg_{min} – максимально и минимально допустимые радиусы профиля дорожек качения, мм.

Технический результат заключается в снижении нагрузки на шарики за счет

выбора угла комплектования подшипника с сохранением постоянного значения отношения размеров дорожек и тел качения. Это обеспечивает минимальную нагрузку на шарики при эксплуатации подшипника, что повышает его работоспособность. Измерение диаметров дорожек качения под рабочей осевой нагрузкой на шарики обеспечивает требуемый угол контакта в процессе работы подшипника с учетом реальной упругой деформации тел и дорожек качения, что также способствует повышению работоспособности подшипника. Комплектование подшипника с шариком, диаметр которого выбран из его рационального соотношения с радиусами профиля дорожек качения, упрощает процесс комплектования, а главное также повышает работоспособность подшипника, так как при изменении этого соотношения меняются контактные напряжения и момент трения в подшипнике.

Предложенный способ комплектования подшипников позволяет изготавливать упорно-радиальные шариковые подшипники с углом контакта, обеспечивающим минимальную нагрузку на шарики в конкретных условиях их эксплуатации в зависимости от значений, действующих на подшипник нагрузок, и сохранять в каждой размерной группе постоянное соотношение между радиусами профиля дорожек и тел качения. Тем самым повышается грузоподъемность подшипников и упрощается процесс комплектования.

Исходя из предложенного способа технология комплектования упорно-радиального шарикоподшипника заключается в следующем.

Сначала вычисляют диаметр шарика, с которым должен комплектоваться подшипник по формуле:

$$ds = (1,91 \div 1,92) \cdot (rg_{\max} + rg_{\min}) / 2, \quad (4.13)$$

где ds — диаметр шариков, мм; $rg_{\min}$ — минимально допустимый радиус дорожек качения колец подшипников, мм.; $rg_{\max}$ — максимально допустимый радиус профиля дорожек качения, мм.

Существующее селективное комплектование подшипников предполагает формирование размерных групп колец и шариков. Но изменение размеров шарика при комплектовании без учета размеров радиуса профиля дорожек качения колец приводит к значительному изменению в подшипнике контактных напряжений, с одной стороны, и изменению момента трения в подшипнике, которое сильно зависит от соотношения радиусов тел и дорожек качения. В тех размерных группах, где используется минимальный размер шариков, контактные напряжения повышаются, а момент трения снижается, а в тех размерных группах, где используется максимальный размер шариков, контактные напряжения снижаются, а момент трения возрастает. И в том и в другом случае работоспособность подшипника будет низкая. Поэтому предлагаемый способ осуществляет комплектование с шариками одного размера, а требуемый угол контакта обеспечивает путем деления на размерные группы колец подшипников. В таком случае, в каждой размерной группе создаются одинаковые условия контакта тел и дорожек качения с рациональным соотношением их размеров.

Определяют требуемый номинальный угол контакта в подшипнике, обеспечиваемый в процессе комплектования в зависимости от соотношения радиальной и осевой рабочей нагрузок на подшипник по формуле:

$$\beta_o = 1,25 - 0,71 \cdot \sqrt{Kr} , \quad (4.14)$$

где β_o – номинальный комплектовочный угол контакта (оптимальный), рад.; Kr – максимальное значение отношения радиальной R и осевой A рабочих нагрузок на подшипник в процессе эксплуатации.

Обычно комплектовочный угол контакта выбирается из ряда стандартных подшипников, а затем после изготовления подшипников заказчик по величине эквивалентной нагрузки и по величине соотношения между радиальной и осевой составляющей подбирает подшипник с углом контакта, ближайшего к расчетному. Но так как шаг углов контакта в стандартных подшипниках велик, то

требуемый угол контакта не совпадает с фактическим в используемом подшипнике, и поэтому нагрузка на шарики будет повышенной, что снижает работоспособность подшипников. Стандартные подшипники широко применяются не только в мелкосерийном производстве, но и в изделиях массового производства: автомобилях, самолетах, тракторах, ракетах, турбинах, приборах, танках и другой многочисленной техники, где особенно важно и возможно использовать рациональный угол контакта. В этих изделиях заранее известно максимальное значение соотношения между радиальной и осевой нагрузками и поэтому для этих подшипников следует формировать угол контакта при комплектовании по предложенной зависимости, так как это обеспечивает минимальную нагрузку на шарики и значительное повышение работоспособности подшипников, а, следовательно, и той техники, в которой они используются.

В отличие от существующих эмпирических зависимостей, в работах [36, 57, 61] с помощью математического моделирования получена более точная зависимость нагрузки на шарики от угла контакта в шарикоподшипнике. На основе этих исследований авторами получена зависимость оптимального угла контакта в шариковом подшипнике в зависимости от соотношения радиальной и осевой нагрузки на подшипник, представленная в таблице 4.1

Зависимость (4.14) получена путем аппроксимации зависимости, приведенной в табл. 1, с погрешностью менее 1%.

Таблица 4.1. – Зависимость оптимального угла контакта β_o в шариковом подшипнике от соотношения действующих на него радиальной R и осевой A нагрузок

$K_r = R / A$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
β_o , град.	59,2	52,6	48,4	45,0	42,4	40,0	37,6	35,3	33,1	30,9

Далее измеряют диаметр дорожек качения D_{k1} и D_{k2} каждого из колец. В качестве комплектующего угла контакта используют значение β_o , рассчитанное

по формуле (4.2), а нагрузку при измерении принимают равной рабочей осевой нагрузке, соответствующей максимальному значению K_r . Это позволяет осуществить комплектование подшипников с тем углом контакта, который возникнет в процессе работы подшипника, что обеспечит повышение его работоспособности.

Определяют номинальное значение разницы диаметров дорожек качения верхнего и нижнего колец в каждой размерной группе по формуле:

для упорно-радиальных подшипников:

$$\Delta D = 2 \cdot ds \cdot \cos \beta_0; \quad (4.15)$$

где $\Delta D = |D_v - D_n|$, мм; D_v и D_n – диаметры дорожек качения первого и второго колец в точке контакта, замеренные под рабочей нагрузкой.

В зависимости от требуемой точности комплектования задаются допуском на разницу диаметров колец в каждой группе $\delta_\Delta = \Delta D_{\max} - \Delta D_{\min}$, где δ_Δ – допуск на разницу диаметров дорожек качения колец, мм; $\Delta D_{\max}$ – максимальное допустимое значение разности диаметров в каждой размерной группе, мм; $\Delta D_{\min}$ – минимальное допустимое значение разности диаметров колец в каждой размерной группе, мм.

Определяют число размерных групп и интервалы диаметров D_v и D_n колец в каждой размерной группе.

Предложенный способ комплектования подшипников позволяет изготавливать радиально-упорные и упорно-радиальные шариковые подшипники с углом контакта, обеспечивающим минимальную нагрузку на шарики в конкретных условиях их эксплуатации в зависимости от значений, действующих на подшипник нагрузок и сохранять в каждой размерной группе постоянное соотношение между радиусами профиля дорожек и тел качения. Тем самым повышается работоспособность подшипников и упрощается процесс комплектования.

Технико-экономическая эффективность предлагаемой технологии комплектования шариковых подшипников заключается в следующем:

1. Повышается работоспособность подшипников за счет их комплектования с оптимальным углом контакта, обеспечивающим снижение нагрузки на шарики при действии на подшипник реальной рабочей нагрузки.

2. Повышается стабильность показателей работоспособности подшипника, так как во всех размерных группах при комплектовании используется один размер шариков.

3. Упрощается процесс комплектования, так как делению на размерные группы подвергаются только кольца подшипника.

Пример: Условия работы подшипника 1118-2902840: номинальная осевая нагрузка $P_{o_n} = 3760 \text{ Н}$, радиальная нагрузка $P_{r_n} = 446 \text{ Н}$. С учетом действия динамических нагрузок максимальная осевая нагрузка составляет $P_{o_d} = 9950 \text{ Н}$, максимальная радиальная нагрузка $P_{r_d} = 1254 \text{ Н}$, диаметр по дну дорожки качения верхнего кольца составляет $D_v = 74,877 \pm 0,04 \text{ мм.}$, диаметр дорожек качения нижних колец составляет $D_n = 75,123 \pm 0,04 \text{ мм.}$, радиусы желобов колец подшипника $rg_{\min} = 2,575 \text{ мм.}$; $rg_{\max} = 2,655 \text{ мм.}$ Число шариков в шарикоподшипнике равно $z = 46$.

По формуле (4.13) определяем диаметр шариков:

$$ds = (1,91 - 1,92) \cdot (2,575 + 2,655) / 2 = 4,995 \div 5,021 \text{ мм.}$$

Принимаем $ds = 5 \text{ мм.}$

Находим максимальное отношение радиальной и осевой нагрузок:

$Kr = 1254 / 9950 = 0,126$. Это значение получается при максимальной нагрузке на подшипник, при которой $P_{o_d} = 9950 \text{ Н}$.

По формуле (4.14) определяем оптимальный комплектовочный угол:

$$\beta_o = 1,25 - 0,71 \cdot \sqrt{0,126} = 0,995 \text{ рад.}, \text{ или } \beta_o = 57^\circ.$$

Замеряем диаметры дорожек качения верхнего и нижнего колец тремя шариками: $z_k = 3$, под рабочей нагрузкой $P_k = 9950 \cdot 3 / 46 = 649H$ при угле контакта $\beta_o = 57^\circ$. Результаты измерения приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Предельные значения диаметров дорожек качения колец подшипника по линии контакта с шариками под углом $\beta_o = 57^\circ$

Наименование кольца	Диаметр максимальный, мм	Диаметр минимальный, мм	Поле рассеивания, мм
Верхнее	77,804	77,643	0,161
Нижнее	72,355	72,197	0,158

Требуемую разницу диаметров дорожек качения находим по формуле:

$$\Delta D = 2 \cdot 5 \cdot \cos 0,995 = 5,448 \text{ мм.}$$

Допуск на разницу диаметров дорожек качения в каждой группе определим исходя из допустимого отклонения угла контакта от оптимального значения $\pm 1^\circ (0,017 \text{ рад})$:

$$\delta_A = 2 \cdot ds \cdot (\cos 0,978 - \cos 1,012) = 0,292 \text{ мм}$$

Так как сумма полей рассеивания диаметров дорожек качения верхнего и нижнего колец, составляющая 0,319 мм, и превышает допуск на разницу диаметров дорожек качения, то для комплектования подшипников создаем две размерные группы колец подшипника. В первую размерную группу войдут верхние кольца с размерами в пределах 77,643 - 77,723 мм и нижние кольца с размерами 72,197 - 72,276 мм, а во вторую группу войдут верхние кольца с размерами 77,724 - 77,804 мм и нижние кольца с размерами 72,277 - 72,355 мм.

Таким образом, предложенный способ комплектования подшипников

обеспечивает высокую точность формирования угла контакта в подшипнике путем разделения колец всего на две размерные группы при использовании шариков одного размера что упрощает процесс комплектования и обеспечивает высокую работоспособность подшипника, так как соотношение между радиусами профиля дорожек качения и диаметром шариков не изменяется, а формируемый угол контакта обеспечивает минимальную нагрузку на шарики.

ГЛАВА 5. ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

5.1 Адекватность математической модели

Для подтверждения эффективности предлагаемой технологии комплектования были проведены два вида испытания подшипников качения 1118-2902840: на статическую грузоподъемность и ресурсные стендовые испытания.

В соответствии с требованиями ТУ: ОАО СААЗ «Подшипник верхней опоры стойки передней подвески 1118-2902840-00/01/02/03. Технические требования» должны выполняться следующие условия:

«6.2. Момент сопротивления вращению подшипника не более 1,2 Нм при частоте вращения 10 мин^{-1} , осевой нагрузке $(3420 \pm 85) \text{ Н}$ и температуре $-45^{\circ}\text{С} \dots -40^{\circ}\text{С}$.»

«8.1. Вероятность безотказной работы подшипника при наработке 160 тыс. км. пробега автомобиля составляет 0,995.»

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 качания подшипника составлял $\pm 37^{\circ}$, а частота, качания 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 благодаря

предлагаемой технологии комплектования. Испытания несли сравнительную характеристику двух партий подшипников по 6 штук: с углом 90° и 62° .

Шлифование колец подшипников обеих партий проводилось на внутришлифовальном станке 3М227 АФ2 чашечным кругом. Для первой партии положение шлифовального круга не изменялось, что обеспечивало одинаковый диаметр дорожек качения колец, который составлял $75 \pm 0,015$, для второй партии шлифовальный круг смещался в сторону увеличения размера диаметров дорожек колец на величину 0,04 мм, что обеспечивало разность диаметр дорожек качения колец ($D_n = 75,04 \pm 0,015$, $D_v = 74,96 \pm 0,015$).

Испытания выполнялись в Саратовском государственном техническом университете им. Гагарина Ю.А. в лаборатории «ОНИЛ ТАПС» при помощи гидравлического пресса (рисунок 5.1), который обеспечивал регулируемую нагрузку. Усилие штока регулировалось регулятором давления.

Для обеспечения комбинированной нагрузки, испытываемые оправка, на которую устанавливались подшипники находилась под углом $\alpha = 7,5^\circ$ относительно оси штока гидроцилиндра

В течении 30 секунд от штока на подшипник действовала нагрузка через шарик. Образец снимали со стенда и осматривали на наличие пластических деформаций, следов на дорожках качения. Для уточнения фактически-прикладываемой нагрузки использовали динамометр.

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.



Рисунок 5.1 – Установка для испытания подшипников на статическую грузоподъемность

Результаты испытаний подшипников представлены в таблице 5.1

Таблица 5.1 – Значения величины статической грузоподъемности сравниваемых партий подшипников

Номер партии	Статическая грузоподъемность, Н	Максимальное значение выдерживаемой нагрузки, Н
1 партия	7200	10400
2 партия	12500	16300

Как видно из таблицы 5.1, статическая грузоподъемность испытываемых подшипников 2 партии на 42,4% выше статической грузоподъемности 1 партии серийных подшипников. Максимально выдерживаемая нагрузка 2 партии также существенно выше выдерживаемой нагрузки 2 партии. Это подтверждает

значительное влияние угла контакта в подшипнике на его статическую грузоподъемность.

Проведение ресурсных испытаний и испытаний на статическую грузоподъемность подшипников подтверждается протоколами испытаний (Приложения Д, Е) и позволили провести внедрение данной технологии на предприятиях ООО «Рефмашпром» и НПП НИМ СГТУ (Приложения А, Б.)

5.2 Область применения полученных результатов

Результаты исследований могут использоваться при производстве шариковых подшипников.

Для упорно-радиальных подшипников, устанавливаемых в переднюю стойку автомобилей семейства ВАЗ, рекомендуются следующие условия комплектования: допустимое значение угла контакта тел и дорожек качения 55 – 65 градусов, диаметр шариков $5 \pm 0,01$ мм, разность диаметров дорожек качения $\Delta D = 0,078 \pm 0,01$ мм, радиус профиля дорожек качения $r_g = 2,58^{+0,08}$ мм. При этих условиях статическая грузоподъемность подшипников повышается в 1,5-2,0 раза по сравнению с серийно выпускаемыми подшипниками.

Областью применения результатов исследований является производство других аналогичных подшипников, устанавливаемых в верхней опоре различных легковых и грузовых автомобилей. Но, для определения комплектующих параметров этих подшипников, необходимо выполнить расчет с помощью разработанных рекомендаций.

Выполненные исследования могут найти широкое применение в производстве других упорно-радиальных и радиально-упорных подшипников, особенно специальных подшипников, для которых известна внешняя эксплуатационная нагрузка. Для освоения производства таких подшипников помимо простых расчетов потребуется провести ряд экспериментальных исследований по методикам, которые изложены в данной работе.

Результаты выполненных исследований могут найти применение не только

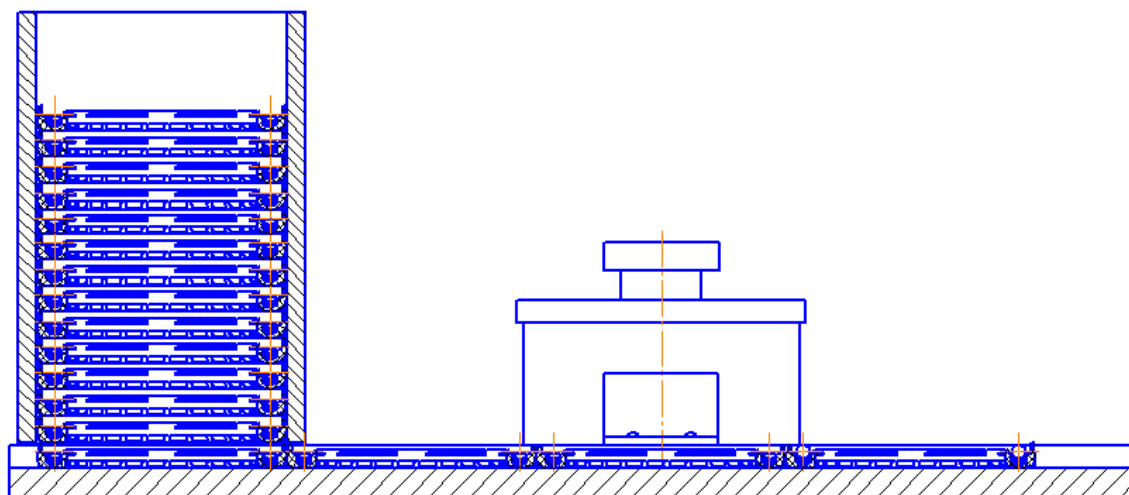
на подшипниковых предприятиях, но и в различных НИИ, КБ, ОКБ при создании новой техники. В этом случае при конструировании и расчете подшипниковых узлов, механизмов и машин можно предусматривать комплектование упорно-радиальных и радиально-упорных подшипников с рациональными параметрами, обеспечивающими повышенную грузоподъемность подшипников.

5.3 Схема автоматической сборочно-комплектующей линии упорно-радиальных подшипников № 1118-2902840 на основе технологии комплектующей по критерию статической грузоподъемности

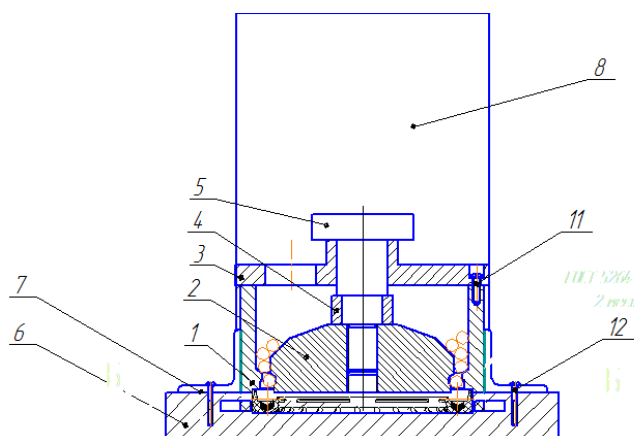
На рисунке 5.2 изображена схема автоматической сборочной линии упорно-радиальных подшипников с комплектующей деталей подшипника. Детали собираются без деления на группы, т.к. обеспечивают данную точность (8 степень точности) получаемого подшипника и требуемую статическую грузоподъемность.

Данная схема для сборки подшипников состоит из двух перпендикулярно установленных линий подачи колец подшипников. Обе линии оснащены пневмодвигателями 1 и устройствами для толкания колец 2. С определенным тактом верхние и нижние кольца подаются на позицию нанесения смазки 5 и засыпки шариков 7. Предварительно кольца находятся в бункерах 4 и 3. Далее, кольцо с нанесенной смазкой 6 захватывается манипулятором 10, переворачивается и укладывается на нижнее кольцо с шариками 8. Этим же самым манипулятором кольца защелкиваются и отправляются на упаковку.

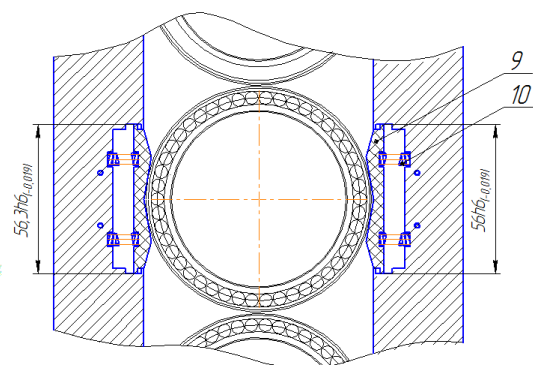
При поднимании оси с кассетой, шарики подшипников под собственной тяжестью перемещаться по профилю крышки, а потом засыпаются одновременно в нижнее кольцо.



а) вид сбоку



б) бункер в разрезе



в) механизм зажима кольца

Рисунок 5.3 – Устройство для засыпки шариков

Кольца с бункера подаются по направляющей плите 6, где их толкает толкатель.

На рисунке 5.4 показано более подробно устройство по нанесению смазки на верхнее кольцо.

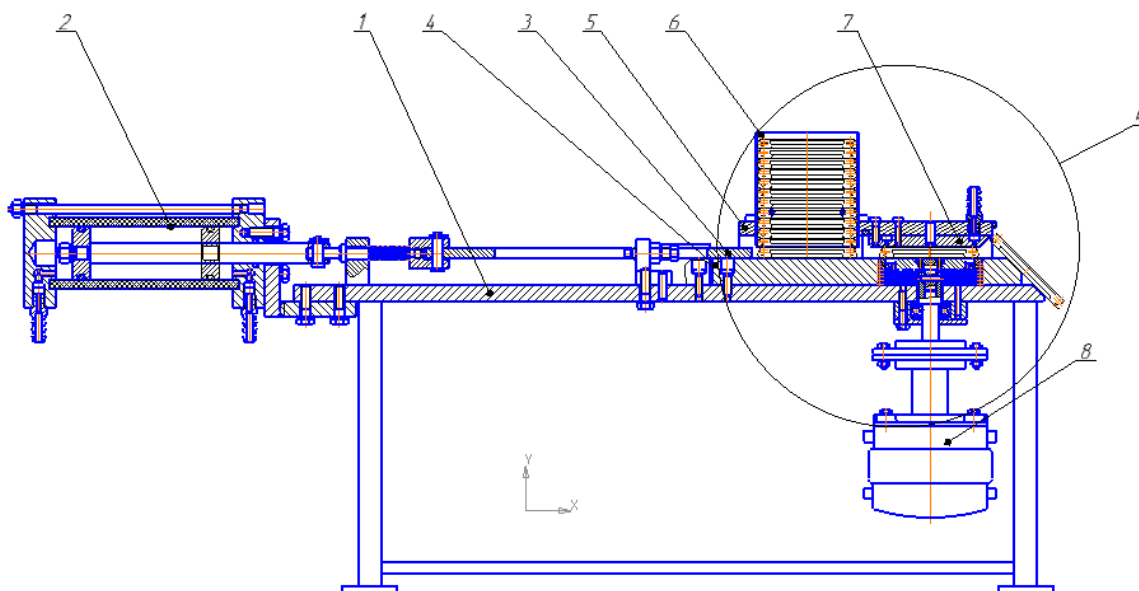


Рисунок 5.4 – Схема автоматической линии для нанесения смазки

Верхние кольца упорно-радиального подшипника находятся в бункере и толкателем 3 подаются на место нанесения смазки. Смазка подается через отверстие крышки 3, а кольцу передается вращение при помощи привода 8. После выполнения цикла обработанное кольцо выталкивается дальше, где ее захватывает манипулятор (рисунок 5.2).

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

1. Назначение инструкции.

Данная инструкция предназначена для обеспечения оптимального угла контакта в подшипнике 1118-2902840-04 в допустимых пределах в процессе его производства.

2. Общие положения.

Упорно-радиальный подшипник 1118-2902840-04 предназначен для восприятия осевых и радиальных нагрузок в верхней опоре стойки передней подвески автомобилей семейства ВАЗ-1118 (Калина), ВАЗ-2170 (Приора) и ВАЗ – 2190 (Lada Granta).

Номинальный угол контакта тел и дорожек качения составляет 60° , при этом значении обеспечивается минимальная нагрузка на тела качения и максимальная статическая грузоподъемность. Максимальное и минимальное значение угла контакта установить в диапазоне от 55° до 66° . В пределах этого допуска значение статической грузоподъемности изменятся не более чем на 7%. Выход значения за пределы допуска приводит к повышенной нагруженности колец и тел качения подшипника и к снижению его работоспособности.

На разброс угла контакта влияет соотношение радиусов тел и дорожек качения, диаметры шариков, разность диаметров дорожек качения. Поэтому допуска на размеры поверхностей деталей подшипника рассчитывать по выражениям (5.1-5.4).

Номинальная осевая нагрузка установлена в 3760 Н, а номинальная радиальная нагрузка в 446Н. Учитывая действие динамических нагрузок максимальная осевая нагрузка составляет $A_m = 9950\text{Н}$, максимальная радиальная нагрузка $R_m = 1254\text{Н}$.

Оптимальное значение угла и максимально допустимого угла контакта в подшипнике определяется из таблицы 5.2:

Таблица 5.2 – Оптимальные β_o и допустимые β_m значения угла контакта в подшипнике в зависимости от отношения радиальной и осевой нагрузок $Kr = R / A$

K_r	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
β_o	64,8	59,2	52,6	48,4	45,0	42,4	40,0	37,6	35,3	33,1	30,9
β_m	85,2	80,5	71,6	63,4	56,3	50,2	45,0	40,6	36,7	33,7	30,9

где A – осевая внешняя нагрузка на подшипник;

R – радиальная внешняя нагрузка на подшипник.

Диаметры дорожек качения могут быть произвольными, но разница их диаметров должна определяться по формуле:

$$\Delta D = 2 \cdot ds \cdot (2kg - 1) \cdot \cos \beta_o, \quad (5.1)$$

где ds – диаметр шариков в подшипнике; kg – коэффициент радиального зазора, равный:

$$kg = \frac{r_{g1} + r_{g2}}{d_s}, \quad (5.2)$$

где r_{g1} и r_{g2} – радиусы профиля дорожек качения верхнего и нижнего колец; ΔD – разница диаметров дорожек качения верхнего D_v и нижнего D_n колец:

$$\Delta D = D_v - D_n. \quad (5.3)$$

Значение коэффициента kg должно находиться в пределах $kg = 1,04 - 1,06$. Более низкие значения коэффициента радиального зазора приводят к повышенному трению в подшипнике и повышенному его нагреву в процессе эксплуатации. Более высокие значения kg приводят к повышенным контактным напряжениям, к снижению статической и динамической грузоподъемности. Для расчета следует взять среднее значение $kg_o = 1,05$.

Далее определяется допуск на разницу диаметров дорожек качения:

$$\delta_{\Delta} = 2 \cdot ds \cdot (2kg - 1) \cdot \left(\cos(\beta_o - 5^\circ) - \cos(\beta_o + 5^\circ) \right). \quad (5.4)$$

Если суммарных допуск на диаметры дорожек качения превышает допуск на разницу диаметров, то для обеспечения требуемой комплектации подшипника

диаметры дорожек качения распределяют по размерным группам. Число размерных групп находят по формуле:

$$n = \frac{\delta_v + \delta_n}{\delta_{\Delta}}, \quad (5.5)$$

где δ_v и δ_n — значение допусков на диаметры дорожек качения верхнего и нижнего колец.

Указанных геометрических размеров рабочих поверхностей подшипника добиваются на операции шлифования дорожек качения. Поэтому при шлифовании дорожек качения требуется тщательно осуществлять наладку шлифовального оборудования, выдерживая радиус профиля и диаметр дорожки качения колец подшипника в пределах допуска. В процессе выполнения операции шлифования требуется периодически осуществлять контроль размеров шлифуемой поверхности и не допускать выход размеров за пределы допустимых.

5.5 Техничко-экономическая эффективность практического применения результатов исследований

Экономический эффект от внедрения операции комплектования упорно-радиальных подшипников достигается за счет повышения его ресурса.

Рассмотрим возможный экономический эффект, получаемый от использования предложенной технологии на основе методики, изложенной в работе [62].

При определении экономического эффекта от использования предлагаемой технологии учитывают:

1) для повышения качества изделий на предприятии учитываются дополнительные текущие и единовременные затраты;

2) экономическая эффективность от повышения качества изделий проявляется в основном не у изготовителя, а у потребителя;

3) экономия выражается также за счет снижения процента брака;

4) при реализации продукции, изготовленной с улучшенными качествами, экономический эффект для предприятия происходит в счет увеличения объема выпуска, повышенной стоимости изделий, увеличения экспорта.

В сумме, предприятие получает дополнительную прибыль, которая определена по формуле:

$$\Delta\Pi = \Delta\Pi_V + \Delta\Pi_Y - (C_D - C_{об}) \quad (5.6)$$

$\Delta\Pi$ – общая прибыль от повышения качества изделия;

$\Delta\Pi_V$ – прибыль, полученная от увеличения объема производства и реализации изделия;

$\Delta\Pi_Y$ – прибыль, полученная предприятием от роста продажной цены

C_D – затраты на производство и реализацию изделия, связанные с улучшением качества продукции.

$C_{об}$ – величина снижения затрат на производство продукции в связи с сокращением брака

Для упрощения расчетов величину $\Delta\Pi$ - можно определить по формуле:

$$\Delta\Pi = (C_H - C_H) \cdot V_H - (C_{CT} - C_{CT}) \cdot V_{CT} \quad (5.7)$$

C_H – новая цена

C_{CT} – старая цена

C_H – себестоимость единицы продукции после повышения качества

C_{CT} – себестоимость единицы продукции до повышения качества

V_H – объем выпуска продукции после улучшения качества

V_{CT} – объем выпуска продукции до улучшения качества

Годовой экономический эффект (Э) от повышения качества продукции определяется по формуле:

$$\mathcal{E} = \Delta\Pi - E_H \cdot K \quad (5.8)$$

E_H – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений

K – дополнительные капитальные вложения, необходимые для улучшения качества продукции.

В качестве исходных данных для расчета примем условия производства подшипников 1118-2902840, осуществляемого ООО «Рефмашпром» (таблица 5.3).

Таблица 5.3 – Исходные данные для расчета экономического эффекта

№ п/п	Наименование	Показатель
1	Объем выпуска подшипников, шт./год	60000
2	Себестоимость производства подшипника, руб./шт.	92
3	Продажная цена подшипника, руб./шт.	160

Так как суммарный допуск на диаметры дорожек качения не превышает допуск на разницу диаметров верхнего и нижнего колец, то сортировка колец на группы не требуется. Следовательно, никаких дополнительных материальных затрат предложенная технология не предусматривает.

Обычно при расчете экономического эффекта от повышения качества продукции принимают увеличение цены продукции и объема выпуска на 15-20%. Следовательно, можно предположить, что рыночная цена подшипника с рациональными условиями комплектования составит $C_H=184$ руб./шт., а объем выпуска подшипников составит $V_H=70000$ шт./год.

Подставляя эти данные в формулу (5.7), получим:

$$\Delta\Pi = (184 - 92) \cdot 70000 - (160 - 92) \cdot 60000 = 2360000 \text{ руб./год}$$

Полученные результаты свели в таблицу 5.4.

Таблица 5.4 – Сравнительная таблица

№ п/п	Наименование показателей	Старый вариант	Новый вариант	Результат
1.	Годовой объем выпуска подшипников, шт./год	60000	70000	10000
2.	Себестоимость производства подшипника, руб./шт.	92	92	0
3.	Цена продажи подшипника, руб./шт.	160	184	22
4.	Объем прибыли, руб./год	4080000	6440000	2360000

Таким образом, без каких-либо дополнительных вложений за счет внедрения предлагаемой технологии можно получить дополнительную прибыль в сумме более 2 млн. рублей и повысить рентабельность производства с 70% до 100%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

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

Получены новые **научные результаты**, которые заключаются в следующем:

1. Получена математическая модель формирования угла контакта тел и дорожек качения и других комплектовочных параметров упорно-радиального шарикоподшипника, работающего при комбинированной внешней нагрузке на статическую грузоподъемность, которая позволяет определить рациональный диапазон значений комплектовочных параметров.

Было установлено, что влияние угла контакта на статическую грузоподъемность упорно-радиального шарикоподшипника носит экстремальный характер. Полученные зависимости отражают влияние разницы диаметров дорожек качения, радиусов профилей дорожек качения, диаметра шариков на величину оптимального значения угла контакта, при котором обеспечивается максимальная статическая грузоподъемность подшипника, соотношения составляющих внешней нагрузки;

2. Разработана компьютерная модель формирования статической грузоподъемности упорно-радиального шарикоподшипника при комплектовании и сборке, которая позволяет при имеющихся исходных данных (величине и направлении рабочей нагрузки, материалы детали и геометрические характеристики деталей подшипника) определить минимально возможную нагрузку на шарики и, тем самым, обеспечить максимальную статическую грузоподъемность и работоспособность подшипника. Компьютерная модель также позволяет определить зависимость статической грузоподъемности подшипника от угла контакта и влияющих на него факторов;

3. Экспериментально установлены зависимости статической грузоподъемности упорно-радиального шарикоподшипника от соотношения составляющих внешней нагрузки, подтверждающая адекватность теоретической зависимости. Показано, что от номинального значения угла кантата в подшипнике зависит степень рассеивания величины угла контакта и статической грузоподъемности подшипника. При критическом значении угла контакта в подшипнике степень рассеивания величины статической грузоподъемности возрастает, что снижает надежность работы подшипника. Это подтверждает теоретический вывод о допустимых предельных значениях угла контактах в подшипнике. Экспериментально установлено влияние угла контакта в подшипнике на величину взаимного смещения оси верхнего и нижнего колец под действием внешней нагрузки. При значении угла контакта, близкого к критическим величинам взаимное смещение колец возрастает, что может привести к неустойчивой работе подшипника. Установлено влияние угла контакта в упорно-радиальном подшипнике на момент сопротивления вращения подшипника. Показано, что момент сопротивления вращения подшипника значительно возрастает при значении угла контакта близкого к максимальному критическому значению.

На основе научных исследований получены **практические результаты**, основные из которых следующие:

1. Новый способ комплектования этих подшипников, защищенный патентом на изобретение RU № 2626800;
2. Технология комплектования шарикоподшипников по критерию статической грузоподъемности подшипника на основе математического моделирования процесса комплектования и способа комплектования опорных подшипников;
3. Рабочая инструкция по практическому применению предложенной технологии в промышленности;
4. Устройство для определения статической грузоподъемности упорно-радиальных шарикоподшипников, находящихся под комбинированной внешней

нагрузкой, защищенное патентом на полезную модель RU №170317. Указанное устройство просто в конструкции, удобно в работе, обеспечивает высокую точность измерения и может применяться для дальнейших исследований работоспособности подшипников качения. В настоящее время устройство используется в учебном процессе для проведения лабораторных работ со студентами направления бакалаврской подготовки КТОП и для проведения НИР магистрантами;

5. Схема эффективной автоматизированной линии для осуществления процесса комплектования упорно-радиальных шарикоподшипников. В основу этой линии положено "Устройство поршневого типа для засыпки шариков", защищенное патентом на полезную модель RU № 157388;

6. Совместно с сотрудниками ООО "Рефмашпром" проведены производственные испытания предложенной технологии комплектования упорно-радиальных шарикоподшипников, которые показали его высокую практическую значимость (Приложения Д);

7. Выполнен расчет технико-экономической эффективности промышленного применения предложенной технологии на подшипниковом предприятии, который показал, что без каких-либо дополнительных вложений за счет внедрения предлагаемой технологии можно получить дополнительную прибыль в сумме более 2 млн. рублей и повысить рентабельность производства с 70% до 100%.

5. Результаты исследований внедрены на ООО "Рефмашпром" и в НПП НИМ СГТУ при производстве упорно-радиальных шарикоподшипников (приложения А, Б).

Учитывая высокую эффективность полученных результатов, рекомендуется широкое внедрение технологии комплектования шарикоподшипников по критерию статической грузоподъемности подшипника на подшипниковых заводах. Проведенное исследование процесса комплектования упорно-радиальных подшипников позволило глубже понять и объяснить механизм этого сложного процесса, что открывает возможность целенаправленного его дальнейшего совершенствования, возможность создания новых способов и устройств для его осуществления.

Разработанная компьютерная модель рекомендуется для использования специалистами промышленности при анализе влияния различных факторов на статическую грузоподъемность шарикоподшипников, работающих в условиях комбинированной нагрузки, на выбор рациональных условий комплектования этих подшипников, а также, при разработке новых способов и устройств для осуществления процесса комплектования.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 А.с. СССР № 593018. Устройство для измерения геометрических параметров дорожки качения колец радиально-упорных шарикоподшипников / Черневский Л.В. и др., БИ № 6, 1978.
- 2 Автомат для сборки точных соединений / М.А. Бонч-Осмоловский // Механизация и автоматизация производства. – 1972. – № 8. – С.19- 20.
- 3 Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова; под ред. В.В. Яценко – М.: Наука, 1976. – 280 с.
- 4 Белянчиков, М.П. Исследование основных силовых зависимостей в радиально-упорных шарикоподшипниках: дис...канд.тех.наук/ Белянчиков Михаил Павлович. – М., 1961.
- 5 Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
- 6 Боков, В.И. Оптимальное комплектование подшипников качения в условиях селективной сборки/ В.И. Боков, С.А. Тоннэ// Вестник машиностроения. – 1967. – № 6.– С. 56- 57.
- 7 Бонч-Осмоловский, М.А. Автоматизация комплектования радиальных шарикоподшипников с применением вычислительных машин / М.А. Бонч-Осмоловский, В.Ф. Набатов. – М.: ЦИНТИАМ Госкомитета по машиностроению при Госплане СССР, 1964. – 82 с.
- 8 Бонч-Осмоловский, М.А. Автоматические сборочные участки и управление системы комплектования радиальных подшипников качения / М.А. Бонч-Осмоловский, В.Ф. Набатов. – М: НИИН Автопром, 1966. – 80 с.
- 9 Бонч-Осмоловский, М.А. Методы оптимального комплектования подшипников/ М.А. Бонч-Осмоловский, В.Ф. Набатов. – М.: Специнформцентр подшипниковой промышленности, 1968. – 97 с.
- 10 Бонч-Осмоловский, М.А. Селективная сборка / М.А. Бонч-Осмоловский. –

- М.: Машиностроение, 1974. – 144 с.
- 11 Буловский, П.И. Автоматизация селективной сборки приборов / П.И. Буловский, Г.В. Крылов, В.А. Лопухин. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1978. – 232 с.
 - 12 Буловский, П.И. Проектирование и оптимизация технологических процессов и систем сборки РЭА / П.И. Буловский, В.П. Ларин, А.В. Павлова. – М.: Радио и связь, 1989. – 176 с.
 - 13 Влияние точности расположения поверхностей на износ и ресурс работы соединения / В.А. Прилуцкий // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2018. – Т. 20. – № 42. – С. 286- 289.
 - 14 Внутренние зазоры в подшипниках качения [Электронный ресурс] // Режим доступа: <https://completion.ru/timken/vnutrennie-zazory-v-podshipnikah-kachenija.html>.
 - 15 Ворыпаев, Н.И. Разработка технологии комплектования двухрядных радиально-упорных шарикоподшипников на основе выбора рациональных комплектовочных параметров: автореф. дисс... на канд. тех. наук: 1999 / Ворыпаев Н.И. – Саратов, 1999г. – 17 с.
 - 16 ГОСТ 24810–2013. Подшипники качения. Внутренние зазоры (с Поправкой). – М.: Стандартиформ, 2013. – 18 с.
 - 17 ГОСТ 831-75. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные. Типы и основные размеры. – М.: Стандартиформ, 2005.
 - 18 ГОСТ 9012-59. Металлы. Метод измерения твердости по Бринелю (с Изменениями N 1, с Поправкой. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2001.
 - 19 ГОСТ Р 7.0.11-2011. Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Диссертация и автореферат диссертации. Структура и правила оформления.– М.: Стандартиформ, 2012. – 18 с.
 - 20 ГОСТ Р 7.0.5.-2008. Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Библиографическая ссылка. Общие требования и правила составления. – М.: Стандартиформ, 2008. – 16 с.

- 21 Гундорин, В.Д. Сортировочно-комплектовочный комплекс для сборки подшипников серии 256000 / В.Д. Гундорин, И.И. Бочкарева // Прогрессивные направления развития технологии машиностроения. – 1995. – С. 58- 55.
- 22 Игольчатые подшипники качения с повышенными эксплуатационными свойствами / А.А. Королев // Тез. докл. на межвузовский сборник: Прогрессивные направления развития технологии машиностроения. – 1995. – С. 4- 8.
- 23 Иоселевич, Г.Б. Прикладная механика / Г.Б. Иоселевич, П.А. Лебедев, В.С. Стрелков. – М: Машиностроение, 1985. – 576 с.
- 24 Исследование момента сопротивления вращению и статической грузоподъемности подшипника упорного подшипника / А.В. Королев // Вестник СГТУ. – 2011. – №2(56). – С.84- 91.
- 25 Исследование процессов и обоснование схем автоматического выбора сборочных комплектов деталей прецизионного изделия / Л.А. Рабинович // Сб.: Автоматизация технологических процессов в машиностроении. – Волгоград: ВПИ, 1991г. – С. 34- 45.
- 26 Кесоян, А. Г. Автоматизированное комплектование прецизионных деталей в соединения / А. Г. Кесоян, Н.Г. Кремлева // Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 8 (135)/ ВолгГТУ. – Волгоград, 2014. – С. 62- 64.
- 27 Кесоян, А.Г. Незавершенное производство при автоматизированном комплектовании прецизионных деталей/ А.Г. Кесоян., Н.Г. Кремлева, Е.Ю. Быстров// Известия ВолгГТУ.– Волгоград, 2015. № 1 (156). – С. 56–58.
- 28 Козловский, Д.В. Проблемы и перспективы интеллектуализации управления качеством сборочных процессов в автомобилестроении / В.Н. Козловский, Д.В. Антипов, С.И. Клейменов и др. // Автомобильная промышленность. – 2018. – № 10. С. 1- 5.
- 29 Королев, А.А. Влияние точности тел качения на эффективность сборки упорно-радиальных шарикоподшипников / А.А. Королев, А.С. Яковишин,

- Е.В. Мухина [и др.] // СТИН. – 2016. – №6. – С. 32– 34
- 30 Королев, А.А. Контроль качества сборки двухрядных подшипников. Высокие технологии: моделирование, оптимизация диагностика. – Харьков: Интерпартнер, 1995. – 68 с.
- 31 Королев, А.А. Условия комплектования подшипников на их собираемость / А.А. Королев, Е.В. Мухина, А.М. Сытник // Сборник научных трудов: Современные инновации в науке и технике. – Курск, 2017. – С. 116-119.
- 32 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.
- 33 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.
- 34 Королев, А.В. Влияние условий комплектования на собираемость подшипников при стохастическом способе / А.В. Королев, Е.В. Мухина, А.А. Королев // Научные технологии в машиностроении. – Машиностроение, 2015. – № 4. – С. 21 -24.
- 35 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.
- 36 Королев, А.В. Определение оптимального угла контакта в упорно-радиальном подшипнике / А.В. Королев, О.П. Решетникова // Сборник трудов: Молодые ученые – основа будущего машиностроения и строительства. – Курск, 2014. – С. 175- 179.
- 37 Королев, А.В. Современный метод комплектования прецизионных изделий типа подшипников качения / А. В. Королев, А. А. Королев, Е. В. Мухина //

- Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2015. – № 1. – С. 42- 44.
- 38 Механизация сборки точных сопряжений методом подборочного контроля / Л.А. Рабинович // Механизм и автоматизация производств. – 1968. – № 2. – С. 11- 15.
- 39 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.
- 40 Обеспечение требуемого качества подшипников на основе рациональной технологии комплектования / А.А. Королев // Сб. докладов междунар. науч.-технич. конф.: Актуальные проблемы анализа и обеспечения надежности и качества приборов, устройств и систем. Ч.2. – Пенза: ПГТУ, 1996. – С. 108-110.
- 41 Патент SU № 1809195, 15.04.93. Автомат для сортировки подшипников качения // Патент SU № 1809195, 1993/ Зверев И.Д., Астапова С.К.
- 42 Патент SU № 1810646, 23.04.93. Автомат для комплектования и сборки подшипников // Патент SU № 1810646, 1993 / Зверев И.Д., Соколовский В.П.
- 43 Патент US № 5287623, 05.08.1993. Bearing splif outer ring and method of assembly // Патент US № 5287623, 1993 /Francis T. и др.
- 44 Патент РФ №2025594, 30.12.94. Способ автоматического селективного комплектования деталей для сборки подшипников качения // Патент России № 2025594, 1994 / Черневский Л.В., Степанов А.И.
- 45 Патент РФ № 157388, 09.11.2015. Устройство поршневого типа // Патент России № 157388, 2017/ Мухина Е.В., Королев А.В., Королев А.А., Нейгебауэр К.С.
- 46 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.
- 47 Патент РФ № 171076, 07.11.2016. Подшипник качения // Патент РФ №

- 171076, 2016/ Санинский В.А., Чигиринский Ю.Л., Худяков К.В., Смирнова Е.Н.
- 48 Патент РФ № 2025590, 30.12.1994. Радиально-упорный шарикоподшипник и способ его сборки // Патент РФ № 2025590, 1994/ Изосимов М.Е.
- 49 Патент РФ № 2036349, 27.05.1995. Способ сборки подшипника качения // Патент РФ № 2036349, 1995г./ Усов В.В.
- 50 Патент РФ № 2127836, 20.03.1999. Способ комплектования подшипников // Патент РФ № 2127836, 1999/ Королев А.В., Болкунов В.В., Халиков Р.Х.
- 51 Патент РФ № 2141582, 20.11.1999. Способ комплектования деталей при селективной сборке радиально-упорных шарикоподшипников // Патент России № 2141582, 1999 / Черневский С.Л.
- 52 Патент РФ № 2626800, 01.08.2017. Способ комплектования шарикоподшипников// Патент России № 2626800, 2017/ Мухина Е.В., Королев А.В, Королев А.А.
- 53 Патент РФ №2066004, 29.10.1993. Способ комплектования деталей для сборки двухрядных радиально-упорных шарикоподшипников // Патент № 2066004,1993 /Чихирев А.Я, Горбунов В.В., Воряпаев Н.И.
- 54 Повышение качества измерения и контроля колец подшипников / И.В. Малкина // Сборник: Высокие технологии в машиностроении. – Самара, 2018. – С. 160- 162.
- 55 Повышение собираемости при селективной сборке/ Л.А. Рабинович // Вестник машиностроения. – 1968. – № 1. – С. 52- 56.
- 56 Признаки неисправности опорного подшипника подвески автомобиля [Электронный ресурс] // Режим доступа: <https://autotopik.ru/diagnostika-neispravnostei/1257-priznaki-neispravnosti-opornogo-podshipnika.html>.
- 57 Распределение контактных напряжений вдоль площадок контакта шарика с оптимальным профилем дорожки качения шарикоподшипника /А.А. Королев // Межвузовский сборник: Прогрессивные направления развития технологии машиностроения.- Саратов, СГТУ, 1993. – С.31 - 35.

- 58 Санинский, В.А. Способ повышения точности сборки подшипников качения взаимной компенсацией погрешностей комплектующих деталей / В.А. Санинский, К.В. Худяков, Е.Н. Смирнова [и др.] // Известия Волгоградского государственного технического университета. – 2018. – № 2 (212). – С. 40- 43.
- 59 Санинский, В.А. Определение геометрических параметров деталей специального беспараторного подшипника по аналогии со стандартным типом / В.А. Санинский, В.В. Карпов, Е.Н. Смирнова // Сб.: 17-я Научно-практическая конференция профессорско-преподавательского состава ВПИ (филиал) ВолгГТУ . – 2018. – С. 106- 110.
- 60 Санинский, В.А. Расчеты контактной жесткости и долговечности при линейном и точечном контакте в зависимости от числа роликов и форм их контакта с дорожками / В.А. Санинский, К.В. Худяков, Е.Н. Смирнова [и др.] // Сб.: 17-я Научно-практическая конференция профессорско-преподавательского состава ВПИ (филиал) ВолгГТУ. – 2018. – С. 111- 115.
- 61 Семочкин, Г.А. Математическая модель распределения нагрузки между телами качения в упорно-радиальных и радиально-упорных подшипниках: дисс. ... магистра тех. наук / Семочкин Г.А.; СГТУ им. Гагарина Ю.А. – Саратов, 2014.
- 62 Сергеев, И.В. Экономика предприятия / И.В. Сергеев, И.И. Веретиннекова. – М.: ТК Велби, Проспект, 2005. – 560 с.
- 63 Совместное действие на шариковые подшипники радиальной и осевой нагрузок / Д.Н. Решетов // Подшипник. – 1939. – №11.
- 64 Сорокин, М.Н. Математическая постановка задачи комплектования при селективной сборке изделий типа «подшипник» / М.Н. Сорокин, И.И. Колтунов, Д.А. Сазонов и др. // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2014. – №3. – С.16- 19.
- 65 Сорокин, М.Н. Формализация метода межгрупповой взаимозаменяемости при реализации селективной сборки изделий / М.Н. Сорокин, Ю.Н. Ануров // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2011. – №8. – С. 16- 19.

- 66 Спиридонов, А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов /А.А. Спиридонов. – М.: Машиностроение, 1981.
- 67 Спришевский, А. И. Подшипники качения / А. И. Спришевский. – М.: Машиностроение, 1969. – 632 с.
- 68 Трехмерное моделирование и сборка деталей подшипника / Р.В. Ладягин // Сборник: Высокие технологии в машиностроении. – 2015. – С. 222- 224.
- 69 Черневский, Л.В. Технологическое обеспечение точности сборки прецизионных изделий / Л.В. Черневский. – М.: Машиностроение, 1984. – 132 с.
- 70 Шуваев, В.Г. Обеспечение качества подшипников качения в собранном виде путем вибрационной диагностики и ультразвуковой приработки / В. Г. Шуваев, А.В. Пыльнова // Сборник: Высокие технологии в машиностроении. – 2016. – С. 256- 258.
- 71 Meldau, E. Druckverteilung in Radial-Rillenkugellager Werkst u Betrieb. Heft 2 / E. Meldau. – 1954. – №87.
- 72 Rooda J.E. Моделирование сборочного процесса. Industrielle Systeme – Teil III. Fördern und Heben / J.E. Rooda J.E – 1993. – 43. – № 4. – P.250 -252.
- 73 Stribeck, R. Kugellager fur beliebige Belastungen / R. Stribeck // Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure VDI Zeitschrift. Berlin, 1901. – Vol. 45, №3. – P. 73–79. – P. 118-125.

ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Оптимальный угол контакта тел и дорожек качения - угол между плоскостью, проходящей перпендикулярно к оси подшипника, и линией, соединяющей две контактные точки шара с дорожками качения, при котором при заданной внешней нагрузке обеспечивается минимальная нагрузка на наиболее нагруженный шарик, и, как следствие, - максимальная статическая грузоподъемность шарикоподшипника.

Допустимые углы контакта тел и дорожек качения - это максимальное и минимальное отклонение угла контакта от оптимального, при котором статическая грузоподъемность подшипника при заданном соотношении между осевой и радиальной внешней нагрузок увеличивается в пределах, не превышающих статистически значимую погрешность измерения статической грузоподъемности. (не более чем на 5%).

Рациональный диапазон угла контакта - диапазон значений угла контакта тел и дорожек качения, находящийся в пределах допустимых углов контакта тел и дорожек качения.

Комплектовочные параметры - геометрические параметры деталей шарикового подшипника, которые используются для обеспечения допустимого угла контакта тел и дорожек качения в процессе его комплектования и сборки: диаметр дорожек качения колец подшипника, диаметр шариков, радиус профиля дорожек качения.

Повышенная статическая грузоподъемность - величина статической грузоподъемности шарикоподшипника, которая более чем на 20 % превышает значение статической грузоподъемности стандартного подшипника.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

«УТВЕРЖДАЮ»

Генеральный директор
ООО «Рефмашпром»

Морозов С.Г.
2017 г.



АКТ

внедрения результатов научно-квалификационной работы (диссертации)
«Повышение статической грузоподъемности упорно-радиальных шариковых
подшипников передней стойки автомобилей путем совершенствования технологии их
комплектования при сборке»

Настоящим актом подтверждается внедрение на предприятии ООО «Рефмашпром» результатов научно-исследовательской работы «Повышение статической грузоподъемности упорно-радиальных шариковых подшипников передней стойки автомобилей путем совершенствования технологии их комплектования при сборке» Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю.А.

Внедрения результатов выполненной работы осуществлено путем передачи ООО «Рефмашпром» практических рекомендаций в виде «Рабочая инструкция по формированию в процессе комплектования подшипника 1118-2902840 рационального угла контакта, обеспечивающего его повышенную грузоподъемность».

Рабочая инструкция, в частности, содержит следующие рекомендации:

1. Комплектования подшипников осуществлять шариками диаметрами Н 5-60 ГОСТ 3722-81.

2. Разницу диаметров дорожек качения верхнего и нижнего кольца подшипника при комплектowaniu обеспечивать в пределах $\Delta D = 0,068 \pm 0,01$ мм.

3. Радиусы профиля дорожек качения колец обеспечить в пределах $r_g = 2,575^{+0,08}$ мм.

4. Если допуск на изготовление диаметральных размеров дорожек качения превышает $\delta_d = 0,01$ мм, то комплектование подшипника следует осуществлять путем деления колец подшипника на группы, число которых устанавливается равным: $n = \delta_f / \delta_d$.

При выполнении указанных условий угол контакта в подшипнике устанавливается в пределах $\beta = 60^\circ \pm 5^\circ$, что обеспечивает повышение его грузоподъемности в 1,5-2,0 раза по сравнению с серийной конструкцией подшипника.

Метрологические исследования, проведенные специалистами ООО «Рефмашпром» показали, что фактическая погрешность изготовления дорожек качения колец подшипников на операции шлифования не превышает величину $\delta_d = 0,01$. Поэтому деление колец подшипников на размерные группы не производилось.

Остальные рекомендации использованы путем внесения соответствующих изменений в конструкторскую и технологическую документации ООО «Рефмашпром».

Выполнены ресурсные испытания подшипников на стенде ООО «Рефмашпром», которые показали, что комплектование и сборка подшипников в соответствии с рекомендациями СГТУ имени Гагарина обеспечивает требуемый ресурс их работы.

Исполнитель, асп.

Мухина Е.В.



АКТ

о внедрении результатов научно-квалификационной работы (диссертации)
на тему: «Повышение статической грузоподъемности упорно-радиальных шариковых подшипников передней стойки автомобилей путем совершенствования технологии их комплектования при сборке»

по направлению 05.02.00 Машиностроение и машиноведение

по направленности 05.02.08 – Технология машиностроения

выполненную Мухиной Еленой Вячеславовной

Результаты научно-квалификационной работы (диссертации) Мухиной Е.В. на тему: «Повышение статической грузоподъемности упорно-радиальных шариковых подшипников передней стойки автомобилей путем совершенствования технологии их комплектования при сборке» использованы в освоении производства научно-производственным предприятием «Нестандартные изделия машиностроения» Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю.А. (НПП НИМ СГТУ) подшипников 1118-2902840, применяемых в верхней опоре передней подвески автомобилей семейства ВАЗ-Приора, Калина, Гранта.

Внедрение осуществлено в виде передачи предприятию документа «Рабочая инструкция по обеспечению в процессе комплектования подшипника 1118-2902840 рационального угла контакта, обеспечивающего его повышенную грузоподъемность», научно обоснованного в диссертационной работе Мухиной Е.В.

Практическое использование рекомендаций по комплектованию подшипников позволяет на 74% повысить статическую грузоподъемность (Протокол испытаний подшипников 1118-2902840 на статическую грузоподъемность от 30 марта 2016), а устройство для засыпки шариков позволяет на 50% повысить производительность операции засыпки шариков в кольца подшипника. Все это повышает конкурентную способность изготавливаемых подшипников и снижает трудоемкость их изготовления.

Результаты внедрялись при выполнении НИОКР по темам: «Создание инновационной энергосберегающей технологии и оборудования для стабилизации геометрических параметров широкого спектра изделий машино- и приборостроения на основе использования вибромеханической энергии», выполняемой в рамках ФЦП по Соглашению № 14.574.21.0015 от 17.06.2014 с Минобрнауки России, и по теме: «Создание научно-технической основы, обеспечивающей научно обоснованное проектирование опор качения сложных транспортных, космических и других технических систем с повышенным ресурсом работы с использованием разработанного на её базе прикладного программного обеспечения».

Директор НПП НИМ СГТУ

Гл инженер, к.т.н

Гл. технолог, к.т.н.

/А.В.Королёв

/Б.М. Изнаилов

/О.П.Решетникова

УТВЕРЖДАЮ

Первый проректор

СГТУ имени Гагарина Ю.А.

А.А. Сытник

« 18 »



АКТ

**об использовании (внедрении) результатов кандидатской
диссертационной работы Мухиной Елены Вячеславовны в учебном
процессе**

Мы, нижеподписавшиеся, комиссия в составе:

председателя – заведующий кафедрой ТМС, доктор технических наук,
профессор Давиденко О.Ю.;

членов комиссии:

-научного руководителя работы, доктор технических наук, профессор
Королев А.А.

- заместителя заведующего кафедры, кандидат технических наук,
доцент, Изнаилов Б.М.;

- ответственного секретаря кафедры кандидат технических наук,
доцент, Решетникова О.П.

удостоверяем, что результаты диссертационного исследования
Мухиной Елены Вячеславовны, а именно, «Разработка и исследование
технологии комплектования упорно-радиального шарикового подшипника
передней стойки автомобиля с обеспечением повышенной
грузоподъемности» внедрены в учебный процесс кафедры .

Автор разработки: Мухина Елена Вячеславовна, аспирант кафедры
ТМС.

Разработка используется в дисциплине М.1.3.4.1
«Ресурсосберегающие технологии машиностроительного производства»
направления магистерской подготовки 15.04.05 «Конструкторско-
технологическое обеспечение машиностроительных производств» и
позволяет повысить качество учебного материала.

Описание объекта внедрения прилагается и является неотъемлемой
частью Акта.

Заведующий кафедрой

Давиденко О.Ю.

заместитель заведующего кафедры

Изнаилов Б.М

ответственный секретарь кафедры

Решетникова О.П

Описание объекта внедрения

Разработка и исследование технологии комплектования упорно-радиального шарикового подшипника передней стойки автомобиля с обеспечением повышенной грузоподъемности

1. Краткая характеристика объекта внедрения и его назначения.

Выполнено математическое моделирование влияния угла контакта в одинарном упорно-радиальном на статическую грузоподъемность подшипника, работающего под комбинированной нагрузкой, и математическое моделирование процесса комплектования подшипника при сборке, обеспечивающего максимальную статическую грузоподъемность. Установлена и формализована экспериментальная зависимость статической грузоподъемности упорно-радиального подшипника от геометрических параметров дорожек качения и угла контакта в подшипнике. Полученные зависимости позволяют определить технологические факторы, обеспечивающие комплектование подшипника с рациональным диапазоном угла контакта, обеспечивающим повышенную грузоподъемность подшипника.

Разработано методическое обеспечение для определения рациональных условий комплектования упорно-радиального подшипника, обеспечивающего заданную точность при повышенной нагрузочной способности.

2. Разработчики: Мухина Е.В., аспирант кафедры «Технология машиностроения»

(фамилии, инициалы, должности и места работы разработчиков объекта внедрения)

3. Сотрудники, использующие разработку: Королев А.В., доктор технических наук, профессор кафедры «Технология машиностроения»

(фамилии, инициалы, должности сотрудников, использующих разработку в учебном процессе)

4. Начало использования объекта внедрения сентябрь 2016

5. Число магистрантов (аспирантов, докторантов), пользующихся разработкой 40

6. Дата и номер протокола заседания кафедры, на котором разработка рекомендована к внедрению в учебный процесс №12 от 10.06.16

Заведующий кафедрой



Давиденко О.Ю.

Разработчик



Мухина Е.В.

ООО «Подшипник-Агро»



410004, Россия, г. Саратов, ул. им. Чернышевского Н.Г., д.60/62А, оф.16
тел./факс (8452) 942-000, 942-555

E-mail: info@pdsar.ru

ИНН 6454108447/645401001,

р/счет 40702810500000006487 в АО «Банк Агророс»

к/сч. 30101810600000000772, БИК 046311772

Исх. № 35 от 06.04.2017

на № _____ от _____

Директору НПП НИМ СГТУ

Королеву А.В.

Г. Саратов, 4100054, ул. Политехническая, 77

Доводим до Вашего сведения, что некоторые заказчики производимых Вами подшипников 1118-2902840, устанавливаемые в верхние опоры передней подвески автомобилей семейства ВАЗ Калина, Приора и др., провели дорожные испытания и установили, что при пробеге автомобиля 40-80 тыс. километров выходят из строя по причине образования на дорожках качения пластической деформации от шариков. Особенно часто по этой причине подшипники выходят из строя при движении автомобиля по проселочным дорогам.

Просим принять меры для устранения этого недостатка

02-04-2017

Директор ООО «Подшипник Агро»



Ерилина Е.А.

«Утверждаю»
Генеральный директор
ООО «Рефмашпром»



Морозов С.Г..
2017

ПРОТОКОЛ

ресурсных стендовых испытаний подшипников 1118-2902840-04
изготовленных на основе рекомендаций «Рабочая инструкция по формированию в процессе комплектования подшипника 1118-2902840 рационального угла контакта, обеспечивающего его повышенную грузоподъемность»

Комиссия, созданная Приказом № 4 от 15.11.2017г. в составе:

1. Изнаиров Б.М.- к.т.н., доц.,
2. Решетникова О.П. – к.т.н.,
3. Мухина Е.В.- аспирант каф. «ТМС»,

выполнила анализ состояния подшипников 1118-2902840-04 после ресурсных испытания на стенде конструкции ООО «Рефмашпром» (рис.1).

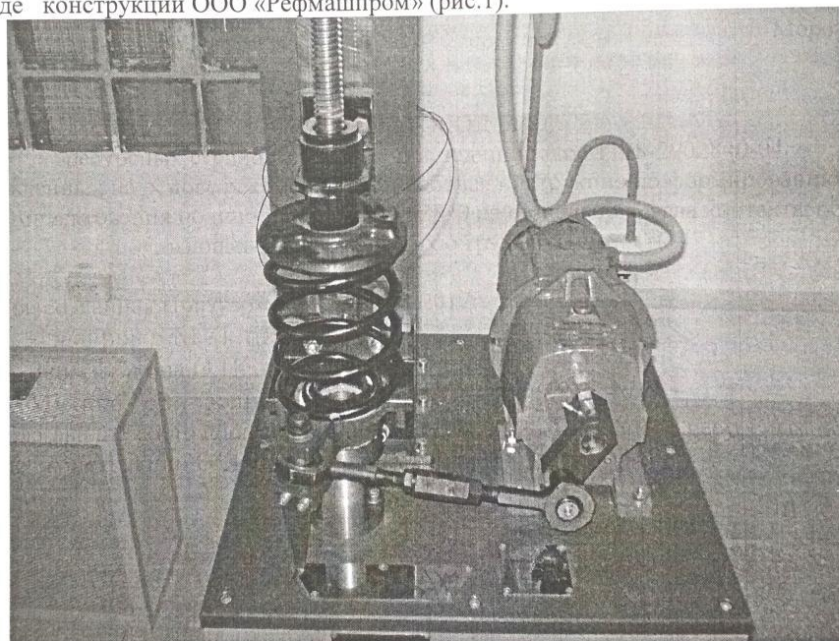


Рис. Фотография стенда для ресурсных испытаний подшипников 1118-2902840

Опорная часть колец подшипников изготавливалась путем навивки из стандартной ленты нормальной точности с обрезанными кромками светлокальной термообработанной второй прочности толщиной 0,3 мм и шириной 2 мм (ГОСТ 21997-76) из стали 65Г (ГОСТ 1050-60) и запрессовки ее в специальную канавку кожуха. Закрепление опорной части в кожухе производилось с помощью специального клеевого состава 84 FL OZ производства фирмой ITW Permatest. Кожухи изготавливались на ООО «Стирол-газ», материалом кожухов являлся Армамид ПА СВ 30-2Т ТУ 2249-015. Шлифование дорожек качения производилось на внутришлифовальном станке ТПК. Охлаждение осуществлялось поливом 5%-ым раствором НГЛ-25 в воде. В процессе сборки использовались шарики диаметром 5,0 мм в количестве 46 шт. 60-ой степени точности производства ЗАО ВПК. В подшипник за-

кладывалась смазка «Трибол-1» ТУ 0254-002-96961827-2010 производства ООО «Нано-композит», изготовленная на основе Литола с добавкой нанопорошка титаната калия.

Комплектование и сборка подшипников осуществлялась с использованием рекомендаций СГТУ им. Гагарина Ю.А., изложенных в документе «Рабочая инструкция по формированию в процессе комплектования подшипника 1118-2902840 рационального угла контакта, обеспечивающего его повышенную грузоподъемность»

Перед стендовыми испытаниями производился замер посадочных размеров подшипника и момента сопротивления вращению. Результаты замеров приведены в таблице.

Стендовые испытания проводились при следующих условиях:

- осевая нагрузка 5000 Н;
- угол качения $\pm 37^\circ$;
- частота качаний 2 Гц.

На стенде устанавливались и испытывались одновременно 2 подшипника. В процессе испытаний замерялась температура подшипников, которая в течении всего периода испытаний не превышала 35 градусов. Испытания прекратились при достижении 2250 тыс. циклов, что соответствует требованиям ТУ: ОАО СААЗ «Подшипник верхней опоры стойки передней подвески 1118-2902840-00/01/02/03. Технические требования» от 11.08.2009.

После снятия со стенда был выполнен внешний осмотр подшипника, были замерены посадочные размеры и момент сопротивления вращению подшипников. Затем подшипники были разобраны. Внешнему осмотру подверглись дорожки колец подшипников и тела качения, определялось наличие и состояние смазки.

Результаты анализа состояния подшипников приведены в таблице.

Таблица Результаты анализа состояния подшипников после стендовых испытаний

Таблица Результаты анализа состояния подшипников после стендовых испытаний			
Вид анализа	Результаты анализа		Заключение
	до испытания	после испытания	
Подшипник № 1			
Внешний осмотр подшипника	В соответствии с ТУ	Внешних дефектов не обнаружено, вращение плавное	Подшипник находится в работоспособном состоянии
Посадочные размеры подшипника:			
Диаметр отверстия	62,1	62,1	
Наружный диаметр	86,6	86,6	
Высота	12,2	12,2	
Момент сопротивления вращению, $H \cdot м$	0,5-0,6	0,3-0,4	
Осмотр тел качения	Шарики светлые, блестящие	Шарики приобрели серый цвет, дефектов не обнаружено	
Осмотр дорожек качения	Дорожки светлые, блестящие	Следов выработки не обнаружено. Имеется серый след от смазки по дну дорожек.	
Осмотр кожухов колец	Высота выступа замковой части верхнего кольца - 2,5 мм	Высота выступа замковой части верхнего кольца - 2,3-2,5 мм. На нескольких выступах замковой части верхнего кольца обнаружен небольшой износ -0,2 мм.	

Подшипник № 2			
Внешний осмотр подшипника	В соответствии с ТУ	Внешних дефектов не обнаружено, вращение плавное	Подшипник находится в работоспособном состоянии
Посадочные размеры подшипника:			
Диаметр отверстия	62,0	62,0	
Наружный диаметр	86,7	86,7	
Высота	12,2	12,2	
Момент сопротивления вращению, $H \cdot m$	0,5-0,6	0,3-0,4	
Осмотр тел качения	Шарики светлые, блестящие	Шарики приобрели серый цвет, дефектов не обнаружено	
Осмотр дорожек качения	Дорожки светлые, блестящие	Следов выработки не обнаружено. Имеется серый след от смазки по дну дорожек.	
Осмотр кожухов колец	Высота выступа замковой части верхнего кольца - 2,5 мм	Высота выступа замковой части верхнего кольца - 2,3-2,5 мм. На некоторых выступах замковой части верхнего кольца обнаружен небольшой износ - 0,2 мм.	

Вывод:

1. Подшипники успешно выдержали стендовые испытания и находятся в работоспособном состоянии. Внешний вид подшипников удовлетворительный.

2. Геометрические параметры подшипников в процессе испытаний существенно не изменились и находятся в пределах допустимых значений. Незначительно уменьшился размер замковой части верхнего кольца, но это не привело к самопроизвольному разъединению колец.

3. Момент сопротивления вращению подшипника после стендовых испытаний уменьшился почти в 2 раза. Возможно это связано с тем, что после сборки подшипников замковые части верхнего и нижнего колец слегка соприкасались, что вызывало повышенный момент сопротивления. После небольшого износа замковой части подшипника момент сопротивления уменьшился.

4. Шарики и часть дорожек качения после испытания приобрели серый цвет. Это связано с наличием в смазке нанопорошка титаната калия. Под действием этого компонента смазки контактирующие поверхности покрываются тонким слоем окислов, играющих роль твердой смазки и предохраняющих поверхности от коррозии.

5. Комплектование и сборка подшипников в соответствии с рекомендациями СГТУ имени Гагарина обеспечивает требуемый ресурс работы подшипников.

Комиссия:

Б.М. Изнаиров

О.П. Решетникова

Е.В. Мухина

Приложение Е



«Утверждаю»
Директор НИИ НИМ СГ
ТУ имени Загарина Ю.А.

Королев А.В.

«30 марта» 2016г.

Протокол
испытаний подшипников 1118-2902840
на статическую грузоподъемность

Комиссия, в составе:

1. Решетникова О.П.,
2. Краснокутский В.С.
3. Мухина Е.В.,

созданная Приказом № 3 от 07.03.2016г, провела испытания двух партий подшипников 1118-2902840-04 по 6 штук в каждой партии на статическую грузоподъемность. Испытываемые подшипники изготовлены в условиях НИИ НИМ СГТУ в период от 01.02.2016 по 25.02.2016г.

Целью испытания являлось выявление возможности повышения статической грузоподъемности подшипников, изготовленных по рекомендации асп. Мухиной Е.В.

Опорная часть колец подшипников в обеих партиях изготавливалась путем навивки из стандартной ленты нормальной точности с обрезанными кромками светлокальной термообработанной второй прочности толщиной 0,3 мм и шириной 2 мм (ГОСТ 21997-76) из стали 70 (ГОСТ 14959-79) и запрессовки ее в специальную канавку кожуха. Закрепление опорной части в кожухе производилось с помощью клея эпоксидного 84 FL OZ производства фирмой ITW Permatex. Кожухи изготавливались на ООО «Стирол-газ», материалом кожухов являлся Армамид ПА СВ 30-2Т ТУ 2249-015. Шлифование дорожек качения производилось на внутришлифовальном станке 3М227 АФ2 чашечным кругом. Правка шлифовального круга осуществлялась дисковым алмазным роликом, обеспечивающим радиус профиля дорожек качения $rg = 2,58^{+0,04}$ мм. Охлаждение осуществлялось поливом 5%-ым раствором НГЛ-25 в воде. В процессе сборки использовались шарики диаметром 5,0 мм в количестве 46 шт. 20-ой степени точности производства ОАО ВПЗ. Для удобства осмотра дорожек качения колец смазка в подшипники не закладывалась.

По 1 варианту на операции шлифования после правки шлифовального круга его поперечное положение не изменялось, что обеспечивало одинаковый диаметр дорожек качения верхнего и нижнего колец, который составлял $75 \pm 0,015$ мм. Это обеспечивало после сборки подшипника угол контакта тел и дорожек качения, равный 90 градусов.

По 2 варианту после правки шлифовального круга тем же алмазным роликом при шлифовании нижних колец подшипника шлифовальный круг смещался в сторону увеличения диаметра колец на величину 0,02 мм, а при шлифовании верхних колец подшипника – в сторону уменьшения диаметра дорожек качения на ту же величину 0,02 мм. Это обеспечивало после шлифования нижних колец получение дорожек качения диаметром $Dn = 75,04 \pm 0,015$ мм, а после шлифования верхних колец – получение дорожек качения диаметром $Dv = 74,96 \pm 0,015$ мм.

По формуле

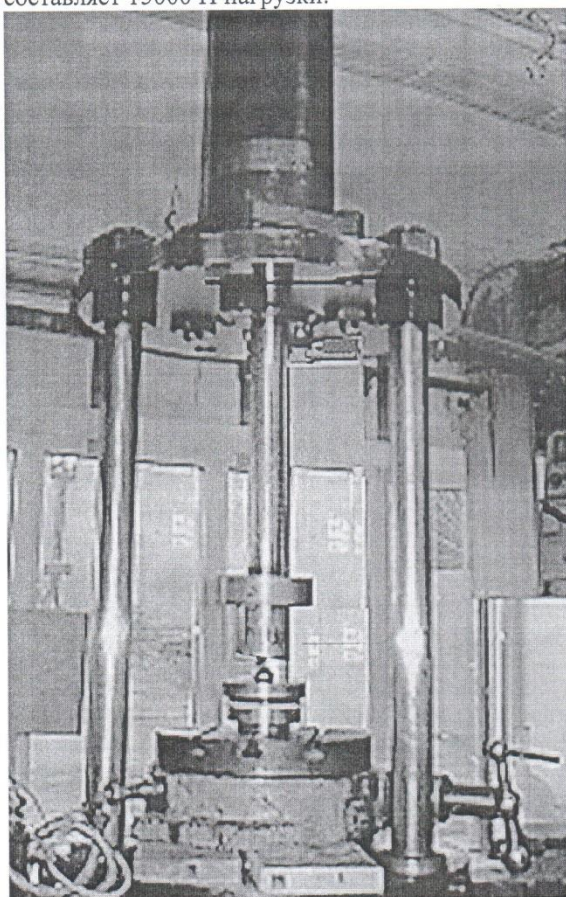
$$\beta = \arccos \frac{Dn - Dv}{2rg - ds}$$

определялся угол контакта в подшипнике. Результаты расчета представлены в таблице 1.

Таблица 1 Расчетные значения угла контакта в подшипниках

Номер партии подшипников	Средний угол контакта, град	Пределы колебания угла контакта, град
1 партия	0	± 11
2 партия	62	± 15

Условия испытания: Испытания проводились в лаборатории ОНИЛ ТАПС Саратовского государственного технического университета. Нагрузка на подшипник обеспечивалась гидравлическим прессом, который мог развивать усилие до 1000000 Н. Усилие штока регулировалось регулятором давления. Предварительно проводилась тарировка усилия прессы, которая установила соответствие показания манометра и нагрузки: 1,5 ат составляет 15000 Н нагрузки.



Испытываемые подшипники устанавливались на нижнюю оправку, которая обеспечивала совмещение оси подшипника и штока. Сверху на подшипник устанавливалась верхняя оправка, в центральном коническом отверстии которой помещался шарик. На торце штока закреплялась втулка, торцовая поверхность которой выполнена под углом $\alpha = 7,5$ градусов относительно оси штока гидроцилиндра. Это обеспечивало разложение силы штока на радиальную и осевую составляющие, соотношение между которыми равно $\sin \alpha = 0,13$.

Перед испытанием каждой партии подшипников в гидросистеме прессы устанавливали первоначальное давление, соответствующее нагрузке 15000Н. Включали пресс и подводили шток к испытываемому подшипнику, который воздействовал на него через шарик. Выдерживали нагрузку 30 сек. и отводили шток от подшипника. Подшипник снимали со стола. На его место устанавливали динамометр, к нему подводили шток прессы для уточнения фактической нагрузки.

Рисунок 1 Фотография установки для испытания подшипников на статическую грузоподъемность

Затем подшипник разбирали и визуально устанавливали наличие или отсутствие следов на дорожках качения от контакта с шариками.

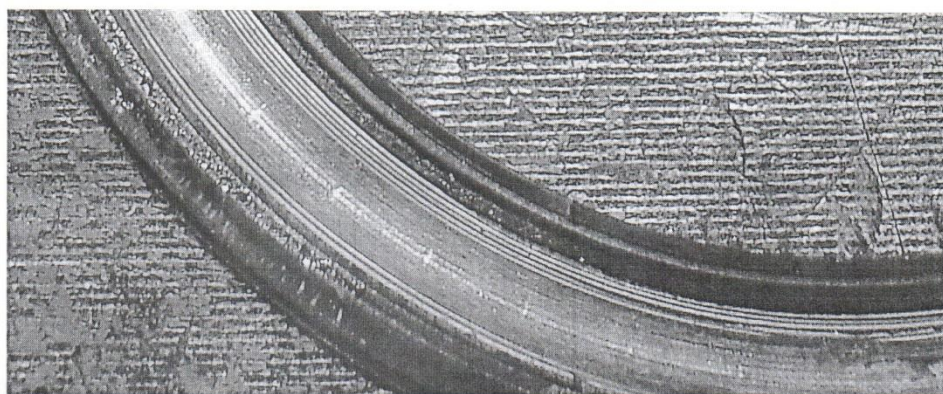


Рис. 2 - Следы контакта дорожки качения с шариками.

Если следов не обнаруживали, то давление в гидросистеме пресса увеличивали так, чтобы нагрузка на подшипник возросла на 1000Н. Испытываемый подшипник вновь устанавливали на станину пресса и вновь подвергали испытанию с увеличенной нагрузкой. После испытания с помощью динамометра вновь уточняли фактическое значение нагрузки.

Если после данного испытания следы на дорожках качения вновь отсутствовали то испытания продолжали с увеличением каждый раз нагрузки на 1000Н. Если на дорожках качения появлялись следы от контакта с шариками, то испытание данного подшипника прекращали, а за статическую грузоподъемность испытываемого подшипника принимали нагрузку, предшествующую последнему значению нагрузки.

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.

Результаты испытаний подшипников представлены в таблице 2.

Таблица 2 Результаты испытания подшипников на статическую грузоподъемность

Номер партии	Статическая грузоподъемность, Н	Максимальное значение выдерживаемой нагрузки, Н
1 партия	7200	10400
2 партия	12500	16300

Как видно из таблицы 2, статическая грузоподъемность испытываемых подшипников 1 партии на 74% выше статической грузоподъемности 2 партии серийных подшипников. Максимально выдерживаемая нагрузка 1 партии также существенно выше выдерживаемой нагрузки 2 партии. Это подтверждает значительное влияние угла контакта в подшипнике на его статическую грузоподъемность.

Выводы:

1. Статическая грузоподъемность подшипников 1 партии, изготавливаемых с углом контакта 90 градусов, меньше требуемой, которая составляет 9550 Н (Технические требования к подшипнику верхней опоры стойки передней подвески 1118-2902840 автомобилей 1118. 2170 и их модификаций. ОАО САЗ. 2009г). Поэтому эти подшипники в процессе эксплуатации могут преждевременно выходить из строя.

2. Подшипник 2 партии, изготовленные с номинальным углом контакта 62 градуса, имеют статическую грузоподъемность на 74% превосходящую статическую грузоподъем-

ность подшипников 1 партии и на 30% превосходят требуемую статическую грузоподъемность.

3. При производстве подшипников 1118-2902840 следует использовать рекомендации асп. Мухиной Е.В. и осуществлять изготовление дорожек качения верхних и нижних колец со смещением 0,02мм в противоположные стороны – верхних колец в сторону уменьшения диаметра дорожки качения, нижних колец – в сторону увеличения диаметра дорожки качения.

4. С целью повышения статической грузоподъемности подшипников и уменьшения разброса их значений рекомендуется принять технологические средства к повышению точности изготовления профиля дорожек качения и их диаметра.

Члены комиссии:



О.П. Решетникова



В.С. Краснокутский

Е.В. Мухина