

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НАУЧНЫЙ ЦЕНТР РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ УНИТАРНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ  
«ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ АВИАЦИОННОГО МОТОРОСТРОЕНИЯ имени П.И. БАРАНОВА»

На правах рукописи



ЛАВРЕНТЬЕВ ЮРИЙ ЛЬВОВИЧ

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ И  
ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГИБРИДНЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ОПОР  
БЫСТРОХОДНЫХ РОТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Специальность 05.07.05 – «Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки  
летательных аппаратов»

диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук  
Ножницкий Юрий Александрович

Москва – 2019

<b>ОГЛАВЛЕНИЕ</b>	Стр.
ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. ГИБРИДНЫЕ ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ ДЛЯ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ (ОБЗОР) .....	9
1.1 Преимущества и проблемы применения керамических и гибридных подшипников .....	9
1.2 Дефекты в керамике.....	13
1.3 Усталостные испытания тел качения из нитрида кремния и гибридных подшипников ....	15
1.4 Расчёт долговечности гибридных подшипников.....	18
1.5 Тепловыделение .....	19
Выводы по главе 1.....	23
ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ. ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ С МНОГОТОЧЕЧНЫМ КОНТАКТОМ.....	25
2.1 Теоретическая оценка тепловыделения в подшипниках.....	26
2.1.1 Составляющие потерь трения в подшипниках.....	26
2.1.2 Теплопередача в подшипниках.....	32
2.2 Обзор существующих методов оценки тепловыделения в радиально-упорных подшипниках качения с многоточечным контактом .....	35
2.2.1 Методы оценки тепловыделения в подшипниках, работающих при малых частотах вращения .....	36
2.2.2 Методы оценки тепловыделения в авиационных подшипниках.....	38
2.2.3 Ограничения существующих методов .....	44
Выводы по главе 2.....	46
ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИБРИДНЫХ ПОДШИПНИКОВ НА ПОДШИПНИКОВЫХ СТЕНДАХ ФГУП «ЦИАМ ИМ.П.И.БАРАНОВА» .....	47
3.1 Планирование эксперимента.....	47
3.2 Метрологическое обеспечение .....	50
3.3 Испытания подшипников с внутренним диаметром $d=130$ мм.....	53
3.3.1 Испытания первого этапа. Стальной подшипник Р1 и гибридный Р3 .....	57
3.3.2 Испытания второго этапа. Гибридный подшипник Р2.....	58
3.3.3 Испытаний третьего этапа. Гибридный подшипник Р4.....	59
Выводы по результатам испытания подшипников с внутренним диаметром 130 мм.....	61
3.4 Испытания подшипников с внутренним диаметром $d=150$ мм.....	61
3.4.1 Сравнение результатов испытаний стального и гибридного подшипников .....	63
3.4.2 Исследование теплового состояния гибридного подшипника при высоких частотах вращения .....	65
Выводы по результатам испытаний подшипников с внутренним диаметром 150 мм.....	66
3.5 Испытания подшипников с внутренним диаметром $d=30$ мм при особых условиях эксплуатации.....	67

3.5.1 Испытания при наличии перекоса .....	67
3.5.2 Испытания в условиях консистентной смазки .....	70
3.5.3 Испытания при прекращении подачи масла .....	71
Выводы по результатам испытаний подшипников с внутренним диаметром $d=30$ мм ....	73
Выводы по главе 3 .....	74
ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА МЕТОДА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ГИБРИДНЫХ ПОДШИПНИКОВ .....	75
4.1 Разработка регрессионной зависимости .....	75
4.2 Сравнение расчетных значений с экспериментальными данными, представленными в литературе 80	
4.3 Сравнение с существующими методами расчета .....	85
Выводы по главе 4 .....	86
ГЛАВА 5. РАЗРАБОТКА МЕТОДА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГИБРИДНЫХ ПОДШИПНИКОВ С УЧЁТОМ ИХ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ .....	87
5.1 Разработка метода прогнозирования долговечности .....	87
5.1.1 Расчет рабочего радиального зазора .....	89
5.1.2 Расчет эквивалентной нагрузки .....	96
5.1.3 Расчет долговечности .....	100
5.1.4 Дополнительные расчёты .....	104
5.2 Пример расчета подшипников с учётом теплового состояния .....	106
5.3 Пример расчета подшипников с подбором необходимого расхода масла .....	108
5.4 Выбор посадки подшипников и окружные напряжения .....	111
Выводы по главе 5 .....	112
ГЛАВА 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛАСТИ РАЦИОНАЛЬНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГИБРИДНЫХ ПОДШИПНИКОВ .....	113
6.1 Критерий 1. Уровень максимальных контактных напряжений на наиболее нагруженном режиме не выше допустимого уровня .....	113
6.2 Критерий 2. Удовлетворение требованиям ресурса .....	116
6.3 Критерий 3. Частота вращения не выше максимально допустимого уровня .....	116
6.4 Критерий 4. Нагрузка на подшипник не ниже минимально допустимого уровня .....	116
6.5 Построение области использования гибридных подшипников .....	117
Выводы по главе 6 .....	120
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	121
СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ .....	122
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	126
ПРИЛОЖЕНИЕ А. МЕХАНИЧЕСКИЕ И ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МАТЕРИАЛОВ ПОДШИПНИКОВ. СВОЙСТВА МАСЕЛ .....	134

## ВВЕДЕНИЕ

### Актуальность темы диссертации

С развитием авиационных двигателей постоянно растёт удельная тяга двигателя и снижается удельный расход топлива. Требуемые характеристики двигателя достигаются за счёт увеличения частот вращения роторов и повышения термогазодинамических параметров. В результате современные подшипники качения авиационных двигателей работают при параметрах быстроходности до  $d_{mn}=3...3,5 \cdot 10^6$  мм·об/мин ( $d_m$  – средний диаметр подшипника;  $n$  – частота вращения). По оценкам специалистов в перспективных авиационных двигателях подшипники опор главных роторов будут работать при значениях параметра быстроходности  $d_{mn}=3...4 \cdot 10^6$  мм·об/мин. Вместе с этим постоянно повышаются требования к надёжности подшипников, поэтому разрабатываемые технологии должны быть направлены на обеспечение работоспособности и ресурса подшипников в условиях высоких частот вращения.

В отечественной практике отсутствует опыт эксплуатации стальных подшипников качения при высоких параметрах быстроходности ( $d_{mn} \geq 3 \cdot 10^6$  мм·об/мин). В этих условиях для охлаждения стальных подшипников может потребоваться большой расход масла. Перспективным является применение гибридных подшипников качения, имеющих стальные кольца и керамические тела качения. Из-за меньшей плотности керамики (обычно нитрида кремния) нагрузка на наружное кольцо гибридного подшипника от центробежных сил тел качения будет меньше, чем в стальном подшипнике. Кроме этого, размеры керамических тел качения из-за более низкого чем у стали значения коэффициента линейного теплового расширения материала при повышении температуры увеличиваются незначительно, что позволяет уменьшить номинальный радиальный зазор в подшипнике и обеспечить большую жесткость опор и низкие вибрации ротора в эксплуатации. С другой стороны, за счёт высокого модуля упругости керамики в гибридном подшипнике будут иметь место более высокие контактные напряжения, чем в стальном подшипнике. Поэтому можно предположить, что существует рациональная область применения гибридных подшипников качения.

Гибридные подшипники качения успешно используются в опорах высокооборотных роторов, например, в шпиндельных станках, в малоразмерных турбокомпрессорах. В авиационной отрасли гибридные подшипники качения начали применяться в высокооборотных малонагруженных и малогабаритных изделиях. Так, например, переход от стальных к гибридным подшипникам в турбонасосе высокого давления окислителя Шаттла позволил ликвидировать проблемы, связанные с износом подшипников. В дальнейшем гибридные подшипники нашли применение в опорах роторов газотурбинных двигателей при больших  $d_{mn}$ . В частности,

гибридные подшипники установлены в передней опоре ротора КВД двигателей семейства Lear фирмы CFMI, применяемого на ряде магистральных самолетов. Предполагается использовать гибридные подшипники в разрабатываемых фирмой Rolls-Royce двигателях Advance и Ultrafan.

С учётом изложенного определение рациональной области применения гибридных подшипников и разработка методов прогнозирования теплового состояния и долговечности гибридных подшипников качения являются актуальными задачами, для решения которых необходимо экспериментальное исследование гибридных подшипников при высоких параметрах быстроходности.

### **Цели и задачи диссертационной работы**

Цель – разработка метода прогнозирования теплового состояния и долговечности гибридных подшипников качения опор быстроходных роторов авиационных газотурбинных двигателей

Задачами являются:

- исследование теплового состояния гибридных подшипников качения при высоких частотах вращения;
- исследование теплового состояния гибридных подшипников качения в особых условиях эксплуатации (перекос колец, работа в условиях консистентной смазки, при прекращении подачи масла);
- разработка метода прогнозирования теплового состояния гибридных подшипников качения, работающих при высоких частотах вращения (определения тепловыделения, температур наружного и внутреннего колец подшипника);
- разработка метода прогнозирования долговечности гибридных подшипников качения с учётом их теплового состояния;
- выбор критериев, определяющих область рационального применения гибридных подшипников качения в составе опор авиационных двигателей.

### **Новизна результатов исследований**

1. Впервые в отечественной практике исследовано тепловое состояние гибридных подшипников качения с внутренними диаметрами 130 и 150 мм при высоких значениях параметра быстроходности,  $d_{\text{вн}}n$  до  $3,5 \cdot 10^6$  мм·об/мин.
2. На основании результатов испытаний разработан расчетный метод прогнозирования теплового состояния гибридных подшипников качения, обеспечивающий соответствие расчётных значений результатам испытаний.

3. Разработан метод прогнозирования долговечности гибридных подшипников качения с учётом их теплового состояния.
4. Предложены критерии, определяющие область рационального применения гибридных подшипников качения.
5. На основании сравнительных исследований гибридных и стальных подшипников качения с внутренним диаметром 30 мм впервые в отечественной практике подтверждены преимущества использования гибридных подшипников с кольцами из стали ЭИ347 в особых условиях эксплуатации: при наличии перекоса колец, в условиях консистентной смазки, при прекращении подачи масла.

#### **Практическая значимость результатов исследований**

1. Разработанный метод определения тепловыделения в гибридных подшипниках качения позволяет значительно сократить объем экспериментальных исследований и ускорить разработку подшипниковых узлов, в частности, подобрать необходимый расход масла.
2. Разработанный метод прогнозирования долговечности гибридных подшипников позволяет учесть тепловое состояние подшипника, что практически важно для выбора величин радиального зазора подшипника и натяга внутреннего кольца подшипника на вал.
3. Использование предложенных критериев позволяет оценить целесообразность применения гибридных подшипников качения в зависимости от условий эксплуатации.
4. Результаты работы используются в ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» при расчете подшипников качения опор быстроходных роторов перспективных двигателей.

#### **Методологическая основа исследования**

Поставленные задачи решались с использованием экспериментальных методов исследования. Разработка эмпирической зависимости тепловыделения от параметров работы подшипниках проводилась методами регрессионного анализа. Расчёт долговечности гибридных подшипников построен на основе теорий Вейбулла и Лундберга-Пальмгрена. Расчет контактных напряжений основан на теории Герца.

#### **Положения, выносимые на защиту**

1. Эмпирические зависимости тепловыделения в гибридных подшипниках от условий их эксплуатации;
2. Эмпирические зависимости температур колец (наружного и внутреннего) гибридных подшипников от условий их эксплуатации;

3. Метод оценки долговечности гибридных подшипников с учётом их теплового состояния;
4. Критерии, определяющие область использования гибридных подшипников в опорах авиационных двигателей.

**Достоверность результатов обоснована:**

- проведением экспериментальных исследований на аттестованном в установленном порядке стенде;
- соответствием расчётных значений результатам испытаний;
- применением классических подходов механики контактного взаимодействия.

**Апробация результатов исследования**

Основные положения диссертационной работы были доложены и обсуждены на:

- Научно-практической конференции молодых специалистов ЦИАМ (Москва, 24-28 марта 2014 г.);
- Научно-техническом конгрессе по двигателестроению (НТКД) при международном форуме двигателестроителей (МФД): НТКД-2014 (Москва, 15-17 апреля 2014 г.), НТКД-2016 (Москва, 19-21 апреля 2016 г.), НТКД-2018 (Москва, 4-6 апреля 2018 г.);
- Конференции «Новые решения и технологии в газотурбостроении» (Москва, 26-28 мая 2015 г.);
- 7-ой международной конференции «Теория и практика технологии производства изделий из композиционных материалов и новых металлических сплавов» (ТПКММ) (Москва, 6-8 октября 2015 г.);
- Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (Самара, 22-24 июня 2016 г.);
- Семинаре молодых специалистов ЦИАМ (Москва, 11 июля 2018 г.);
- 30-ой международной инновационной конференции молодых ученых и студентов МИКМУС-2018 (Москва, 20-23 ноября 2018 г.);
- Всероссийской научно-технической конференции молодых ученых и специалистов «Авиационные двигатели и силовые установки» (Москва, 28-30 мая 2019 г.).

**Публикации**

По теме диссертации опубликовано 14 работ, из них в рецензируемых научных изданиях опубликовано 4 работы.

**Вклад автора в проведенное исследование:**

- выбор критериев, определяющих область использования гибридных подшипников в опорах авиационных двигателей;
- разработка метода оценки долговечности гибридных подшипников с учётом их теплового состояния;
- разработка регрессионных зависимостей тепловыделения и температур колец гибридных подшипников от условий их эксплуатации;
- планирование ряда испытаний подшипников;
- обработка результатов испытаний.

В совместных работах Петровым Н.И. выполнены постановка задачи и общее руководство исследованиями. Кроме того, совместно с Петровым Н.И. проводилась интерпретация результатов исследований.

**Структура и объем работы**

Диссертация состоит из введения, шести глав, основных выводов и списка литературы. Общий объём диссертационной работы составляет 134 страниц основного текста, 69 рисунков, 20 таблиц и 1 приложение. Список литературы включает 109 наименований.

**Благодарности**

Автор выражает благодарность канд. техн. наук Н.И. Петрову за полезные советы и замечания, высказанные в ходе работы над диссертацией, П.И. Комарову и сотрудникам подшипникового стенда Т14-15 исследовательского центра «Динамика, прочность, надежность» ФГУП «ЦИАМ им.П.И.Баранова» за проведение экспериментальных исследований.



## ГЛАВА 1. ГИБРИДНЫЕ ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ ДЛЯ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ (ОБЗОР)

Современные подшипники авиационных двигателей работают при параметрах быстроходности  $d_{m}n^1$  до  $3,5 \cdot 10^6$  мм·об/мин [1]. В перспективных двигателях, по оценкам специалистов компаний-производителей подшипников SKF [2] и Kooyo [3], подшипники опор главных роторов будут работать при параметрах быстроходности  $d_{m}n=3...4 \cdot 10^6$  мм·об/мин.

С ростом требований к надежности двигателя разрабатываемые технологии должны быть направлены на обеспечение работоспособности подшипников в условиях высоких частот вращения. Одним из перспективных подходов является применение подшипников качения с керамическими элементами.

### 1.1 Преимущества и проблемы применения керамических и гибридных подшипников

Плотность безоксидной керамики (нитрид кремния, карбид кремния) в 2,5 раза ниже плотности стали, поэтому величина центробежных сил, направленных от керамических тел качения на дорожку качения наружного кольца, будет ниже, чем при использовании стальных тел качения. Размеры керамических тел качения при повышении рабочей температуры увеличиваются незначительно из-за низкого значения коэффициента линейного теплового расширения. Это позволяет уменьшить номинальный радиальный зазор в подшипнике и обеспечить большую жесткость опор и низкие вибрации ротора при эксплуатации.

Разделяют полностью керамические подшипники качения, кольца и тела качения которых изготовлены из керамики, и гибридные подшипники, имеющие керамические тела качения и стальные кольца.

Использование полностью керамических подшипников качения ограничено. Установка колец из керамики на стальной вал затруднена низкой ударной вязкостью керамики и небольшим, по сравнению со сталью, значением коэффициента линейного теплового расширения [4]. Вместе с тем в 1970-1980-х годах рассматривалось применение полностью керамических подшипников

---

<sup>1</sup> Параметр быстроходности,  $d_{m}n$ , характеризует скорость работы подшипника и равен произведению среднего диаметра подшипника (мм) на частоту вращения внутреннего кольца (об/мин). В некоторых странах используется параметр DN (dn), равный произведению внутреннего диаметра подшипника на частоту вращения, имеющий также обозначение MDN,  $MDN=DN \cdot 10^{-6}$ .

качения в роторах авиационных двигателей. Например, в работе [5] показан способ установки керамического подшипника на стальной вал. Конусообразная форма внутреннего кольца керамического подшипника (рисунок 1.1а) позволяет сохранить требуемую посадку независимо от расширения стального вала при нагреве. В статье [6] предложены варианты монтажа полностью керамических подшипников на вал с использованием промежуточных компенсирующих втулок (рисунки 1.1б,в).

В настоящее время полностью керамические подшипники качения используются в коррозионно-активных средах (в химической и пищевой промышленности) в условиях низких нагрузок и частот вращения. Для изготовления колец и тел качения используется частично стабилизированный диоксид циркония, оксид алюминия, карбид кремния и нитрид кремния.

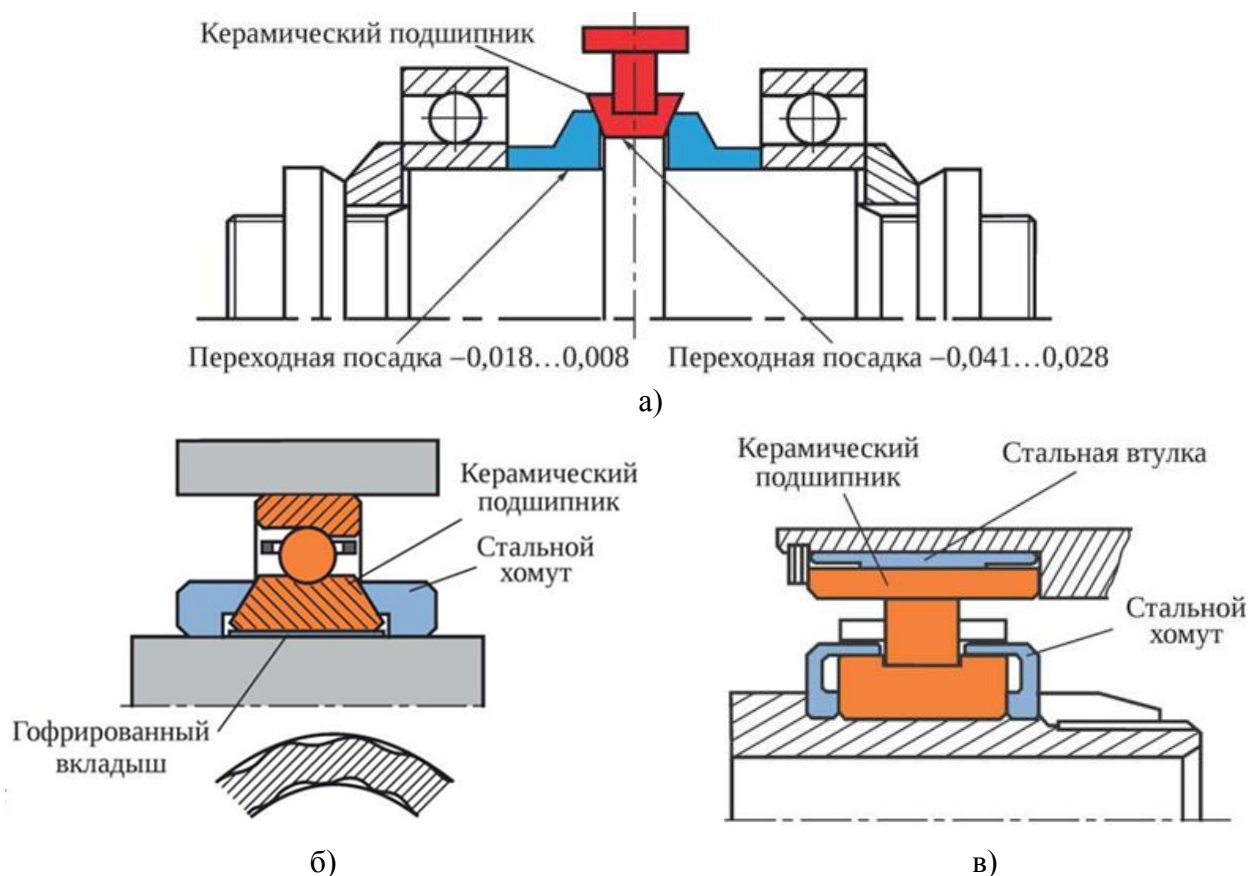


Рисунок 1.1. Варианты установки полностью керамического подшипника:

- а) использование конусообразного внутреннего кольца [5]; б) установка при помощи упругого гофрированного вкладыша [6]; в) установка при помощи компенсирующей втулки на наружном кольце [6]

Гибридные подшипники применяются в высокооборотных изделиях, к которым предъявляются высокие требования по ресурсу и надежности. Для изготовления тел качения в гибридных подшипниках обычно используют горячепрессованный нитрид кремния  $\text{Si}_3\text{N}_4$ , обладающий высокими усталостными свойствами, трещиностойкостью и низкой плотностью.

Кроме того, как показали результаты испытаний на контактной роликовой установке [7], при сухом трении величина износа тел качения из нитрида кремния меньше, чем у тел из карбида кремния, оксида алюминия и подшипниковой стали.

Гибридные подшипники с телами качения из нитрида кремния уже более 30 лет успешно используют в шпинделях металлообрабатывающих станков [8,9]. В авиакосмической отрасли гибридные подшипники начали применять в высокооборотных малонагруженных и малогабаритных изделиях. Например, переход от стальных к гибридным подшипникам в турбонасосе высокого давления окислителя Шаттла, позволил решить проблемы, связанные с износом подшипников [10]. Результаты исследования применительно к турбокомпрессорам кондиционирования воздуха показали, что внедрение гибридных подшипников позволяет снизить стоимость жизненного цикла изделия и увеличить ресурс подшипников [11].

Работоспособность гибридных подшипников при высоких частотах вращения подтверждена рядом исследований. В работе [12] приведены результаты испытаний гибридных подшипников с внутренним диаметром 45 мм при параметре быстроходности DN до  $3,25 \cdot 10^6$  мм·об/мин ( $n=72\,200$  об/мин). После этого гибридный подшипник успешно прошел длительные эксплуатационные испытания в течение 400 ч в составе двигателя AGT1500. Исследователи из GE [13] продемонстрировали возможность использования гибридного подшипника с внутренним диаметром 120 мм при параметре быстроходности DN до  $3 \cdot 10^6$  мм·об/мин. В рамках работ по проекту «Эффективная масляная система» фирма FAG Aerospace совместно с MTU Aeroengines разработала гибридный подшипник с охлаждением наружного кольца (рисунок 1.2) для применения в авиационных двигателях нового поколения. В ходе испытаний 2015 года удалось достичь рекордного значения параметра быстроходности  $d_{m}n=4 \cdot 10^6$  мм·об/мин [14,15].

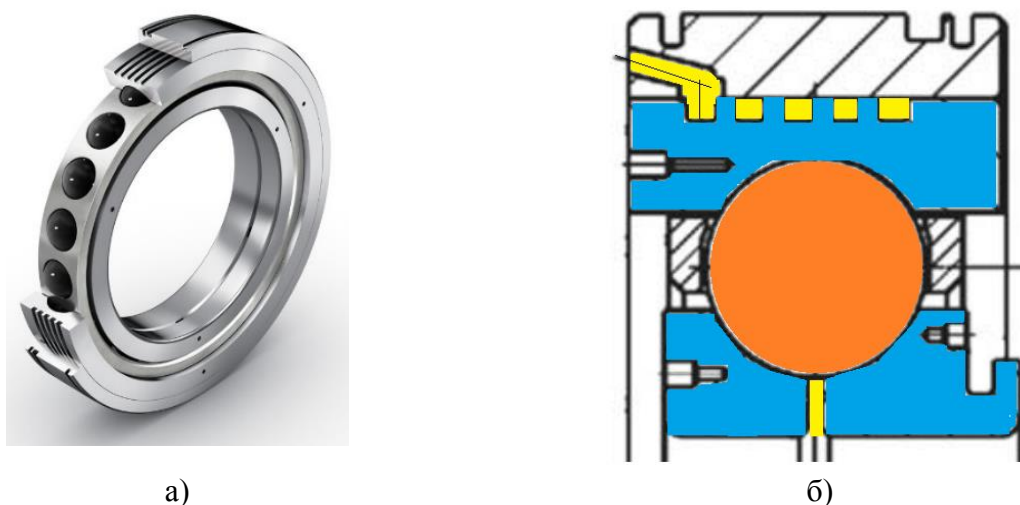


Рисунок 1.2. Высокоскоростной гибридный подшипник фирмы FAG Aerospace, при испытании которого было достигнуто значение  $d_{m}n=4 \cdot 10^6$  мм·об/мин: а) гибридный подшипник в сборе [14]; б) схема подвода масла к наружному кольцу [15]

При высокой частоте вращения на внутреннее кольцо подшипника действуют высокие растягивающие напряжения в окружном направлении. В сталях сквозной закалки (типа М50 и ЭИ347) эти напряжения приводят к быстрому росту трещины и могут вызвать разрушение внутреннего кольца. В высокооборотных гибридных подшипниках для изготовления внутренних колец используют поверхностно-упрочняемые стали и стали дуплексного упрочнения (типа М50NiL). Их поверхностный слой (цементированный, азотированный) благодаря остаточным сжимающим напряжениям, обеспечивает дополнительное сопротивление усталости при качении. Более мягкая и упругая сердцевина кольца позволяет использовать посадку с большим натягом, необходимую при высоких частотах вращения и температурах. Специалисты компании FAG [1] оценивают использование гибридных подшипников с кольцами из дуплексно-упрочненной стали в составе опор авиационных двигателей как приоритетное направление в ближайшие два десятилетия.

В США технология применения гибридных подшипников в составе опор авиационных ГТД военного назначения отрабатывалась в рамках программы ИРТЕТ. Были проведены сравнительные испытания стального и гибридного подшипников для опоры №3 двигателя F117-PW-100 [16]. Результаты испытаний показали, что подшипники с керамическими телами качения требуют меньшей прокачки масла, а при отключении подачи масла обеспечивают более длительную работоспособность.

До недавнего времени гибридные подшипники не применялись в опорах главных роторов двигателей для магистральных самолетов гражданской авиации. Однако в передней опоре ротора компрессора высокого давления сертифицированного двигателей семейства Lear фирмы CFMI [2] установлен гибридный подшипник фирмы SKF с керамическими телами качения, работающий при параметрах быстроходности около  $d_{\text{мп}} = 2,8 \cdot 10^6 \dots 3,3 \cdot 10^6$  мм·об/мин. Компания Rolls-Royce предполагает установку гибридных подшипников в опорах газогенераторов двигателей, разрабатываемых по программам Advance и Ultrafan [17].

Подшипники авиадвигателей должны соответствовать строгим требованиям обеспечения надежности и безопасности. В гибридном подшипнике разрушение керамических тел качения может быть критичным, поэтому они должны характеризоваться низкой концентрацией и малым размером имеющихся дефектов, однородностью свойств по сечению и высокой точностью обработки. Для изготовления керамических тел качения используют горячее изостатическое прессование (ГИП), изготовленные тела качения проходят 100% неразрушающий контроль. Результаты усталостных испытаний фирмы NSK [8] показали, что шарики с дефектами имеют низкую долговечность, в то время как шарики, успешно прошедшие неразрушающий ультразвуковой контроль по принятой фирмой методике, имеют долговечность почти в 8 раз

выше номинальной долговечности стальных шариков. Требования к свойствам нитрида кремния и к телам качения из него включены в стандарты ISO. Стандарт ISO 26602 [18] определяет физические и механические свойства керамических материалов для шариков подшипников качения; стандарт ISO 3290-2 [19] - размеры керамических шаров, качество поверхности, методы оценки некруглости, виды дефектов и способы их обнаружения; стандарт ISO 14627 [20] – методы испытаний нитрида кремния для изготовления тел качения. Большое значение имеет высокая точность механической обработки элементов подшипников.

Одной из ключевых задач для гибридных подшипников является создание системы обнаружения начала разрушения в керамических телах качения в процессе эксплуатации. При этом система контроля состояния подшипника должна состоять из двух независимых сигнализаторов начала разрушения. Магнитная пробка не способна обнаруживать неметаллические частицы, поэтому для гибридных подшипников предлагается использовать оптические сенсоры [21], которые способны улавливать наличие как керамических, так и металлических частиц. Альтернативным способом является применение ультразвуковых датчиков, однако при этом требуется предварительная настройка оборудования, так как небольшие пузыри воздуха в масле тоже могут детектироваться как частицы разрушения [13]. Момент начала разрушения можно также диагностировать по результатам анализа вибрационного состояния подшипника. Сравнение вибрационных характеристик гибридного и стального подшипников [22] показало, что характер вибросигналов подшипников одинаковый, при этом величины пиков виброскорости в гибридном подшипнике несколько выше, и, следовательно, для гибридных подшипников могут быть применены методы вибродиагностики стальных подшипников.

## **1.2 Дефекты в керамике**

Длительные испытания гибридных подшипников с телами качения из нитрида кремния при максимальных контактных напряжениях 3,3 ГПа [23] показали, что механизм образования контактного усталостного выкрашивания аналогичен механизму возникновения разрушения в стали. При этом появление начального выкрашивания (сполла) в телах качения из нитрида кремния, в отличие от оксида алюминия и карбида кремния, не приводит к быстрому разрушению всего тела качения. В зависимости от размера зерна керамики механизм разрушения может меняться от хрупкого к квазипластичному [24].

Выкрашивание в телах качения из нитрида кремния возникает из-за наличия в материале микропор и посторонних включений. Согласно результатам испытаний керамических шариков с

серповидной трещиной на поверхности [25], главный фактор, определяющий долговечность подшипника, - не наличие трещины на поверхности, а пористость керамики. Наиболее критичной является область на глубине 5...20 мкм ниже поверхности качения. Для снижения пористости применяется горячепрессованный материал.

Анализ разрушений шариков (рисунок 1.3) из нитрида кремния показал, что даже маленькие раковины диаметром менее 2 мкм, образовавшиеся при спекании материала, могут приводить к разрушению [9].

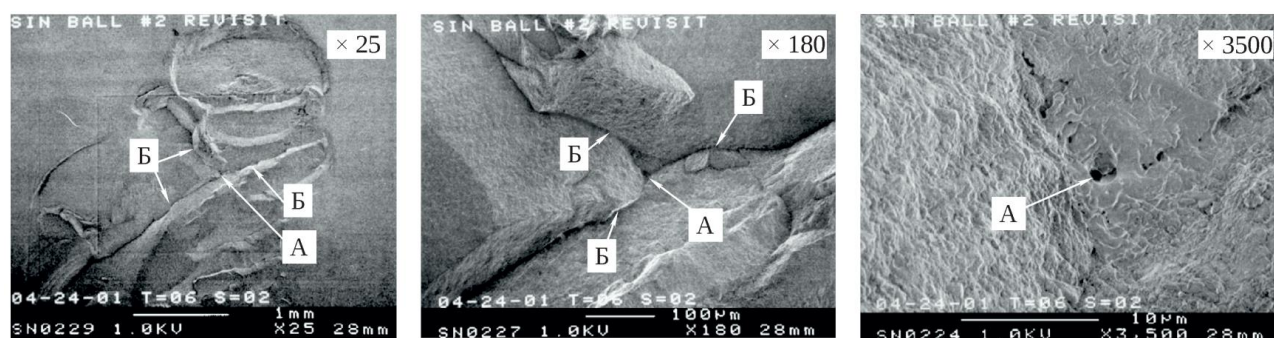


Рисунок 1.3. Выкрашивание (сполл) на керамическом шарике [9]:

А – раковина в материале, откуда началось развитие разрушения; Б – вторичные трещины

Как и в стали, трещина в керамике зарождается под поверхностью качения, затем растет и в итоге приводит к выкрашиванию. Однако образование трещины в керамических телах качения идет за счёт действия главных растягивающих напряжений [26,27], в отличие от подшипниковой стали, где к образованию трещины приводят подповерхностные касательные напряжения [28]. Как отмечено в статье [29], развитие трещины в керамике зависит от величины контактных напряжений и режима смазывания подшипника, но не зависит от направления качения.

В работе [30] предложен подход к предсказанию развития трещины в керамических телах качения и указано, что существенное влияние на развитие дефекта оказывает величина поверхностного трения, что свидетельствует о необходимости смазывания гибридных подшипников.

В статье [31] процесс образования выкрашивания в керамическом материале разделяется на две фазы (рисунок 1.4). Первая фаза – образование усталостной трещины под поверхностью в месте неоднородности материала (поры) и ее развитие под малым углом к поверхности качения. Вторая фаза – появление вторичных поверхностных трещин, которые, по мнению авторов, играют определяющую роль в образовании выкрашивания.

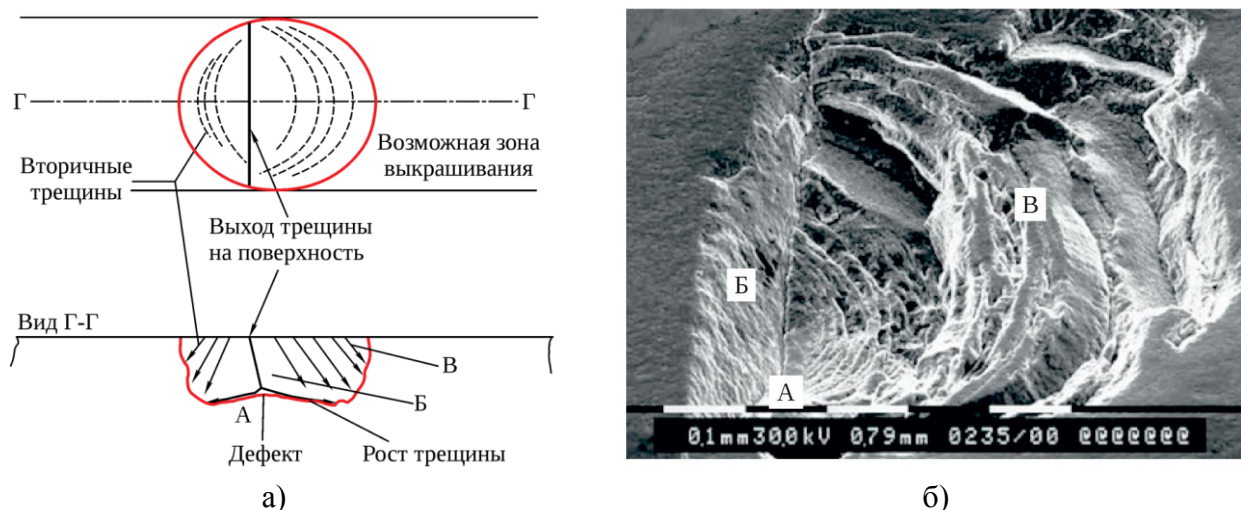


Рисунок 1.4. Механизм развития контактного усталостного выкрашивания в нитриде кремния [31]: А – место начала разрушения; Б – развитие трещины на поверхность под небольшим углом; В – вторичные трещины;  
*а* – схема выкрашивания; *б* – фотография выкрашивания

### 1.3 Усталостные испытания тел качения из нитрида кремния и гибридных подшипников

На рисунке 1.5 представлено обобщение результатов усталостных испытаний тел качения из нитрида кремния и гибридных подшипников, выполненное в работе [23]. Номинальная долговечность керамических тел качения и гибридных подшипников, полученная по результатам испытаний, сравнивается с расчётной долговечностью стальных образцов и подшипников (согласно теории Лундберга-Пальмгрена и работе [32]).

Результаты сравнительных усталостных испытаний стальных (M50) и керамических (нитрид кремния NC-132) шариков диаметром 17,5 мм на 4-х шариковой установке [33] показали, что применение дополнительной обработки поверхностей шариков (финиш или суперфиниш) может увеличить их номинальную долговечность до 4 раз.

Свойства нитрида кремния и технология изготовления деталей из него постоянно улучшаются. Сравнительные усталостные испытания шариков из нитрида кремния HS-110 и нитрида кремния NC-132 на 5-шариковой установке свидетельствуют, что усталостные свойства нитрида кремния NC-132 на порядок выше [32].

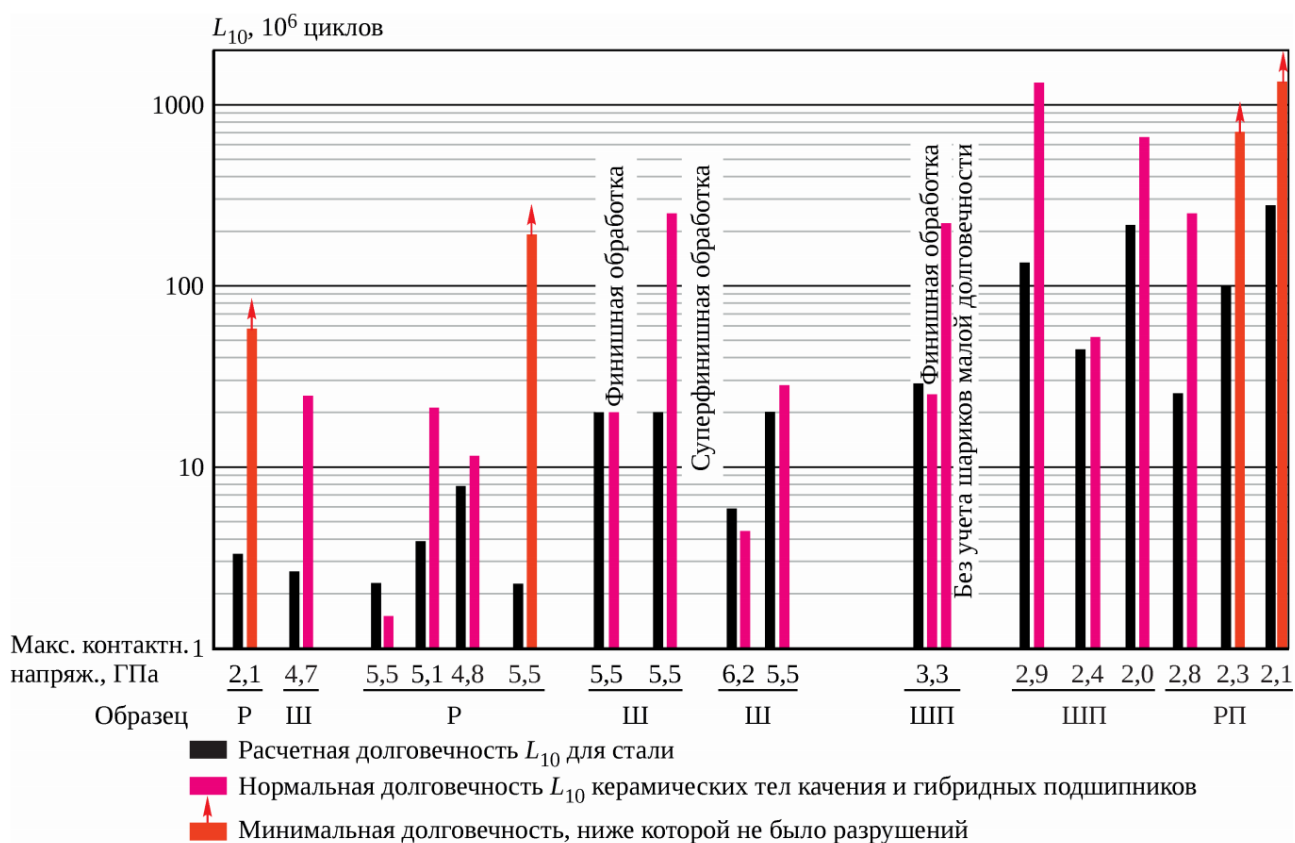


Рисунок 1.5. Результаты испытаний на контактную усталость [23]:

Р – ролик; Ш – шарик; ШП – шариковый подшипник; РП – роликовый подшипник

В работах [9,34] проведены сравнительные испытания стальных и гибридных подшипников с внутренним диаметром 35 мм при частоте вращения 5400 об/мин. На первом этапе имитировались одинаковые контактные напряжения 1875 МПа; на стальные подшипники действовала нагрузка 13,34 кН, на гибридные - 6,67 кН. Для сокращения времени испытания проведены в группах по 4 подшипника, при выходе из строя одного подшипника прекращались испытания всей группы (метод «sudden-death»). При достижении наработки 2500 ч. испытания прекращались. Всего было испытано по шесть групп подшипников. Во всех группах стальных подшипников наблюдались разрушения. Все гибридные подшипники отработали до 2500 ч без разрушений. При статистическом анализе проведен пересчет номинальной долговечности стальных подшипников так, как если бы на них действовала такая же нагрузка 6,67 кН, как и на гибридные. Анализ результатов испытаний 24 стальных и 24 гибридных подшипников показал, что номинальная долговечность гибридных подшипников в 2 раза выше, чем у стальных: ( $L_{10\text{сталь}}=4,3 \cdot 10^6$  циклов,  $L_{10\text{гибрид}}=8,6 \cdot 10^6$  циклов). На втором этапе [8] проведены испытания четырех групп гибридных подшипников (по 4 подшипника в группе) того же типоразмера при нагрузке 13,34 кН ( $\sigma_{\text{max}}=2,29$  ГПа). В трёх подшипниках произошли разрушения керамических шариков при наработках 1548, 3408 и 3441 ч, на одном подшипнике обнаружено выкрашивание



внутреннего кольца при наработке 2250 ч. Сравнение с результатами ранее проведенных испытаний стальных подшипников [34] показало, что при таких контактных напряжениях номинальная долговечность гибридных подшипников в 6,7 раз выше долговечности стальных подшипников.

Обобщение результатов усталостных испытаний керамических образцов и гибридных подшипников приведено в таблице 1.1.

Таблица 1.1. Результаты усталостных испытаний тел качения из нитрида кремния и гибридных подшипников

Год	Исследователи и ссылка	Объект и вид испытаний	Максимальное контактное напряжение, $\sigma$ , ГПа	L10, 10 <sup>6</sup> циклов		
				Сталь (расчёт)	Сталь (экспер.)	Нитрид кремния/ Гибрид
1973	Baumgartner H.R. [5]	Стержень-ролик	5,5	2,2	-	1,4
		Стержень-ролик	5,1	4	-	21
		Стержень-ролик	4,8	7,8	-	11,8
1974	Valori R.	Стержень-ролик	5,5	2,2	-	197
1975	Dalal H.M. и др.	Ролик-плоскость	2,1	3	-	56
		Шарик-плоскость	4,7	2,6	-	24
1975	Parker R.J., Zaretsky E.V.[32]	5-ти шариковая установка, Dw=12,7 мм	6,2	5,8	-	4,4
			5,5	19	-	29
1975	Dalal H.M. и др.	ШП, радиальная нагрузка	3,3	30	-	27 (227*)
1976	Lorosch H.K. и др.	ШП, осевая нагрузка	2,9	140	-	1460
1977	Dalal H.M.	4-х шариковая установка	5,5	20	-	20 (262**)
1977	Baumgartner H.R.	РП	2,8	27	-	270
		РП	2,3	110	-	710
		РП	2,1	300	-	1400
1980	Morrison F.R, Yonushonis, T.	ШП, осевая нагрузка	2,4	47	-	57
		ШП, осевая нагрузка	2,0	225	-	750
1996	Miner J.R. и др. [16]	V-образная установка Шарик, Dw=28,575 мм	3,8	-	L <sub>10h</sub> =43,4 ч	L <sub>10h</sub> =166 ч
1999	Robinson E.Y. [34]	ШП, d=35 мм	1,88	-	4,3	8,6
2003	O'Brien M.J. и др. [9]	ШП, d=35 мм	2,29	-	L <sub>10h</sub> =590 ч	L <sub>10h</sub> =3954 ч

*Обозначения:* ШП – шариковый подшипник; РП – роликовый подшипник; Dw – диаметр тел качения; d – внутренний диаметр подшипника; \*–без учёта шариков с малой долговечностью; \*\*–после операции суперфиниша.

Помимо более высоких усталостных свойств гибридные подшипники обладают преимуществами по сравнению со стальными при работе в условиях загрязнения. Согласно результатам сравнительных испытаний SKF [35] гибридные подшипники имеют меньший износ в условиях загрязнения масла, чем стальные. При испытаниях износ замерялся по осевому перемещению кольца подшипника: для стального подшипника перемещение кольца составило 60 мкм, для гибридного – менее 5 мкм. Сравнительные испытания при наличии загрязнения масла

твердыми частицами оксида алюминия [35] показали, что долговечность гибридных подшипников в этих условиях до 20 раз выше, чем стальных.

Часто осуществляется загрязнение масла кварцевым песком. Твердость  $\text{Si}_3\text{N}_4$  выше, чем у  $\text{SiO}_2$ , поэтому кварцевый песок не может повредить керамику.

Испытания гибридного подшипника ( $d=133$  мм) с наличием дефекта (риска шириной 0,5 мм и глубиной 0,25 мм) на наружном стальном кольце [13] подтвердили возможность длительной работы в условиях испытаний после начавшегося усталостного разрушения стальных дорожек качения. Испытания проведены на режимах эксплуатации газотурбинного двигателя:  $F_a=4...40$  кН,  $n=8700...14800$  об/мин. Испытано три подшипника, которые разрушились из-за поломки сепаратора. Время до разрушения составило 22...64 ч.

Гибридные подшипники также обеспечивают преимущества при работе на консистентной смазке. Сравнительные испытания шариковых подшипников с внутренним диаметром 20 мм при их смазывании консистентной смазкой [36] показали, что гибридные подшипники обладают долговечностью в 3 раза выше, чем стальные. Исследователи связывают это с низкой адгезией между керамикой и сталью. Испытания проведены при частоте вращения  $n=20000$  об/мин,  $d_m n=0,67 \cdot 10^6$  мм·об/мин и температуре  $T=140$  °С при осевой и радиальной нагрузках  $F_a=100$  Н и  $F_r=50$  Н, соответственно.

#### 1.4 Расчёт долговечности гибридных подшипников

Контактные напряжения в гибридном подшипнике выше, чем в стальном, из-за большей величины модуля упругости керамики. С другой стороны, за счет меньшей плотности нитрида кремния центробежная нагрузка на наружное кольцо гибридного подшипника меньше, чем в стальном подшипнике. Стандартные методы расчета долговечности подшипников, зарубежный [37] и отечественный [38], не учитывают эти особенности и не могут быть напрямую применены для расчёта гибридных подшипников. На практике используются следующие подходы.

Первый подход предполагает расчет долговечности гибридного подшипника  $L_H$  через долговечность стального  $L_S$  с учётом различия контактных напряжений в стальных (S) и гибридных (H) подшипниках [6,39]:

$$L_H = L_S \left( \frac{\sigma_{maxS}}{\sigma_{maxH}} \right)^m,$$

где  $m=9$  для точечного контакта и  $m=6,77$  для линейного контакта.

На основании этого подхода в работе [6] предложено использовать поправочный коэффициент к долговечности гибридного подшипника:  $L_H=0,29L_S$ . В работе [23], в свою очередь, предложено соотношение  $L_H=0,32L_S$  для шариковых подшипников и  $L_H=0,39L_S$  для

роликовых подшипников. Аналитическое сравнение долговечности гибридного и стального подшипников с внутренним диаметром 120 мм показало, что использование гибридных подшипников оправдано при параметре быстроходности  $DN \geq 2,5 \cdot 10^6$  мм·об/мин, когда влияние центробежных сил от тел качения становится значительным [23].

Другой подход к определению долговечности подшипников предполагает ввод корректирующих коэффициентов к номинальной долговечности на основании сравнительных усталостных испытаний стальных и гибридных подшипников. Например, фирма NSK использует для гибридных подшипников повышающий коэффициент  $A_{\text{мат}}=4$  [8]. При внедрении гибридного подшипника в опору №3 двигателя F117 [16] исследователи фирмы Pratt&Whitney и фирмы-производителя керамических тел качения CERBEC использовали следующую стратегию установления ресурса гибридных подшипников. Если учитывать различие в значениях модуля упругости и коэффициента Пуассона керамики и стали, расчетная номинальная долговечность  $L_{10}$  гибридного подшипника будет в 2...2,5 раза ниже долговечности стального подшипника. Однако по результатам усталостных сравнительных испытаний стальных и керамических шариков установлено, что усталостная долговечность керамических тел качения в 5 раз выше стальных. Поэтому в итоге было принято, что долговечность гибридного подшипника в 2...2,5 раза выше номинальной долговечности стального подшипника. Авторы указанной работы также отмечают, что на основе накопленного опыта эксплуатации большого числа авиационных подшипников из стали M50 повышающий коэффициент к номинальной долговечности принят равным 25. Для установки такого коэффициента для гибридных подшипников требуется достаточный опыт их эксплуатации.

Третий подход к расчету долговечности гибридных подшипников представлен в национальном стандарте Германии DIN 281, приложение №5 [40], где приведена формула для расчёта динамической грузоподъемности гибридных подшипников (см. главу 5).

## 1.5 Тепловыделение

При изменении режима работы ГТД меняются условия работы подшипника. В этот момент в шариковых<sup>2</sup> подшипниках может возникать существенное проскальзывание между телами и дорожками качения, связанное с недостаточной осевой силой в контакте тел качения с дорожками колец, приводящее к износу дорожек и тел качения подшипника. В гибридных

---

<sup>2</sup> Высокое проскальзывание также может происходить в роликовых подшипниках при недостаточной радиальной нагрузке.

подшипниках низкая центробежная нагрузка от керамических тел качения уменьшает разницу в углах контакта шарика с внутренним и наружным кольцами, что ведёт к меньшему проскальзыванию и тепловыделению [16,23].

Экспериментально подтверждено [41], что при малом проскальзывании в контакте ( $SRR^3=5\%$ ) для пары трения сталь M50/керамика  $Si_3N_4$  требуется в три раза меньше масла, чем для пары сталь M50/сталь M50. Однако, при значительном проскальзывании ( $SRR=45\%$ ) преимущества использования керамики уже не наблюдаются. Чтобы избежать проскальзывания в подшипнике необходимо обеспечить достаточную осевую нагрузку, при этом для гибридного подшипника величина требуемой осевой силы может быть до 65% ниже, чем для стального подшипника [12]. Исследования подшипников при наличии проскальзывания до  $SRR=80\%$  [12] показали, что гибридные подшипники сохраняют работоспособность без наличия следов износа.

Сравнительные испытания на износ шариков из нитрида кремния и стали M50 при параметре износа  $SV^4=8000...8600$  МПа·м/с показали преимущества керамического материала [12]. После испытаний на стальных шариках наблюдался износ с зонами выкрашивания до 12 мкм, на керамических шариках следов износа отсутствовали.

Нитрид кремния имеет низкий коэффициент трения по стали и по нитриду кремния при отсутствии смазки [23]. В случае сухого трения коэффициент трения для пары сталь M50/сталь M50 составляет 0,54, для пары  $Si_3N_4/Si_3N_4$  - 0,17, для гибридной пары M50/ $Si_3N_4$  – 0,15. При смазывании маслом коэффициент трения для всех пар варьируется от 0,11 до 0,13. Поэтому стоит ожидать, что разница в тепловыделении между стальными и гибридными подшипниками будет особенно заметна при малых расходах масла в условиях пограничного смазывания подшипника.

Сравнительные исследования теплового состояния гибридных и стальных подшипников показывают, что температуры деталей гибридного подшипника незначительно отличаются от температур деталей стального и в зависимости от условий эксплуатации могут быть как выше, так и ниже.

Испытания фирмы FAG [1,42] показали, что в гибридных подшипниках образуется меньше тепла, и кольца подшипника имеют меньшие температуры. В лаборатории AFRL проведены сравнительные испытания стального [43] и гибридного [44] подшипников качения с внутренним диаметром 133 мм при  $DN=1,5 \cdot 10^6...2,6 \cdot 10^6$  и при осевых нагрузках 13,35 и 53,4 кН. Расход масла составлял 7,3...11,4 л/мин при температуре 66 и 121 °С. В результате испытаний отмечено, что температура наружного кольца гибридного подшипника в зависимости от условий

<sup>3</sup> SRR (Slide to Roll Ratio) - параметр, равный отношению скорости проскальзывания к скорости качения в контакте.

<sup>4</sup> Параметр SV характеризует условия для возникновения износа и равен произведению контактных напряжений S [МПа] на величину скорости проскальзывания в контакте V [м/с].

работы на  $3...10\text{ }^{\circ}\text{C}$  ниже температуры стального. При этом разница в тепловыделении (до 2 кВт) наблюдается при высоких частотах вращения и нагрузках, что авторы статьи связывают с меньшим трением керамики по металлу.

С другой стороны, проведенные на фирме Textron Lycoming [12], испытания показали, что температура наружного кольца гибридного подшипника выше температуры стального подшипника. Первоначально исследователи связывали это с высоким проскальзыванием тел качения по наружному кольцу. Однако повторные испытания с замером действительной скорости сепаратора эту гипотезу не подтвердили. Анализ тепловыделения в подшипниках показал, что в стальном подшипнике величина тепла, уносимого маслом, на 18 % выше, чем в гибридном подшипнике. Авторы делают вывод, что за счет низкой теплопроводности керамики, через тела качения передается меньше тепла к маслу, а это приводит к высокой температуре наружного кольца.

Преимущество использования гибридных подшипников при малых расходах масла также отмечено в работе специалистов фирмы GE [13]. Сравнительные испытания стальных и гибридных подшипников проведены при пониженных расходах масла  $V=0,9$  л/мин (3 MDN,  $F=22,2$  кН). Испытания стального подшипника были прекращены из-за высокой температуры подшипника ( $232\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Гибридный подшипник отработал требуемое время без следов износа на дорожках качения.

Результаты других исследований [6,16,45] показали одинаковый уровень температур колец стального и гибридного подшипников. В рамках исследования возможности применения гибридного подшипника для опоры двигателя F117-PW-100 [16] проведены сравнительные испытания стального и двух гибридных подшипников со средним диаметром 178 мм при частотах вращения 7000...12000 об/мин ( $DN=1,25\cdot 10^6 \dots 1,78\cdot 10^6$  мм·об/мин) и осевых нагрузках от 11,1...44,4 кН. Прокачка масла через подшипник составляла  $V=21,2$  л/мин при температуре на входе  $93,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ . На всех режимах испытаний детали стального и гибридного подшипников имели приблизительно одинаковую температуру.

Сравнительные испытания стального и гибридного подшипников с внутренними диаметрами 150 мм при  $DN \leq 2,25\cdot 10^6$  мм·об/мин ( $n = 8000\dots 15000$  об/мин,  $F_a = 19,6\dots 34,3$  кН,  $V = 15$  л/мин) проведены компанией NSK [45]. При осевой нагрузке  $F_a = 19,6$  кН уровень тепловыделения в стальном и гибридном подшипниках был примерно одинаковым. При осевой нагрузке  $F_a = 34,3$  кН на малой частоте вращения ( $n = 8000$  об/мин) уровень тепловыделения в гибридном подшипнике был меньше, чем в стальном, на средних частотах вращения ( $n = 10000\dots 14000$  об/мин) уровень тепловыделения в гибридном подшипнике был несколько выше, а при высокой частоте вращения ( $n = 15000$  об/мин) уровни тепловыделения примерно совпадали.

Малое отличие в тепловыделении при испытаниях подшипников было объяснено тем, что около 60...70% суммарного тепловыделения связано с потерями на перемешивание (взбалтывание) масла.

Обобщенные результаты сравнительных исследований теплового состояния стальных и гибридных подшипников представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2. Результаты сравнительных исследований теплового состояния стальных и гибридных подшипников

Год	Исследователи и ссылка	Условия испытаний	Тепловыделение, Q, кВт		Темп. нар. кольца, TOR, °C		
			Сталь	Гибрид	Сталь	Гибрид	
1989	Zaretsky E.V. [6]	d=35 мм; n=30000...72000 об/мин; MDN=1...2,8; F <sub>a</sub> =1,2 кН; V=1,1 кг/мин; T <sub>м.вх</sub> =66°C	0,7...3	0,5...2,9	85...138	83...137	
1990	Ebert F.J. [42]	d=42 мм; n=8800...26600 об/мин; MDN=0,37...1,11; F <sub>r</sub> =0,3 кН, F <sub>a</sub> =0,65 кН, пластич. смазка	-	-	30...60	30...42	
1994	Slaney F.D. [12]	d=50 мм; n=50000 об/мин; MDN=2.5	0,26...0,33	0,25...0,31	174...198	152...188	
1994	Rhoads M.A. и др. [13]	d=120 мм; n=12500...25000 об/мин; MDN=1,5...3; F <sub>a</sub> =4,4...22,2 кН; V=3,7...7,6 л/мин	-	-	141...214	138...211	
1996	Miner J.R. и др.[16]	d=133 мм; F <sub>a</sub> =10...42 кН, T <sub>м.вх</sub> =93,3°C, V=21,2 л/мин	n=7000 об/мин, MDN=0,93	-	-	106...112	106...108
			n=10000 об/мин, MDN=1,33	-	-	117...122	115...124
			n=12000 об/мин, MDN=1,60	-	-	125...131	124...131
1997	Shoda Y. и др. [45]	d=150 мм; n=8000...15000 об/мин; MDN=1,2...2,25; F <sub>r</sub> =2,1 кН; V=15 л/мин; T <sub>м.вх</sub> =80 °C	F <sub>a</sub> =19,6 кН	6,1...15,6	5,1...16,3	100...125	95...124
			F <sub>a</sub> =34,3 кН	6,2...17,9	5,6...17,7	99...133	97...127
2010-2011	Forster N.H. и др. [43,44]	d=133 мм; F <sub>a</sub> =13,35...40,05 кН; V=9,4; 11,4 л/мин T <sub>м.вх</sub> =66...121°C	MDN=1,5...2	7,9...23,7	7,9...20,1	103...182	99...173
			MDN=2,1...2,6	12,1...34,3	12,9...33,8	127...216	121...201
2016	Gloeckner P. и др. [15]	d=133 мм; n=15000...17000 об/мин; MDN=1,7...2,3; F <sub>a</sub> =40 кН; V=10 л/мин; T <sub>м.вх</sub> =80 °C	21,9...27,7	20,6...26,8	-	-	

**Обозначения:** Q – тепло, отводимое от подшипника маслом, кВт; TOR – температура наружного кольца подшипника, °C; d – внутренний диаметр подшипника, мм; n – частота вращения внутреннего кольца подшипника, об/мин; MDN – параметр быстроходности, равный произведению внутреннего диаметра подшипника на частоту вращения, ·10<sup>-6</sup>·мм·об/мин; F<sub>a</sub>, F<sub>r</sub> – осевая и радиальная нагрузки на подшипник соответственно, кН; V – расход масла, л/мин; T<sub>м.вх</sub> – температура масла на входе в подшипник, °C;

Сравнительные испытания стального и гибридного подшипников для двигателя F117-PW-100 [16] с прекращением подачи масла показали преимущества гибридного подшипника. До прекращения подачи расход масла составлял 21,2 л/мин при температуре 93,3°C. После отсечки масла на 30 с температура стального подшипника поднялась до 235°C, затем подшипник заклинило. Температура гибридного подшипника поднялась лишь до 163°C и его работа не вызвала замечаний. Дополнительно проведены испытания подшипников с длительной отсечкой масла при частоте вращения  $n = 10\ 754$  об/мин (крейсерский режим двигателя). Критерий возобновления подачи масла - повышение температуры подшипника на 30°C. В этих условиях без подачи масла стальной подшипник отработал 1 мин, а гибридный подшипник - 5,5 мин.

При сравнительных испытаниях подшипников с внутренним диаметром 150 мм [45] с прекращением подачи масла на 30 с температура внутреннего кольца стального подшипника стала повышаться через 10 с после отсечки масла, на 26-ой секунде температура внутреннего кольца повысилась на 60°C и подшипник заклинило. Гибридный подшипник успешно прошел испытания, при этом температура его внутреннего кольца повысилась лишь на 35°C.

Более подробно обзор исследований гибридных подшипников с керамическими телами качения и стальными кольцами представлен в статье [46].

### **Выводы по главе 1**

На основании проведенного обзора исследований можно выделить следующие ключевые положения, характеризующие состояние разработки и использования гибридных подшипников с керамическими телами качения.

1. Гибридные подшипники используются в опорах высокооборотных роторов, например, в шпиндельных станках, высокооборотных малоразмерных турбокомпрессорах, а также в авиационных газотурбинных двигателях. В частности, гибридный подшипник установлен в передней опоре ротора компрессора высокого давления двигателя CFMI Lear гражданского магистрального самолета. Предполагается использовать гибридные подшипники в разрабатываемых фирмой Rolls-Royce двигателях Advance и Ultrafan.
2. В гибридных подшипниках материалом тел качения в основном является нитрид кремния, обладающий плотностью более чем в два раза ниже плотности стали и высоким сопротивлением усталости.
3. Результаты усталостных испытаний керамических тел качения и гибридных подшипников показывают, что их номинальная долговечность от 2 до 8 раз выше долговечности работающих в тех же условиях стальных аналогов.

4. Усталостная трещина в керамических телах качения образуется из-за растягивающих напряжений.
5. При высоких требованиях к надежности авиационных подшипников необходимо осуществлять 100% неразрушающий контроль тел качения.
6. Сравнительные исследования теплового состояния гибридных и стальных подшипников показывают, что температура деталей гибридного подшипника незначительно отличается от температуры деталей стального подшипника.
7. Гибридные подшипники в сравнении со стальными обеспечивают лучшую работоспособность в условиях пограничного смазывания, загрязнения смазки, работы без смазки, а также при смазывании консистентной смазкой.
8. При проектировании опор с гибридными подшипниками необходимо учитывать разность в свойствах (модуль упругости, плотность, твердость) керамики и подшипниковой стали путем выбора материала, режима закалки стальных колец, радиусов желобов дорожек качения, радиального зазора в подшипнике.
9. Стальные кольца гибридного подшипника качения должны обладать высокой твердостью дорожек качения (до HRC64). Для изготовления внутренних колец, на которые действуют высокие окружные напряжения, рекомендуется использовать поверхностно упрочненные стали типа M50NiL, отличающиеся высокой твердостью поверхности и упругой сердцевиной.
10. При расчете долговечности гибридных подшипников используется повышающий коэффициент к номинальной долговечности стальных подшипников, полученный по результатам сравнительных усталостных испытаний. Кроме этого, используется подход, основанный на пересчете максимальных контактных напряжений в гибридном подшипнике. В стандарте DIN 281 (Приложение 5) для расчета долговечности проводится расчет динамической грузоподъемности гибридного подшипника по отдельной формуле.
11. Одной из ключевых задач эксплуатации гибридных подшипников является создание системы обнаружения начала разрушения в керамических телах качения. С этой целью предлагается использование оптических и ультразвуковых датчиков. При этом система контроля состояния подшипника должна состоять из двух независимых сигнализаторов начала разрушения.
12. Для подтверждения ресурса гибридных подшипников необходимо проведение длительных испытаний на стендах.



## ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ. ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ С МНОГОТОЧЕЧНЫМ КОНТАКТОМ

Наиболее критичным подшипником опор роторов современных авиационных двигателей с точки зрения обеспечения удовлетворительного теплового состояния является шариковый радиально-упорный подшипник опоры ротора высокого давления, работающий при высоких частотах вращения и при высоких осевых нагрузках. Так, например, в работе фирмы Avetec отмечено [47], что на некоторых режимах для охлаждения радиально-упорного подшипника опора КВД одного из двигателей требуется до 64 % общего расхода масла.

Конструкция радиально-упорного многоточечного подшипника вместе с развитием авиационных двигателей постоянно совершенствовалась с целью обеспечения его работоспособности в условиях высоких частот вращения (рисунок 2.1). Начиная с 60-х годов прошлого века, конструкция подшипника значительно изменилась от простой с внутренним разрезным кольцом (рисунок 2.1а) до конструкции с развитым наружным кольцом (рисунок 2.1б), включающей в себя демпферный элемент – беличье колесо, и с подводом охлаждающего масла к дорожкам качения через внутренние кольца (рисунок 2.1в).

Основное отличие от радиально-упорных подшипников традиционной конструкции – разрезное внутреннее кольцо и арочная форма желобов, обеспечивающая многоточечный контакт подшипника: 3 или 4 точки контакта при действии радиальной нагрузки; 2 точки контакта при действии осевой нагрузки. Более подробно особенности внутренней геометрии многоточечных подшипников описаны в главе 5.

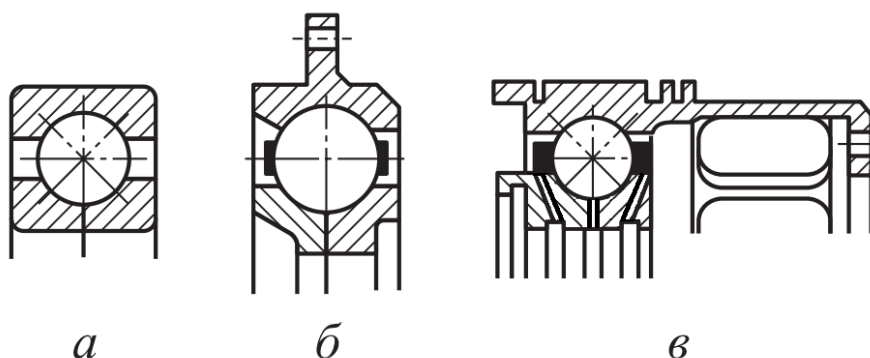


Рисунок 2.1. Развитие конструкции роторных радиально-упорных многоточечных арочных подшипников [48,49]: а) подшипник с разрезным внутренним кольцом; б) подшипник с фланцем на наружном кольце; в) подшипник с развитым наружным кольцом и с подводом масла к желобу и под сепаратор

Перспективным является применение в опорах роторов быстроходных роторов авиационных газотурбинных двигателей гибридных подшипников с керамическими телами качения. Проведенный анализ литературы показал, что гибридные подшипники обеспечивают лучшую, чем стальные, работоспособность в условиях пограничного смазывания, загрязнения смазки, а также при смазывании консистентной смазкой. Однако, сравнительные исследования теплового состояния гибридных и стальных подшипников при достаточном смазывании показывают, что температура деталей гибридного подшипника может быть как выше, так и ниже температур деталей стального [16,45,46,50–55].

С целью определения целесообразности использования гибридных подшипников необходимо разработать критерии для их применения и область их рационального использования. Вместе с этим на этапе проектирования подшипникового узла и масляной системы необходимо определить способ подачи охлаждающего масла и его оптимальный расход, для этого необходимо разработать метод прогнозирования теплового состояния гибридных подшипников в зависимости от условий эксплуатации.

В главе представлена теоретическая оценка тепловыделения в шариковых радиально-упорных подшипниках, проведен обзор существующих методов расчёта тепловыделения в радиально-упорных шарикоподшипниках с многоточечным контактом с указанием их ограничений.

## **2.1 Теоретическая оценка тепловыделения в подшипниках**

### **2.1.1 Составляющие потерь трения в подшипниках**

В подшипниках качения тепловыделение трения  $H_{\Sigma}$  состоит из трех основных составляющих [56,57]:

$$H_{\Sigma} = H_{III} + H_C + H_M,$$

где

$H_{III}$  – тепловыделение трения, возникающее в контакте шариков с дорожками качения;

$H_C$  – тепловыделение, вызванное трением сепаратора: шариков о гнезда сепаратора и кольцевой поверхности сепаратора о базирующую поверхность внутреннего или наружного кольца;

$H_M$  – тепловыделение, образующееся за счёт трения в смазочном веществе.

Более подробно составляющие трения в радиально-упорном подшипнике представлены на рисунке 2.2.



Рисунок 2.2. Составляющие трения в высокоскоростном радиально-упорном шарикоподшипнике [57]

### Трение шариков о дорожки качения

Процесс аналитического расчёта тепловыделения в контакте тел качения с дорожками качения  $H_{III}$  следующий. На первом шаге рассчитывается распределение нагрузок по телам качения. Для каждого контакта решается задача Герца и определяется пятно контакта (рисунок 2.3). Далее для заданных скоростей вращения тел качения и дорожек качения определяется распределение скоростей проскальзывания по контакту (рисунки 2.2, 2.4). Для выбранной модели трения рассчитывается коэффициент трения. Сила трения в контакте равна произведению нормальной силы в контакте на коэффициент трения. Полное тепловыделение в контакте рассчитывается путем интегрирования произведения силы трения на скорость проскальзывания по пятну контакта, при этом область контакта разбивается на три зоны, для каждой рассчитывается интеграл, а затем полученные значения по всем зонам суммируются (рисунок 2.4).

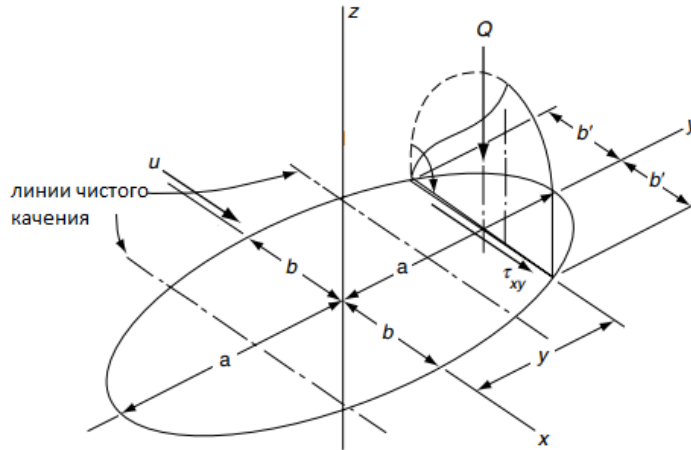


Рисунок 2.3. Контакт шарика с дорожкой качения:  $x$  - направление качения;  $y$  – направление, перпендикулярное качению;  $a$  – большая полуось эллипса контакта;  $b$  – малая полуось эллипса контакта [56]

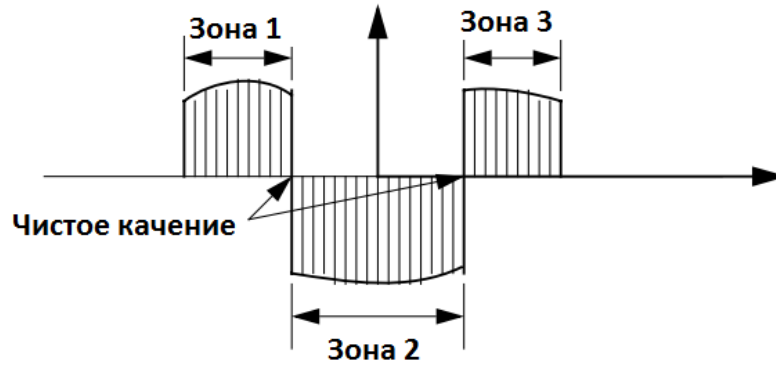


Рисунок 2.4. Распределение скоростей по пятну контакта [58]

Тепловыделение трения в контактах шарика с внутренней и наружной дорожками качения в общем виде можно записать как [56]:

$$H_{\text{III}} = \sum_{n=i}^{n=o} \sum_{j=1}^{j=Z} (H_{ynj} + H_{xnj}),$$

где индексы  $i$  и  $o$  соответствуют внутреннему и наружному кольцам,  $H_{ynj}$  и  $H_{xnj}$  – компоненты трения в контакте по осям  $y$  и  $x$ :

$$H_{ynj} = \frac{1}{J} \int \tau_{nyj} v_{nyj} dA_{nj} = \frac{a_{nj} b_{nj}}{J} \int_{-1}^{+1} \int_{-\sqrt{1-q^2}}^{+\sqrt{1-q^2}} \tau_{nyj} v_{nyj} dt dq, \quad n = i, o; j = 1 - Z,$$

$$H_{xnj} = \frac{1}{J} \int \tau_{nxj} v_{nxj} dA_{nj} = \frac{a_{nj} b_{nj}}{J} \int_{-1}^{+1} \int_{-\sqrt{1-t^2}}^{+\sqrt{1-t^2}} \tau_{nxj} v_{nxj} dq dt, \quad n = i, o; j = 1 - Z,$$

где  $J$  – константа, преобразующая Н·м/с в Вт;  $\tau_{ny}$ ,  $\tau_{nx}$  – поверхностные касательные напряжения, МПа;  $v_{ny}$ ,  $v_{nx}$  – величины скоростей по пятну контакта, мм/с; индексы:  $n=i$  – внутренняя дорожка

качения,  $n=0$  – наружная дорожка качения;  $j$  – номер тела качения,  $y$  – направление вращения,  $x$  – направление, перпендикулярное направлению вращения;  $A$  – площадь контакта,  $\text{мм}^2$ ;  $q = x/a$  – отношение координаты точки в направлении, перпендикулярном к вращению, к большой полуоси пятна контакта;  $t = y/b$  – отношение координаты точки по оси направления качения к малой полуоси пятна контакта.

Ниже представлены формулы для определения касательных напряжения и скоростей проскальзывания в контакте шариков с внутренним кольцом для  $y$ -направления,  $\tau_{yi}, v_{yi}$ ; значения для контакта с наружным кольцом и для  $x$ -направления определяются по аналогичным формулам [56].

Поверхностные касательные напряжения могут быть определены из решения классической контактной задачи Герца:

$$\tau_{yi} = \frac{3\mu Q}{2\pi ab} \left[ 1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2 \right]^{1/2},$$

где  $Q$  – нагрузка в контакте в нормальном направлении,  $H$ ,  $\mu$  – коэффициент трения.

Между шариками и желобами колец существует проскальзывание за счёт неодинакового расстояния точек контакта от осей вращения, и чистое качения реализуется только в двух точках (см. рисунки 2.2–2.4). Скорости проскальзывания в контакте определяются с учётом действительных углов контакта тел качения с внутренним и наружным кольцами и могут быть определены по следующей зависимости:

$$v_{yi} = -\frac{d_m \omega_i}{2} - \left\{ (R_i^2 - x_i^2)^{1/2} - (R_i^2 - a_i^2)^{1/2} + \left[ \left(\frac{D_w}{2}\right)^2 - a_i^2 \right]^{1/2} \right\} \cdot \left( \frac{\omega_R}{\omega_i} \cos\beta \cos\beta' \cos\alpha_i + \frac{\omega_R}{\omega_i} \sin\beta \sin\alpha_i - \cos\alpha_i \right) \omega_i,$$

где  $d_m$  – средний диаметр подшипника,  $\text{мм}$ ;  $\omega_i, \omega_R$  – угловые скорости внутреннего кольца и тела качения,  $\text{рад/с}$ ;  $D_w$  – диаметр тела качения,  $\text{мм}$ ;  $\alpha$  – угол контакта,  $\text{рад}$ ;  $\beta$  – угол наклона шарика,  $\text{рад}$ ;  $\beta'$  – угол наклона шарика в поперечном направлении,  $\text{рад}$ ;  $R$  – радиус дорожки качения,  $\text{мм}$ .

### Трение в сепараторе

Трение между сепаратором и телами качения зависит от нормальной нагрузки между телами качения и перемычкой сепаратора, от свойств масла, скорости вращения сепаратора и геометрии гнезд сепаратора.

Сила, возникающая при трении сепаратора по базирующей его поверхности, может быть вычислена по следующей зависимости [56]:

$$F_{CL} = \frac{\eta\pi w_{CR} c_n d_{CR} (\omega_c - \omega_n)}{1 - (d_1/d_2)},$$

где  $c_n = c_o = 1$  для наружного кольца,  $c_n = c_i = -1$  для внутреннего кольца;  $\omega_c, \omega_n$  – угловые скорости сепаратора и кольца (внутреннего или наружного), рад/с;  $d_2$  – больший из диаметров сепаратора и кольца, мм;  $d_1$  – меньший из диаметров, мм;  $d_{CR}$  – диаметр базирования сепаратора по кольцу, мм;  $w_{CR}$  – ширина контакта сепаратора с кольцом, мм.

Как правило, для авиационных подшипников составляющие трения между сепаратором и телами качения, а также между сепаратором и дорожкой качения кольца значительно ниже остальных составляющих потерь и ими можно пренебречь.

### Трение в смазочном веществе

Потери энергии в смазочном веществе зависят от физических характеристик масла, его вязкости, количества, давления, скорости вращения деталей подшипника и конструктивных особенностей подшипникового узла [57]. Тепловыделение за счёт трения в смазочном веществе трудно определить аналитически, на практике применяются зависимости, полученные эмпирически.

Тепловыделение за счёт гидравлического сопротивления масла  $H_M$  можно вычислить по следующей зависимости [56]:

$$H_M = \frac{d_m \omega_m F_v Z}{2J},$$

где  $d_m$  – средний диаметр подшипника, мм;  $\omega_m$  – угловая скорость сепаратора, рад/с;  $Z$  – число шариков,  $F_v$  – сила вязкостного сопротивления, Н;  $J$  – коэффициент,  $10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм} = 1 \text{ Вт}\cdot\text{с}$ .

Для определения силы вязкостного сопротивления может быть использована следующая эмпирическая зависимость [56]:

$$F_v = \frac{c_v \pi \rho_{уд} D_w^2 (d_m \omega_m)^{1.95}}{32g},$$

где  $g = 9,81 \cdot 10^3 \text{ мм/с}^2$ ;  $c_v$  – коэффициент сопротивления;  $\rho_{уд}$  – удельная плотность масла, равная отношению массы масла к объёму масляной полости,  $\text{г/мм}^3$ :

$$\rho_{уд} = \frac{\rho W^{0.37}}{n d_m^{1.7}} \times 10^5,$$

где  $\rho$  – плотность масла,  $\text{г/мм}^3$ ;  $W$  – объёмный расход смазки,  $\text{см}^3/\text{мм}$ .

### Доля составляющих потерь трения

На рисунках 2.5 и 2.6 представлено распределение между составляющими потерь трения, представленное в статье специалистов японской подшипниковой фирмы NSK, Y.Shoda и др. [45]. Данные приведены для арочного радиально-упорного подшипника с внутренним диаметром 150 мм. Подшипник имеет 22 шарика диаметром 20,24 мм. Угол контакта для стального подшипника  $33,75^\circ$ , для гибридного  $30,5^\circ$ . Расход масла на подшипник составлял 15 л/мин при температуре на входе  $80^\circ\text{C}$ . В таблице 2.1 представлены сводные данные по распределению потерь трения в стальном и гибридном подшипниках. Стоит отметить, что потери на трение в смазочном веществе составляют от 47 до 76 % всех потерь, что соответствует результатам исследований В.М. Демидовича [59], согласно которым гидродинамические потери трения в подшипнике составляют около 70 % от общих потерь.

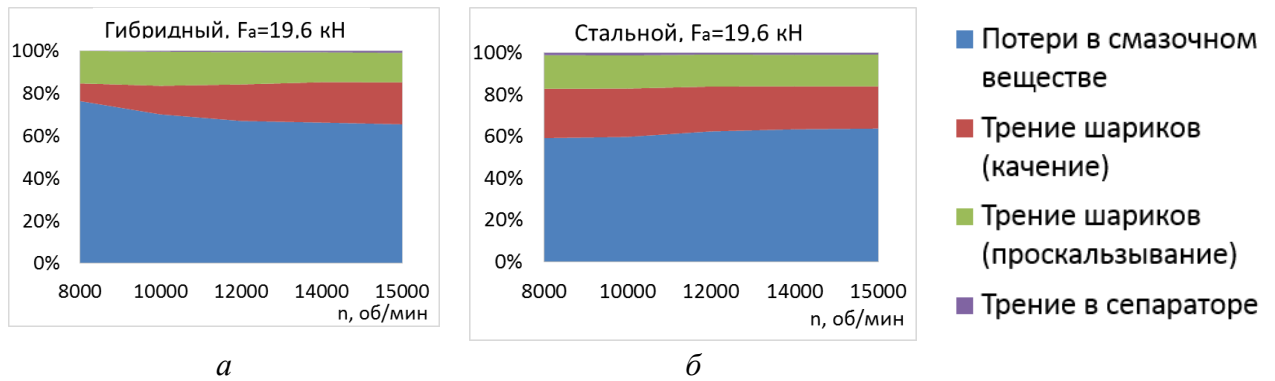


Рисунок 2.5. Составляющие потерь на трение в гибридном (а) и стальном (б) подшипниках в зависимости от частоты вращения при  $F_a=19,6 \text{ кН}$  [45]

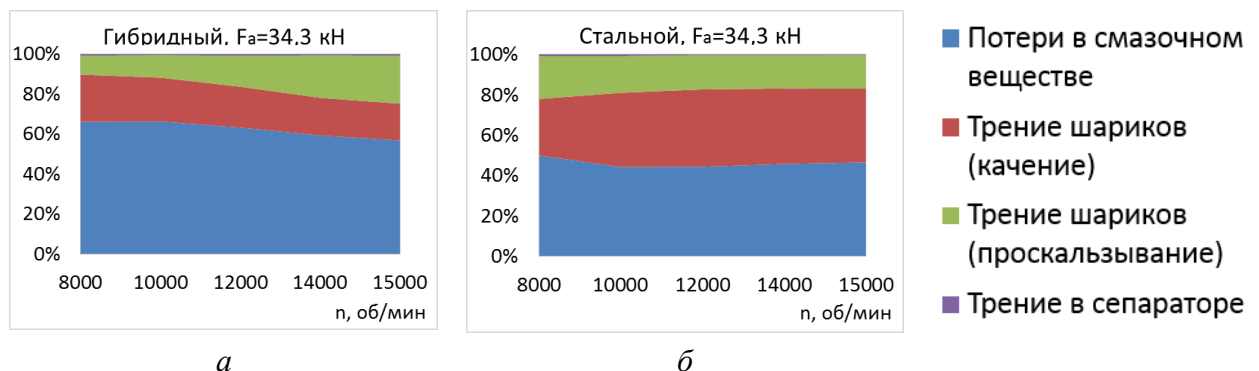


Рисунок 2.6. Составляющие потерь на трение в гибридном (а) и стальном (б) подшипниках в зависимости от частоты вращения при  $F_a=34,3 \text{ кН}$  [45]

Таблица 2.1. Составляющие потерь трения в стальном и гибридном подшипниках [45]

Составляющая потеря трения		Гибридный подшипник	Стальной подшипник
Трение в смазочном веществе		57...76 %	47...64 %
Трение шариков о дорожки качения	Трение качения	8...24 %	20...38 %
	Трение проскальзывания	9...24 %	15...21 %
Трение в сепараторе		0...1 %	0...1 %

### 2.1.2 Теплопередача в подшипниках

Температура деталей подшипника и масла на выходе из него начинает расти после выхода на режим и остается постоянной при достижении равновесия между образованием тепла и ее отводом к сопрягаемым деталям и в окружающую среду. Скорость отвода тепла от подшипника зависит от многих параметров. Существует три основных вида теплопередачи в подшипнике: теплопроводность ( $H_T$ ), конвекция ( $H_K$ ) и излучение (см. рисунок 2.7). Величина теплового излучения для рабочих температур подшипника незначительна и её можно не учитывать.

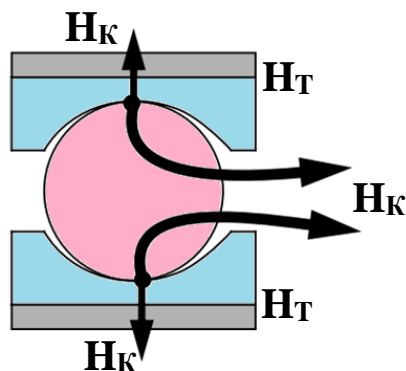


Рисунок 2.7. Теплопередача в подшипнике

#### Теплопроводность

Теплопроводность линейно зависит от разницы температур между точками твердого тела:

$$H_T = \frac{kS}{l} (T_1 - T_2),$$

где  $S$  – нормальная площадка к потоку тепла между двумя точками;  $l$  – расстояние между этими двумя точками. Коэффициент теплопроводности  $k$  зависит от вида материала и уровня температур, однако, изменение последнего для конструкционных материалов незначительно и им можно пренебречь. Для теплопроводности в радиальном направлении для цилиндрического тела, т.е. для внутреннего и наружного кольца подшипника, используется следующая формула:



$$H_T = \frac{2\pi k B (T_i - T_o)}{\ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right)},$$

где  $B$  – ширина кольца;  $R_i$  и  $R_o$  – внутренний и наружный радиусы кольца;  $T_i, T_o$  – температура на внутреннем и наружном диаметре кольца,  $k$  – коэффициент теплопроводности.

Теплопередача от подшипника за счёт теплопроводности может быть рассчитана по методу, представленному в ГОСТ 32305-2013 [60] и в [61], кВт:

$$H_T = q_{LB} \cdot \left[ \frac{T_{подш} - T_a}{50} \right] K_t \cdot S,$$

где  $T_{подш}$  – температура подшипника, °С;  $T_a$  – температура окружающей среды, °С;  $S = 2d_m \pi B$  – площадь поверхности теплообмена, мм<sup>2</sup>;  $B$  – ширина подшипника, мм;  $d_m$  – средний диаметр подшипника, мм;

$K_t$  – коэффициент охлаждения, определяемый из эксперимента для различных нагрузок и частот вращения [61]:  $K_t=0,5$  для слабого отвода теплоты (подвод тепла извне);  $K_t=1$  для нормального отвода теплоты;  $K_t=2,5$  для сильного отвода теплоты (охлаждение воздушным потоком);

$q_{LB}$  – плотность потока тепла:

$$- q_{LB} = 20 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2} \text{ при } d_m B < 4000 \text{ мм}^2,$$

$$- q_{LB} = 20 \left( \frac{d_m B}{4000} \right)^{-0,34} \text{ при } d_m B > 4000 \text{ мм}^2.$$

В таблице 2.2 представлены результаты расчёта теплопередачи за счёт теплопроводности для подшипников с внутренними диаметрами 30, 130 и 150 мм для температуры подшипника 100 °С и для температуры окружающей среды 20 °С.

Таблица 2.2. Результаты расчёта теплопередачи за счёт теплопроводности для подшипников с внутренними диаметрами 30, 130 и 150 мм.

Параметр	Ед. изм.	Подшипник		
		126206	126126	126130
$d$	мм	30	130	150
$D$	мм	62	200	225
$B$	мм	16	30	35
$d_m$	мм	46	165	187,5
$d_m B$	мм <sup>2</sup>	736	4950	6563
$S$	мм <sup>2</sup>	4622	31086	41213
$q_{LB}$	кВт/м <sup>2</sup>	20,0	18,6	16,9
$Q_{окр}$	кВт	0,15	0,93	1,11

### Конвекция

Конвекция происходит внутри корпуса подшипника в виде теплопередачи от подшипника к маслу, от масла к элементам подшипника и внутренним стенкам корпуса. Конвекция также происходит между наружным диаметром корпуса и окружающей средой.

Тепловая конвекция может быть выражена следующим уравнением:

$$N_K = h_v S (T_1 - T_2),$$

где  $h_v$  – коэффициент конвективной теплоотдачи, который зависит от температуры, величины теплопроводности, скорости и плотности потока. Указанные параметры зависят от температуры, поэтому величина конвекции нелинейно зависит от температуры.

Коэффициент конвективной теплоотдачи для пластины в ламинарном потоке (что можно использовать и применительно к подшипнику) может быть вычислен по следующей зависимости [56]:

$$h_v = 0.0332 k Pr^{1/3} \left( \frac{u_s}{v_o d_m} \right)^{1/2},$$

где  $u_s$  – линейная скорость сепаратора, мм/с;  $d_m$  – средний диаметр подшипника, мм;  $v_o$  – линейная скорость, мм<sup>2</sup>/с;  $k$  – коэффициент теплопроводности, Вт/м·°С;  $Pr$  – число Прандтля для масла.

Коэффициент конвективной теплоотдачи от корпуса ( $T$ ) к окружающему воздуху ( $T_a$ ) может быть выражен по следующей зависимости:

$$h_v = 2,3 \cdot 10^{-5} (T - T_a)^{0.25},$$

Коэффициент конвективной теплоотдачи для вращающейся сферы (шарика) согласно уравнению Крейта [56] определяется из уравнения:

$$\frac{h_v D}{k} = 0,33 Re_D^{0,5} Pr^{0,4},$$

$$Re_D = \frac{\omega D_w^2}{\nu},$$

где  $Re_D$  число Рейнольдса для вращающегося шарика,  $D_w$  – диаметр шарика, м;  $\omega$  – скорость шарика вокруг своей оси, рад/с;  $\nu$  – кинематическая вязкость смазки, м<sup>2</sup>/с.

### Упрощенная система отвода теплоты от подшипника

При высоких частотах вращения используется циркуляционное смазывание, и тепло от подшипника отводится охлаждающим маслом [43,44,59,62].

В работе специалистов FAG и MTU [15] представлено сравнение полной потери энергии в подшипнике (изменение показаний индикатора крутящего момента) с количеством теплоты,

уносимого от подшипника маслом. Результаты сравнения показали, что разница между этими величинами незначительная (рисунок 2.8).

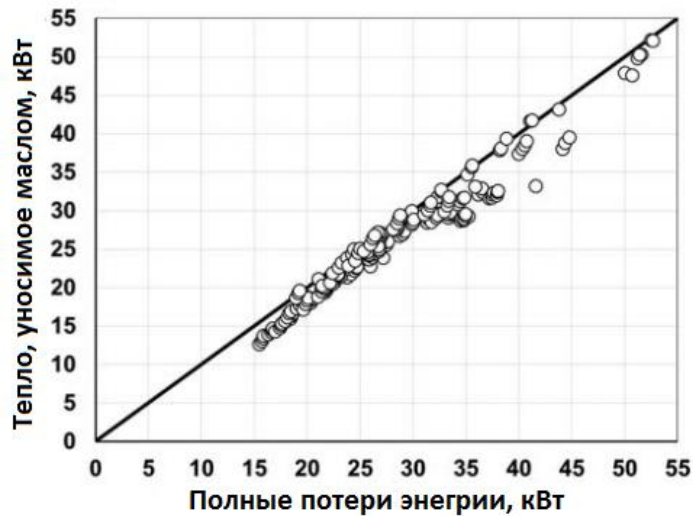


Рисунок 2.8. Сравнение количества теплота, уносимого маслом с полными потерями энергии в подшипнике [15]

В диссертационной работе принималось, что на установившемся режиме тепло, генерируемое в подшипнике  $Q$ , отводится от него маслом и может быть определено по следующему уравнению:

$$Q = \frac{c_p \rho V}{60} (T_{\text{м.ВЫХ}} - T_{\text{м.ВХ}}) \cdot 10^{-3}, \quad (3.1)$$

где  $C_p$  – теплоёмкость масла, Дж/(кг·°С);  $\rho$  – плотность масла, г/см<sup>3</sup>;  $V$  – расход масла, л/мин;  $T_{\text{м.ВХ}}, T_{\text{м.ВЫХ}}$  – температуры масла на входе и выходе из подшипника, °С.

Такой подход также оправдан тем, что определение тепловыделения необходимо, в первую очередь, для расчёта потребного расхода масла и температуры масла на выходе, что отмечено в работах [15,44].

## 2.2 Обзор существующих методов оценки тепловыделения в радиально-упорных подшипниках качения с многоточечным контактом

Аналитический расчёт тепловыделения в подшипниках с учётом перечисленных выше составляющих потерь трения и видов теплопередачи для подшипника, смазывающегося обильным расходом масла затруднителен. Кроме того, тепловыделение в подшипнике зависит от параметров, которые не всегда можно учесть в математической модели, например, особенности конструкции масляной полости подшипника, условия окружающей среды и др. Поэтому на практике используются зависимости, полученные в ходе экспериментальных исследований

подшипников. Ниже представлен обзор [63] применяющихся в настоящее время методов оценки тепловыделения в радиально-упорных подшипниках с многоточечным контактом.

### 2.2.1 Методы оценки тепловыделения в подшипниках, работающих при малых частотах вращения

Подшипники качения общего применения работают при относительно малых нагрузках и частотах вращения (параметр быстроходности  $d_m n \leq 0,8 \cdot 10^6$  мм·об/мин). Отвод тепла от подшипника через корпус и вал и его смазывание в масляной ванне достаточны для обеспечения удовлетворительного теплового состояния таких подшипников.

Тепловыделение трения в подшипниках (Вт) определяется по следующей формуле [28,61,64,65]:

$$Q = 1,047 \cdot 10^{-4} M \cdot n,$$

где  $M$  – полный момент трения в подшипнике, Н·мм;  $n$  – частота вращения подшипника, об/мин.

Момент трения в подшипниках общего применения может быть рассчитан по формуле:

$$M = 0,5 \cdot \mu P_{экс} d,$$

где  $\mu$  – коэффициент трения;  $P$  – эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник, Н;  $d$  – внутренний диаметр подшипника, мм.

Для радиальных и радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников коэффициент трения варьируется в диапазоне  $\mu=0,001 \dots 0,0015$ , для радиально-упорных многоточечных подшипников коэффициент трения принят равным  $\mu=0,0024$  [64].

А. Пальмгрен на основе испытаний множества подшипников различных типов и размеров предложил следующую эмпирическую зависимость для определения момента трения в подшипнике [28,61]:

$$M = M_0 + M_1,$$

где момент трения  $M_0$  учитывает вязкое трение в подшипнике и зависит от типа, размера подшипника, частоты вращения и условий смазывания; момент трения  $M_1$  учитывает механическое трение и зависит от типа, размера подшипника, величины и направления нагрузки.

Величина момента трения  $M_0$  вычисляется по следующим формулам:

$$M_0 = f_0 \cdot (\nu n)^{2/3} \cdot d_m^3 \cdot 10^{-7} \text{ при } \nu n \geq 2000,$$

$$M_0 = f_0 \cdot 160 \cdot d_m^3 \cdot 10^{-7} \text{ при } \nu n < 2000,$$

где  $f_0$  – коэффициент, который зависит от типа подшипника и вида смазывания, для 4-х точечных подшипников с подачей масла через форсунки  $f_0 = 4$  [53];  $\nu$  – кинематическая вязкость смазки при рабочей температуре, мм<sup>2</sup>/с;  $n$  – частота вращения, об/мин;  $d_m$  – средний диаметр подшипника, мм;

Величина механического момента трения  $M_1$  вычисляется по формуле:

$$M_1 = f_1 \cdot P_1 \cdot d_m,$$

где  $P_1 = 1,5F_a + 3,6F_r$  [48], Н;  $F_a$  – осевая нагрузка, Н;  $F_r$  – радиальная нагрузка, Н;  $f_1$  – коэффициент, зависящий от типа подшипника и эквивалентной нагрузки.

Для 4-х точечных подшипников:

$$f_1 = 0,001 \cdot \left(\frac{P_0}{C_0}\right)^{0,33},$$

Данный метод расчёта тепловыделения используется для подшипников общего применения на фирме FAG [48], а также служит основной для расчёта номинальной тепловой частоты вращения ГОСТ 32305-2013 [60] и ISO 15312:2003.

Расчет момента трения на фирме SKF (Швеция) производится с учётом трения качения, трения проскальзывания, трения в смазочном материале и трения в уплотнениях [51]:

$$M_{SKF} = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag},$$

где  $M_{rr}$  – момент трения качения;  $M_{sl}$  – момент трения проскальзывания;  $M_{seal}$  – момент трения уплотнений;  $M_{drag}$  – момент трения от сопротивления смазки.

Компоненты трения в формуле SKF зависят от геометрии и размеров подшипника (внутренний и наружный диаметры, диаметр тел качения), частоты вращения, величин радиальной и осевой нагрузок и от кинематической вязкости масла. Метод SKF также предусматривает расчёт тепловыделения в гибридных подшипниках. При этом коэффициенты трения и качения, используемые в компонентах  $M_{sl}$  и  $M_{rr}$  на 60% меньше, чем в полностью стальных подшипниках. Более подробно метод оценки тепловыделения фирмы SKF описан в [51].

Рассмотренные методы применимы для частот вращения, не превышающих предельную (номинальную) тепловую частоту вращения подшипника. Значения номинальной тепловой частоты вращения указываются в каталогах производителей подшипников. Номинальная тепловая частота вращения подшипника – частота вращения внутреннего кольца, при которой достигается баланс между тепловой мощностью, производимой трением в подшипнике, и тепловым потоком, выделяемым через контактирующие с валом и корпусом поверхности подшипника. Расчет проводится по стандарту ГОСТ 32305-2013 (ISO 15312:2003) [60] (ранее по ГОСТ 20918-75 [66]). Первый стандарт применим для смазывания методом масляной ванны и консистентной смазки. Второй стандарт распространялся на подшипники качения общего применения [67] со стальным штампованным сепаратором, работающих при температуре не выше 100 °С.

Авиационные подшипники работают при частотах вращения, превышающих номинальную тепловую частоту вращения. Типовая температура масла на крейсерском режиме

составляет 120...125°C [68]. Для обеспечения работоспособности в таких условиях работы кольца подшипников изготавливаются из теплопрочных сталей, применяется фрезерованный массивный сепаратор и отвод теплоты от подшипника методом циркуляционного смазывания. Для расчёта тепловыделения в подшипниках опор роторов авиационных двигателей применяются специально разработанные методы.

### **2.2.2 Методы оценки тепловыделения в авиационных подшипниках**

Для авиационных подшипников, работающих при высоких частотах вращения и больших нагрузках, применяются специальные методы охлаждения.

#### Подача масла через форсунки (Ф)

При больших скоростях используются системы смазки под давлением с масляными форсунками. Сопла расположены таким образом, чтобы струя масла была направлена в пространство между сепаратором и внутренним кольцом подшипника (рисунок 2.9а).

#### Подвод масла под дорожку качения (ПДК)

При высокой скорости за счет вращения тел качения и сепаратора формируется, так называемый «воздушный занавес», который препятствует удовлетворительному смазыванию через форсунки, особенно внутренних колец. В таких случаях используется смазывание под дорожку качения (рисунок 2.9б) [69]. Струя масла попадает в маслоприемник, затем по отверстиям в валу и подшипниках подается к дорожке качения за счет действия центробежных сил. Так как масло подается напрямую к внутреннему кольцу подшипника, эффективность охлаждения подшипника выше, чем при подаче масла через форсунку.

#### Подвод масла под дорожку качения и под сепаратор (ПДК + ПС)

При более высоких частотах вращения масло дополнительно подводится через отверстия во внутреннем кольце подшипника под сепаратор (рисунок 2.9в).

#### Подвод масла к наружному кольцу подшипника

В высокооборотных подшипниках наиболее горячей деталью является наружное кольцо. Масло нагревается в контакте тел качения с внутренним кольцом и лишь затем в уже нагретом состоянии поступает к наружному кольцу. Для снижения общего расхода масла исследователи из MTU, FAG и технического университета Карслруэ используют подвод охлаждающего масла к наружному кольцу [70,71]. Такая конструкция охлаждения (рисунок 1.2) понижает величину

подаваемого масла к подшипнику, тем самым снижает паразитные потери за счет взбалтывания масла (гидродинамические потери).

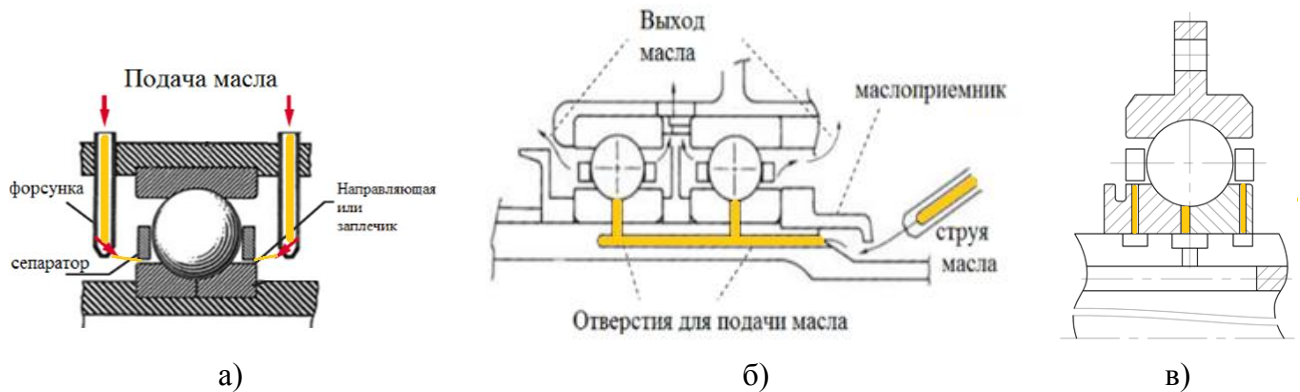


Рисунок 2.9. Виды охлаждения высокооборотных авиационных подшипников:  
 а) подача масла через форсунки [61]; б) подвод масла под дорожку качения внутреннего кольца [69]; в) подвод масла под дорожку качения и под сепаратор

Экспериментально установлено, что существует оптимальная прокачка масла, при которой температура деталей подшипника минимальная. При высоком расходе масла за счет роста гидродинамических потерь тепловыделение подшипника увеличивается. Отсутствие надлежащего отвода масла приводит к повышению температуры вследствие перемешивания масла с выделением большого количества теплоты. Если отсутствуют ограничения по пропускной способности на выходе из подшипника, расход масла, свободно протекающего через подшипник, зависит от размеров и внутренней геометрии подшипника, направления потока масла, частоты вращения подшипника и свойств смазочного материала.

## Методы ЦИАМ

На основании испытаний, проведенных в конце 50-х годов на подшипниковых стендах ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», А.И. Ерошкиным были выведены эмпирические зависимости для определения тепловыделения в высокооборотных авиационных роликовых и шариковых подшипниках [72,73]. Тепловыделение в радиальных и радиально-упорных шарикоподшипниках при интенсивном циркуляционном смазывании определяется по эмпирической формуле:

$$Q_{\text{ЦИАМ-1}} = 4,2 \cdot K_{\eta} \cdot [(2,2 + 1,5 \cdot V) \cdot 10^{-2} e^{\lambda_{\text{ш}} dn} + \Delta Q_{\text{шr}} + \Delta Q_{\text{ша}}] \cdot 10^3,$$

где  $V$  – общая прокачка масла, л/мин;  $K_{\eta}$  – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла на трение подшипников. Параметр  $\lambda_{\text{ш}}$  учитывает расход масла, подаваемого в подшипник. Слагаемые  $\Delta Q_{\text{шr}}$ ,  $\Delta Q_{\text{ша}}$  учитывают влияние на тепловыделение радиальной и осевой нагрузок.

Развитие исследований тепловыделения в авиационных подшипниках во ФГУП «ЦИАМ П.И. Баранова» продолжил Н.И. Петров. На основе регрессионного анализа экспериментальных

данных Н.И. Петров совместно с Н.К. Аксёновым получили эмпирические зависимости тепловыделения для радиально-упорных шариковых подшипников и радиальных роликовых, в том числе, межроторных подшипников опор роторов авиационных двигателей [62]:

$$Q_{\text{ЦИАМ-2}} = A \left( \frac{d_m n}{10^5} \right)^b P_{\text{ЭКВ}}^c V^d T_{\text{М.ВХ}}^e,$$

где  $d_m n$  – параметр быстроходности, мм·об/мин;  $P_{\text{ЭКВ}}$  – эквивалентная нагрузка на подшипник, кгс;  $V$  – расход масла, л/мин;  $T_{\text{М.ВХ}}$  – температура масла на входе в подшипнике, °С;  $A, b, c, d, e$  – эмпирически определенные коэффициенты, которые зависят от типа и размеров подшипников. Коэффициенты определены для трех групп подшипников по величине внутреннего диаметра: (1)  $d=20\dots55$  мм; (2)  $d=55\dots100$  мм; (3)  $d=100\dots150$  мм.

### Метод КАИ

Один из наиболее фундаментальных и распространенных методов вычисления тепловыделения в подшипниках качения ГТУ разработан в КАИ В.М. Демидовичем [59], который предложил разделить потери в подшипнике на две группы:

- $Q_{\text{тр}}$ , потери от сил сопротивлений, образующихся от наличия всевозможных сил трения, возникающих при работе подшипника в контактах между телами качения и беговыми дорожками колец;
- $Q_{\text{гидр}}$ , потери от сил гидродинамических сопротивлений, возникающие в результате перемешивания масла телами качения в подшипнике.

Потери от сил трения  $Q_{\text{тр}}$  оценивалась через приведенный коэффициент трения. Приведенный коэффициент трения определялся экспериментально на разных режимах работы подшипника при отсутствии смазки.

Гидродинамические потери  $Q_{\text{гидр}}$  определялись расчетно-экспериментальным путем как разность между оцениваемыми в опыте суммарными потерями и полученными расчетом потерями от сил трения:

$$Q_{\text{гидр}} = \sum Q_{\text{эксп}} - Q_{\text{тр}}$$

Установленное из формулы значение  $Q_{\text{гидр}}$  сравнивалось с теоретическим выражением мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивлений при движении жидкости по каналу подшипника. Обработка результатов экспериментов с использованием теории подобия позволила установить обобщенное критериальное выражение для коэффициента сопротивления  $C$ , а затем рассчитать  $Q_{\text{гидр}}$  и  $\Sigma Q$ . Далее из уравнения теплового баланса для  $\Sigma Q$  определялась



потребная прокачка масла  $V$ , обеспечивающая заданную рабочую температуру подшипника  $T_{подш}$ , которая практически совпадает с температурой масла на выходе из подшипника  $T_{м.вых}$ . В процессе экспериментов было установлено, что  $Q_{гидр}$  линейно зависит от скорости вращения сепаратора и составляет около 70% от общих потерь.

На базе экспериментальной гидродинамики, гидродинамической теории смазки, теории подобия и проведенных экспериментов получено в универсальном виде критериальное уравнение для расчета суммарного теплового потока, идущего практически целиком на повышение рабочей температуры подшипников.

Принимается, что внутри подшипника имеет место турбулентное течение подогреваемой жидкости с некоторой абсолютной осредненной по сечению канала скоростью, которая принимается равной окружной скорости сепаратора  $u$ .

Суммарные потери мощности  $\Sigma Q$  складываются из потерь на трение  $Q_{тр}$  и потерь на перемешивание (взбалтывание) жидкости  $Q_{гидр}$ :

$$\Sigma Q = Q_{тр} + Q_{гидр} = (C_1 + C_2)m\rho l^2 u^3,$$

где  $C_1$  – коэффициент сопротивления трения;  $C_2$  – коэффициент гидродинамического сопротивления:

$$C_1 = f(Re, Eu, Pr); C_2 = f(Re, Pr).$$

Числа Прандтля, Рейнольдса и Эйлера находятся по следующим зависимостям:

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad Re = \frac{uD_w}{\nu}, \quad Eu = \frac{F_{ср.ш}}{\rho(uD_w)^2},$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость масла, м<sup>2</sup>/с;  $a$  – коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с;  $u$  – скорость сепаратора, м/с;  $D_w$  – диаметр шарика, м;  $F_{ср.ш}$  – нагрузка, приходящая на одно тело качения, Н;  $\rho$  – плотность масла, кг/м<sup>3</sup>.

Суммарные потери мощности в шариковом подшипнике равны, Вт:

$$Q_{КАИ} = (14,7 \cdot 10^5 Re^{0,214} Eu^{0,287} Pr^{0,44} + 16,6 \cdot 10^5 Re^{-1,25} Pr^{-1}) z\rho D_w^2 u^3,$$

Развитие метода В.М.Демидовича для частных случаев представлено в следующих работах: для роликоподшипников, работающих в условиях проскальзывания (Е.В. Демидович и др. [74]), для шариковых подшипников с торцевыми уплотнениями (С.В. Егоров и др. [75]), для температурной диагностики подшипников опор ГТД (Р.В. Бирюков [76,77]).

Для межроторных роликовых подшипников Н.В. Кикоть [78–80] дополнил модель ещё одним параметром подобия, числом Струхалья,  $Sh$ . Данное решение было оправдано следующим. Модель Демидовича основана на условии неподвижности одного кольца подшипника. При вращении двух колец возникает скольжение колец за счет периодичности возникновения и исчезновения эпюры давления в контакте ролика с беговыми дорожками колец подшипника. При

скольжении наблюдается изменение значения критерия  $Sh$ . Таким образом для межроторного подшипника получено следующее уравнение для тепловыделения в подшипнике:

$$\Sigma Q = Q_{тр} + Q_{гидр} = C m \rho l^2 u^3,$$

$$C = C_{тр} + C_{гидр} = \varphi_{тр}(Re, Ee, Pr) + \varphi_{гидр}(Re, Pr, Sh).$$

Область применения методов, разработанных на основе модели В.М. Демидовича, ограничивается условиями гидродинамического и геометрического подобия течения жидкости:  $Re, Ee, Pr = idem$ .

### Метод фирмы MTU

По результатам исследования тепловыделения в радиально-упорных подшипниках более чем на 1000 режимах испытаний М. Flouros [81] из фирмы MTU (Германия), предложил следующую зависимость для определения тепловыделения в подшипниках:

$$Q_{MTU} = E d^\alpha n^\beta \nu^\gamma F_a^\delta V^\varepsilon (AX^2 + BX + C)^\zeta,$$

где

$n$  – частота вращения:  $6000 \leq n \leq 24000$  об/мин;

$d$  – внутренний диаметр:  $40 \leq d \leq 120$  мм;

$F_a$  – осевая нагрузка:  $F_a \leq 25\,000$  Н;

$V$  – расход масла:  $0,83 \leq V \leq 7,5$  л/мин;

$\nu$  – кинематическая вязкость масла,  $\text{мм}^2/\text{с}$ ;

$X$  – отношение расхода масла через форсунку с ненагруженной стороны подшипника к общему расходу масла;

$\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varepsilon, \zeta, A, B, C$  – коэффициенты, определенные эмпирически.

Формула применима для температур масла на входе в подшипник  $30^\circ\text{C} \leq T_{\text{м.вх}} \leq 130^\circ\text{C}$ .

### Метод AFRL

Метод разработан специалистами исследовательского центра воздушных сил США (Air Force Research Laboratory). В статьях [43,44] представлены результаты испытаний стальных и гибридных радиально-упорных подшипников с внутренним диаметром 133 мм при частоте вращения до 19500 об/мин и осевой нагрузке до 53,4 кН. Результаты проведенных испытаний показали, что существующие методы расчёта тепловыделения в подшипниках показывают некорректные результаты, особенно при высоких частотах вращения.

Авторы предложили разделить потери на три составляющие: (1) потери на трение в контакте, (2) потери от перемешивания масла, (3) гидродинамические потери в контактах тел качения. Общее тепловыделение в подшипнике определяется по следующей зависимости:

$$Q = a_1 F_a d_m \omega + a_2 A (d_m \omega)^2 + a_3 \nu \rho d_m (d_m \omega)^2,$$

где  $F_a$  – осевая нагрузка на подшипник, Н,  $d_m$  – средний диаметр подшипника мм;  $\omega$  – угловая скорость вала, рад/с;  $A$  – массовый расход масла, кг/с;  $\nu$  – кинематическая вязкость масла, м<sup>2</sup>/с;  $\rho$  – плотность масла при температуре масла на входе, кг/м<sup>3</sup>;  $a_1, a_2, a_3$  – коэффициенты, определенные эмпирически.

### Другие методы

Для проектирования маслосистемы одного из своих двигателей фирма Avetec [47] разработала относительно простую эмпирическую модель тепловыделения в подшипниках. Тепловыделение в отдельном подшипнике считается пропорциональным частоте вращения подшипника в некоторой степени  $\beta_i$  и температуре подшипника в степени  $\beta_j$ . В общем виде уравнение тепловыделения для подшипника опоры ротора авиационного двигателя выглядит следующим образом:

$$Q = \alpha_{1i} (n_2 - n_1)^{\beta_{1i}} + \alpha_{2i} n_2^{\beta_{2i}} + \alpha_{3i} n_1^{\beta_{3i}} + \alpha_{4i} T^{\beta_{4i}},$$

где  $i$  – номер подшипника;  $\alpha_{1,2,3,4}$  – эмпирические коэффициенты;  $\beta_{1,2,3,4}$  – показатели степени;  $n_1, n_2$  – частоты вращения валов низкого и высокого давления.

Для шарикового подшипника КВД модель для определения тепловыделения выглядит следующим образом [47]:

$$Q = 7.673 \cdot n_2 + 28.71 \cdot T_3,$$

где  $T_3$  – температура шарикового подшипника КВД и определяется по следующей зависимости:

$$T_3 = \frac{1}{3} T_{ex} + \frac{1}{3} T_k,$$

где  $T_{ex}$  – температура воздуха на входе в двигатель, °С;  $T_k$  – температура воздуха за КВД, °С

В программных комплексах для расчета подшипников Shaberth и Cybean, используемых в NASA [82], расчёт трения в смазочном веществе проводится с использованием удельной плотности масла в масляной полости (как это описано в главе 2.1.1).

### 2.2.3 Ограничения существующих методов

Рассмотренные выше методы оценки тепловыделения были разработаны в определенном диапазоне определяющих параметров и имеют некоторые ограничения в применении. На рисунках 2.10, 2.11 показаны области параметров быстроходности, тепловыделения и диаметров, для которых были разработаны указанные методы.

Так, например, методы FAG и SKF применимы для подшипников качения общего применения, которые работают при относительно малых нагрузках и частотах вращения ( $d_{mn} \leq 0,8 \cdot 10^6$  мм·об/мин).

Метод КАИ (В.М. Демидович) для шариковых подшипников был разработан на основании испытаний шариковых подшипников при параметре быстроходности  $d_{mn} \leq 1 \cdot 10^6$  мм·об/мин и уровнях тепловыделения до 2 кВт.

Метод MTU применим для следующих значений параметров:  $6000 \leq n \leq 24000$  об/мин,  $40 \leq d \leq 120$  мм,  $F_a \leq 25$  кН,  $0,83 \leq V \leq 7,5$  л/мин

Метод ЦИАМ-1 разработан при испытаниях на трансформаторном масле подшипников диаметром от 90 до 130 мм при уровнях тепловыделения до 12 кВт. Метод ЦИАМ-2 – для уровней тепловыделения до 15 кВт.

Метод AFRL разработан на основании испытаний стальных и гибридных подшипников одного диаметра  $d=133$  мм, и не учитывает влияние масштабного фактора.

Область применения перечисленных методов ограничена диапазонами изменения независимых факторов:

1. Нет учета масштабного фактора (внутреннего диаметра) для стальных подшипников с внутренним диаметром более 120 мм.
2. Для гибридных подшипников методы определения тепловыделения представлены только для малых  $d_{mn}$  и для  $d=133$  мм.
3. В известной литературе нет зависимостей, позволяющих оценить температуры внутренних и наружных колец гибридных подшипников.

Для преодоления существующих ограничений необходимо проведение исследований гибридных подшипников с различными внутренними диаметрами при разных нагрузках, расходах и температур масла при параметрах быстроходности до  $3,5 \cdot 10^6$  мм·об/мин. Для сравнительной оценки целесообразно дополнительное проведение испытаний стальных подшипников.

С целью формирования зависимостей для температур колец подшипников при проведении испытаний необходимо замерять температуры внутреннего и наружного колец подшипника.

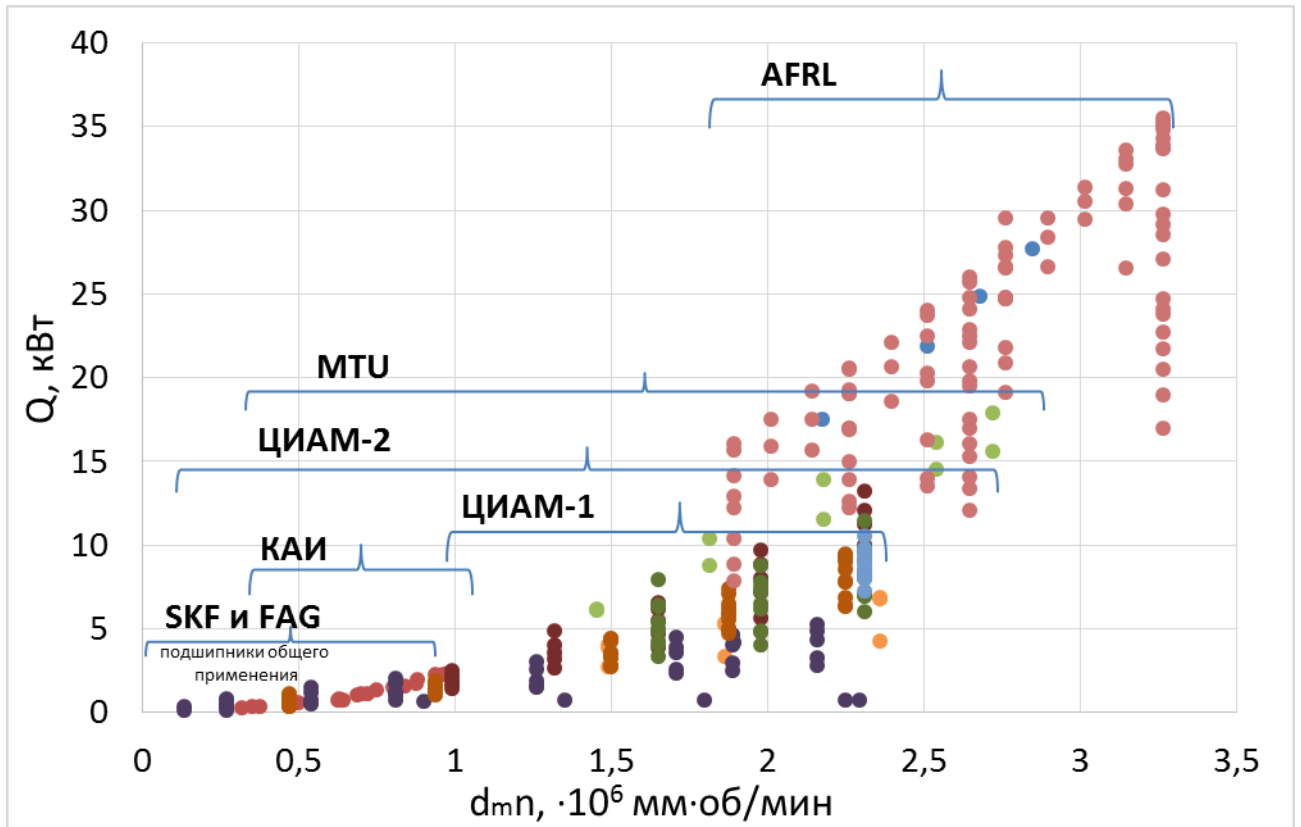


Рисунок 2.10. Область применения рассмотренных методов оценки тепловыделения в подшипниках (по величине параметра быстроходности)

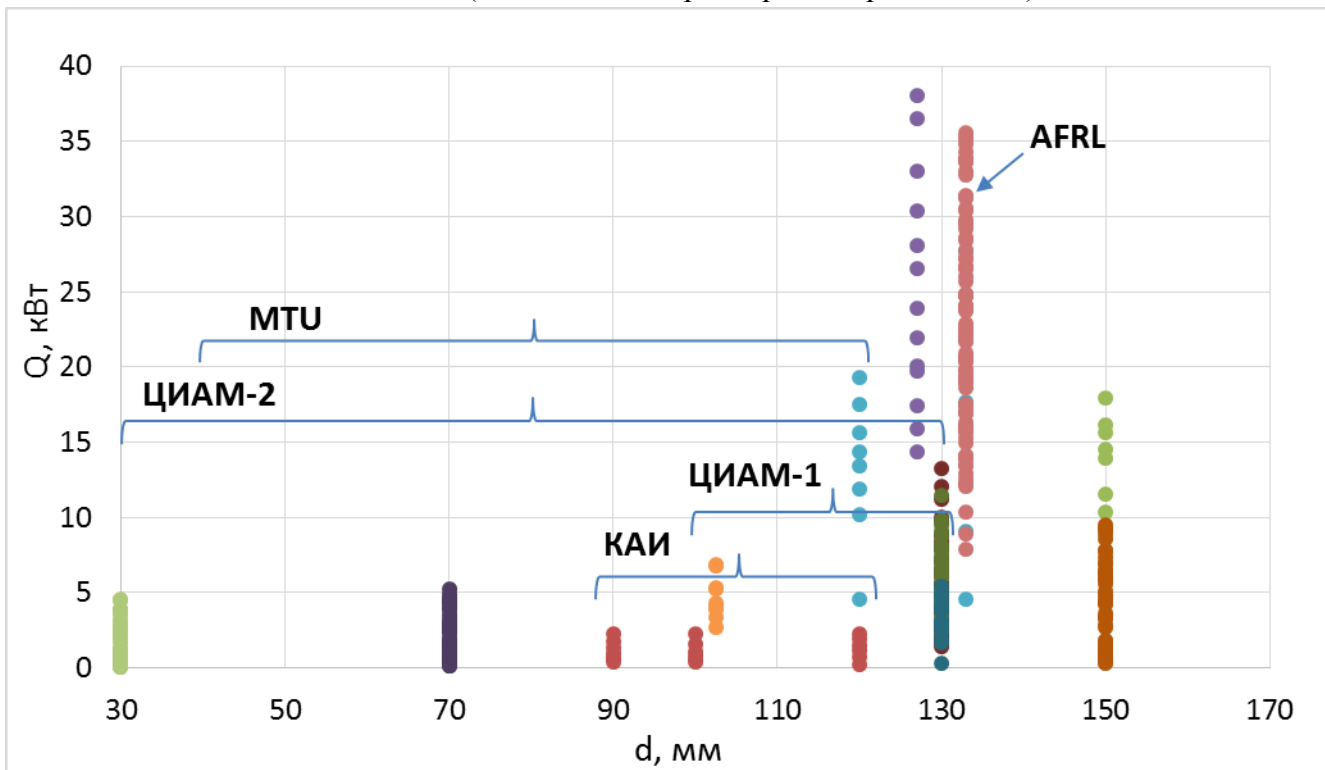


Рисунок 2.11. Область применения рассмотренных методов оценки тепловыделения в подшипниках (по внутреннему диаметру подшипника)

**Выводы по главе 2**

1. На основании проведенной теоретической оценки тепловыделения определены основные источники тепловыделения трения в подшипнике и виды теплопередачи между элементами подшипниковой опоры.
2. Отмечена сложность разработки точной математической модели процесса тепловыделения и теплопередачи в подшипнике. Проведен обзор существующих эмпирических методов определения тепловыделения в мало- и высокооборотных подшипниках.
3. Определены ограничения существующих методов. Сформированы требования к испытаниям гибридных подшипников.

### **ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИБРИДНЫХ ПОДШИПНИКОВ НА ПОДШИПНИКОВЫХ СТЕНДАХ ФГУП «ЦИАМ ИМ.П.И.БАРАНОВА»**

В главе представлены основные результаты исследований гибридных подшипников на подшипниковых стендах ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», проведенные в период с 2010 по 2018 гг. [46,50–54,83]. Испытания гибридных подшипников с внутренними диаметрами 130 и 150 мм проведены в ожидаемых условиях эксплуатации. Гибридные подшипники с внутренним диаметром 30 мм испытаны в особых условиях эксплуатации: при перекосе, в условиях консистентной смазки, при прекращении подачи масла.

#### **3.1 Планирование эксперимента**

Точное описание процесса тепловыделения и теплопередачи в подшипниках, охлаждающихся обильной подачей масла затруднено отсутствием достаточно точной математической модели. Как было показано в главе 2, выходом из ситуации является использование эмпирических методов. Стоит отметить, что получаемые таким образом закономерности не дают полного представления о протекающих в подшипнике процессах и не могут быть использованы вне области планирования эксперимента. При этом их достоинством является способность описания любого объекта при полном соблюдении алгоритма активного эксперимента.

Планирование эксперимента – это процедура выбора числа и условий проведения опытов, необходимых и достаточных для получения математической модели процесса [84]. При этом важно учитывать следующее: стремление к минимизации числа опытов; одновременное варьирование всех переменных, определяющих процесс; выбор четкой стратегии, позволяющей принимать обоснованные решения после каждой серии экспериментов.

Принципиальной особенностью метода планирования эксперимента является многофакторный подход к исследованию объекта [85–87]. В отличие от классического метода проведения эксперимента, при котором меняется только один фактор, а остальные остаются постоянными, многофакторный подход дает возможность одновременно изменять по определенным правилам все факторы, влияющие на изучаемую величину. В теории эксперимента практически многократно подтверждено, что по результатам такого эксперимента можно выявить влияние каждого из факторов точнее, чем по данным серии однофакторных экспериментов. Задача определения тепловыделения в шарикоподшипнике является типичной многофакторной задачей, в которой применение метода теории планирования эксперимента

вполне целесообразно. Планирование экспериментальных исследований радиально-упорного шарикоподшипника заключалось в выборе числа опытов, необходимых и достаточных для получения эмпирической зависимости, по которой можно определить тепловыделение за счет трения в шариковом подшипнике при разных условиях его эксплуатации.

Данному сочетанию значений факторов однозначно соответствует состояние объекта, функция отклика – тепловыделение, которое определяется как тепло, уносимое маслом, и температуры колец. По измеренным значениям отклика при выбранных значениях факторов строилась эмпирическая зависимость – уравнение регрессии, аналитически описывающее зависимости функции отклика от всех факторов в выбранном диапазоне их изменения. Среди многочисленных методов активного эксперимента полный факторный эксперимент является наиболее легко реализуемым.

При планировании по схеме полного факторного эксперимента (ПФЭ) реализуются все возможные комбинации факторов на всех выбранных для исследования уровнях. Количество опытов  $N$  при ПФЭ определяется по формуле:

$$N = n^k,$$

где  $n$  – количество уровней;  $k$  – число факторов.

Таким образом, для двухуровневого полнофакторного эксперимента необходимо провести  $2^k$  опытов. Уровни факторов представляют собой границы исследуемой области по выбранному параметру (минимальное и максимальное значение фактора). Зная максимальное  $z_i^{max}$  и минимальное  $z_i^{min}$  значения параметра (фактора) можно определить координаты центра плана, так называемый основной уровень  $z_i^0$ , а также интервал (шаг) варьирования  $\Delta z_i$  [85]:

$$z_i^0 = \frac{z_i^{max} + z_i^{min}}{2}, \text{ где } i = 1, 2, 3, \dots, k,$$

$$\Delta z_i = \frac{z_i^{max} - z_i^{min}}{2}.$$

Необходимо отметить, что при выборе верхнего и нижнего уровней факторов необходимо учитывать следующие ограничения:

- ограничения верхнего уровня, связанные с возможностями экспериментального стенда;
- ограничения нижнего уровня, связанные с высокой погрешностью измерения при малых значениях определяющих факторов.

От систем координат  $z_1 \dots z_k$  необходимо перейти к новой безразмерной системе координат  $x_1 \dots x_k$  с помощью линейного преобразования:

$$\Delta x_i = \frac{z_i - z_i^0}{\Delta z_i}, \text{ где } i = 1, 2, 3, \dots, k.$$



В безразмерной системе координат верхний уровень – +1, нижний уровень – -1, координаты центра равны нулю и совпадают с началом координат. Расположение экспериментальных точек в факторном пространстве для полного факторного эксперимента при  $k=2$  показано на рисунке 3.1. Точки плана  $2^2$  задаются координатами вершин квадрата, а точки плана  $2^3$  – координатами вершин куба.

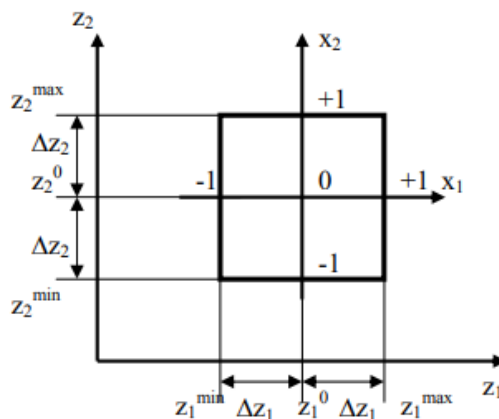


Рисунок 3.1. Полный факторный эксперимент при  $k=2$  [85]

Перед проведением планирования активного эксперимента необходимо собрать дополнительную информацию об исследуемом объекте, для получения которой используются навыки и знания, которые получены ранее в предыдущих исследованиях или описаны в литературе [85]. Проведенный в главе 2 анализ теоретических и экспериментальных исследований шарикоподшипников показал, что тепловыделение в шариковых подшипниках зависит от следующих факторов:

- $d$  – внутреннего диаметра подшипника, мм;
- $n$  – частоты вращения внутреннего кольца, об/мин;
- $F_a$  – осевой нагрузки, Н;
- $V$  – расхода масла, л/мин;
- $T_{м.вх}$  – температуры масла на входе, °С, или  $\nu$  – кинематической вязкости масла,  $\text{мм}^2/\text{с}$ ;

Радиальная нагрузка, действующая на роторные подшипники ГТД, значительно ниже осевой и практически не изменяется от режима к режиму. Поэтому влияние радиальной нагрузки на тепловое состояние подшипника будет незначительным и ее можно не варьировать при проведении экспериментальных работ.

Все указанные факторы независимы друг от друга, могут быть проконтролированы и поддерживаться с достаточной точностью при эксперименте. Кинематическая вязкость масла контролируется по температуре масла на входе.

С целью получения информации о тепловом состоянии подшипников в ожидаемых условиях эксплуатации испытания проводились по методу полнофакторного эксперимента. При испытаниях подшипников с внутренним диаметром 130 мм число факторов и число уровней было равно трем: варьировались частота вращения, осевая нагрузка и расход масла. Дополнительно проводились эксперименты с варьированием частоты вращения в более широком диапазоне, так как по прошлому опыту было известно, что она влияет на тепловое состояние подшипника сильнее остальных факторов. Варьирование внутреннего диаметра производилось за счёт испытания подшипников разных размеров (2 уровня: 130 и 150 мм). Варьирование температуры масла на входе производилось при испытаниях подшипников с внутренним диаметром 150 мм (2 уровня).

При проведении испытаний необходимо выполнение следующих условий:

- точность задания независимых исходных факторов должна быть высокой (погрешность в величинах факторов должна быть меньше погрешности измерения функции отклика);
- возможность установления фактора на любом уровне вне зависимости от уровней других факторов;
- интервал между значениями факторов в соседних точках должен быть больше погрешности, с которой могут быть установлены значения факторов в заданных точках, а значения функции отклика в опытных точках должны значительно отличаться друг от друга.

Соблюдение указанных требований обеспечивалось путём проведения испытаний на аттестованных подшипниковых стендах.

### **3.2 Метрологическое обеспечение**

Исследования гибридных и стальных подшипников проводились на стендах Т14-15/2 и Т14-15/4 ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» (рисунок 3.2).

Стенд Т14-15/2 предназначен для испытаний тяжело нагруженных подшипников опор роторов авиационных газотурбинных двигателей. Испытательный узел стенда позволяет проводить испытания подшипников с внутренним диаметром  $d=70...150$  мм и наружным диаметром  $D=120...240$  мм. Подшипники могут исследоваться в диапазоне частот вращения  $n=1000...30000$  об/мин. На стенде Т14-15/2 проведены испытания подшипников с внутренними диаметрами 130 мм и 150 мм.

Стенд Т14-15/4 предназначен для проведения испытаний малоразмерных подшипников при высоких частотах вращения. На стенде могут испытываться подшипники с диаметром внутренних колец  $d = 20...75$  мм и диаметром наружных колец  $D = 55...120$  мм. Максимальная

частота вращения испытуемого подшипника может достигать  $n = 65000$  об/мин. На стенде Т14-15/4 проведены испытания подшипников с внутренним диаметром 30 мм.



а)



б)

Рисунок 3.2. Подшипниковые стенды ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»:

а) стенд Т14-15/2; б) стенд Т14-15/4

Контроль параметров на режимах испытаний, и оценка технического состояния исследуемого подшипника выполнялись с помощью регистрации следующих параметров:

- а) частоты вращения двигателя;
- б) давления масла:
  - в месдозах осевой и радиальной нагрузки;
  - в маслосистеме смазки подшипников узла испытаний, включая испытуемый подшипник;
  - в маслосистеме смазки мультипликатора;
- в) температуры:
  - наружного кольца испытуемого подшипника;
  - внутреннего кольца испытуемого подшипника;
  - масла на входе в подшипник;
  - масла на выходе из подшипника;
  - масла в мультипликаторе;
- г) вибрации корпуса узла испытаний.

Установки Т14-15/2 и Т14-15/4 аттестованы. Все средства измерения своевременно прошли поверку и калибровку. Основные характеристики средств измерения стендов Т14-15/2 и Т14-15/4 приведены в таблице 3.1

Давление масла в маслосистемах нагружения и смазки регистрировалось с помощью высокочувствительных датчиков «Метран-100ДИ» и цифровых индикаторов ТРМ-151. Температура масла измерялась с помощью датчиков ТСП «Метран-206» и регистрировались на

цифровых индикаторах ТРМ-138 и в память компьютера стенда. Осевая и радиальная нагрузки на подшипник определялись путем косвенных измерений  $F=P \cdot S$ , где  $P$  – давление масла системы нагружения, кгс/см<sup>2</sup>,  $S$  – площадь поршня подачи нагрузки, см<sup>2</sup>. Относительная погрешность косвенных измерений нагрузок – 1...1,2 %.

Температуры колец подшипников измерялись хромель-копелевыми термопарами с регистрацией на цифровых индикаторах ТРМ-201 и в память компьютера стенда. Для снятия сигналов с термопар внутреннего кольца подшипника использовался токосъёмник РТО-22.

Таблица 3.1. Основные характеристики средств измерения стенда Т14-15

Наименование параметра	Наименование системы измерения	Диапазон измерений	Погрешность измерения	Документ о поверке/калибровке
Частота вращения внутреннего кольца	Фототахометр АТТ-6000 Е.43117	0...45000 об/мин	± 0,2 %	№41804-10-17
Температура	ТСП «Метран-206»; ТРМ-138	0...250 °С	± 1 %	№41804-10-17
Расход масла	Мерная емкость	0...12 л/мин	± 5 %	-
Давление масла системы смазки	«Метран-100ДИ»	0...5 кгс/см <sup>2</sup>	± 0,3 %	№41804-10-17
Давление масла системы нагружения	«Метран-100ДИ»	0...60 кгс/см <sup>2</sup>	± 0,3 %	№41804-10-17
Виброускорение	акселерометр «РСВ Piezotronics», 357B03	±2000 мм <sup>2</sup> /с	±10%	№СК 0174651

Для смазки и охлаждения подшипника применялось масло ИПМ-10 ТУ 38.1011299. Вязкость масла при 100 °С – 3,47 мм<sup>2</sup>/с. Величина прокачки масла через подшипник регулировалась диаметром форсунок и давлением в маслосистеме. Градуировочные зависимости определялись контрольными проливками масла в мерную ёмкость. Фильтрация масла осуществлялась фильтрами ФГ11СН (340.044, 340.100) и фильтроэлементами HYDAC BetamIcron® 3plus 1250487 с толщиной фильтрации 10 мкм.

Измерение вибраций в темпе эксперимента производилось акселерометрами «РСВ Piezotronics» 357B03, установленными на корпусе узла испытаний, с применением анализатора-регистратора динамических сигналов SCADAS MOBILE SCM01 фирмы “LMS” и MIC200M фирмы "МЕРА".

Во время проведения испытаний на компьютер велась непрерывная запись значений температур масла на входе и выходе из подшипника, температур наружного и внутреннего колец, уровня вибраций. Время выдержки на каждом режиме составляло не менее 10 минут. Регистрация параметров в протоколе испытаний производилась через 2...3 минуты после выхода на режим и в конце режима. Переход на следующий режим осуществлялся только при отсутствии повышенных вибраций, а также при температурах деталей подшипника и масла на выходе не выше 200°C.

### **3.3 Испытания подшипников с внутренним диаметром $d=130$ мм**

Испытания подшипников с внутренним диаметром  $d=130$  мм проводились в рамках совместных работ ПАО «ОДК-Сатурн» и ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова».

Объектами испытания являлись гибридный и стальной радиально-упорные шариковые подшипники 5-126126Р (130×238/200×39/33 мм) с трехточечным контактом особолегкой серии с фланцем на наружном кольце (рисунок 3.3). Одно из внутренних полуколец подшипника шире другого на 6 мм и имеет канавку для съема. Подшипник изготовлен по 5 классу точности, имеет 18 шариков диаметром 22,225 мм. Кольца подшипника и шарики изготовлены из теплостойкой стали ЭИ347 (8Х4В9Ф2-Ш). Широкое внутреннее полукольцо подшипника имеет 6 пазов для подачи масла в подшипник. Тела качения стального подшипника изготовлены из стали ЭИ347, гибридного подшипника из нитрида кремния  $Si_3N_4$  (Приложение А).

На подшипниковых стендах ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» испытывались стальной подшипник в исполнении Р1 и гибридные подшипники в 3-х исполнениях Р2, Р3 и Р4. Разница в конструкции подшипников следующая. Радиуса желобов дорожек качения и радиальные зазоры в подшипниках Р1, Р2, Р4 одинаковые, в подшипнике Р3 радиуса желобов и радиальный зазор меньше. В подшипниках Р1, Р2, Р3 сепаратор массивный бронзовый БрАЖМц 10-3-1,5 центрирован по бортикам наружного кольца подшипника. В подшипнике Р4 сепаратор стальной, центрирован по бортикам внутреннего кольца. В подшипнике Р4 имеются дополнительные окружные канавки для подвода масла под сепаратор, по 9 равномерно расположенных отверстий в каждом полукольце. Разница во внутренней геометрии подшипников представлена в таблице 3.2.

Масло подавалось к подшипникам через вал к внутреннему кольцу с расходом до 7 л/мин. Для обеспечения расхода 10,2 л/мин дополнительно масло подавалось через две боковые форсунки с расходом по 1,6 л/мин.

Таблица 3.2. Сравнение конструкций подшипников типа 5-126126P

Подшипник	Стальной	Гибридный		
	P1	P2	P3	P4
Габаритные размеры, dxDxB, мм	130x200x33			
Число и размер тел качения	18 x 22,225 мм			
Радиальный зазор в свободном состоянии, мм	0,15...0,18	0,11...0,14	0,15...0,18	
Сепаратор	бронзовый БрАЖМц 10-3-1,5		стальной	
Охлаждение	6 пазов во внутреннем полукольце		6 пазов + 9 отверстий в каждом полукольце	

### Препарировка подшипников

Кольца исследуемых подшипников были препарированы хромель-копелевыми термопарами для регистрации температур внутреннего и наружного колец в различных точках. Для регистрации температуры масла на выходе из подшипника внизу наружного кольца была установлена термопара, регистрирующая температуру масла, вытекающего из подшипника. Съём сигналов с термопар, установленных на вращающемся внутреннем кольце, производился с помощью токосъёмника. Схема препарировки термопарами колец исследуемых подшипников показана на рисунке 3.3. На рисунке 3.4 показан препарированный подшипник, который затем был установлен в узел испытаний (рисунок 3.5).

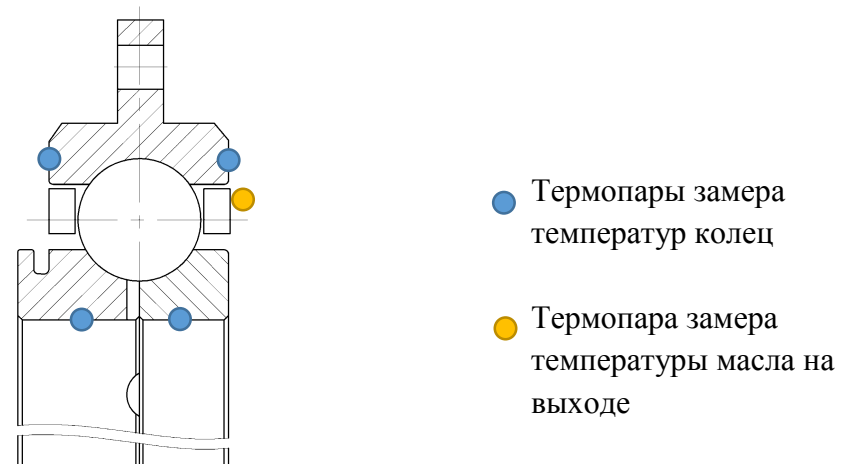


Рисунок 3.3. Схема препарировки колец подшипника термопарами



Рисунок 3.4. Препарированные внутренние (а) и наружное (б) кольца подшипника

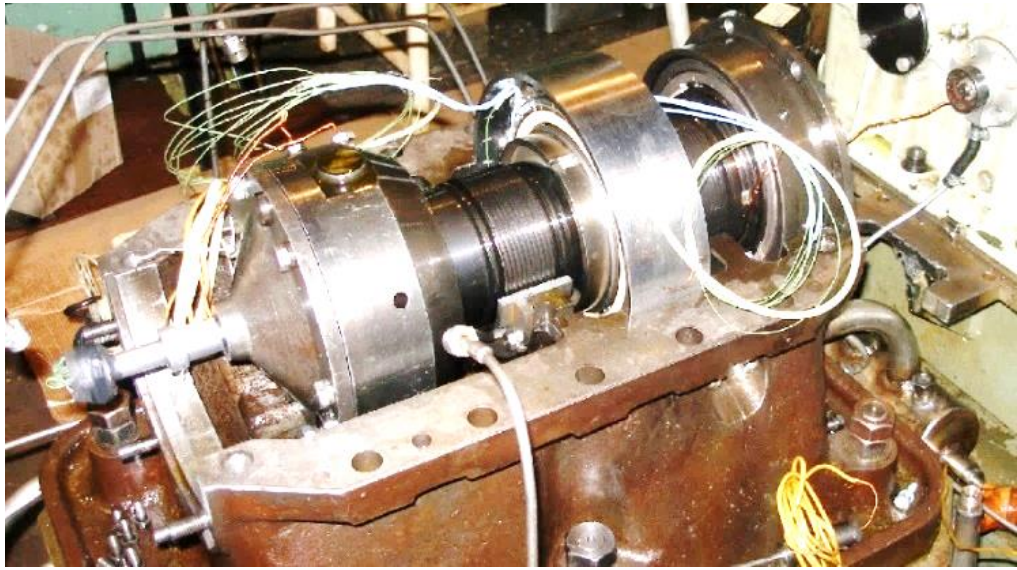


Рисунок 3.5. Подшипник 5-126126Р, установленный в узел испытаний

Испытания проводились в три этапа на режимах согласно таблице 3.3.

Таблица 3.3. Режимы сравнительных испытаний стальных и гибридных подшипников, d=130 мм

№ Режима	Расход масла, л/мин	Радиальная нагрузка, F <sub>r</sub> , кН	Осевая нагрузка, F <sub>a</sub> , кН	Частота вращения, об/мин	ЭТАП 1		ЭТАП 2	ЭТАП 3
					P1 стальной	P3	P2	P4
1	4	4	10	10000	*	*	*	*
2				12000	*	*		
3				14000	*	*	*	*
4		4	20	10000	*	*		
5				12000	*	*		
6				14000	*	*		
7		4	30	10000	*	*	*	*
8				12000	*	*		
9				14000	*	*	*	*
10	5	4	10	10000	*	*	*	*
11				12000	*	*		
12				14000	*	*	*	*
13		4	20	10000	*	*		
14				12000	*	*		
15				14000	*	*		
16		4	30	10000	*	*	*	*
17				12000	*	*		
18				14000	*	*	*	*
19	7	4	10	10000	*	*	*	*
20				12000	*	*		
21				14000	*	*	*	*
22		4	20	10000	*	*		
23				12000	*	*		
24				14000	*	*		
25		4	30	10000	*	*	*	*
26				12000	*	*		
27				14000	*	*	*	*
28	7	4	10	17000		*	*	*
29				18000				*
30				19000				*
31				20000				*
32				21200		*		*
33	10,2	4	10	10000			*	
34				14000			*	
35				17000			*	
36				18000			*	
37				19000			*	
38				20000			*	
39				21200			*	



### 3.3.1 Испытания первого этапа. Стальной подшипник Р1 и гибридный Р3

На первом этапе проводились испытания стального подшипника Р1 и гибридного подшипника Р3 с уменьшенными радиальным зазором и радиусами желобов дорожек качения. На режимах 1-27 (таблица 3.3) подшипники отработали без замечаний. Состояние деталей стального подшипника представлены на рисунке 3.6. Гибридный подшипник был дополнительно испытан при частотах вращения  $n=17000$  об/мин и  $n=21200$  об/мин (режим 28 и 32). При выходе на высокую частоту вращения ( $n=21200$  об/мин) гибридный подшипник заклинило.

Осмотр деталей гибридного подшипника после испытаний показал, что поверхность дорожек качения колец подшипника имеются пластические деформации и следы пригара масла (рисунок 3.7). Сепаратор подшипника имел значительный износ центрирующих поясков, в гнездах наблюдался односторонний износ и следы коксования масла.

Испытания первого этапа показали надежность работы гибридного подшипника в условиях теплового распора и заклинивания. Некоторые керамические шарики имели на поверхности качения небольшие царапины, однако ни один из шариков не разрушился.

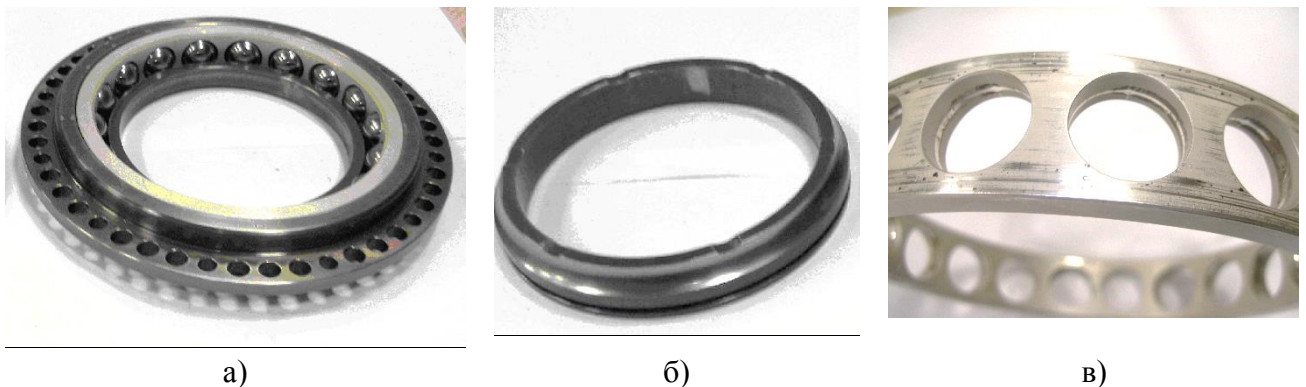


Рисунок 3.6. Состояние деталей стального подшипника Р1 после проведения испытаний: а) наружное кольцо и тела качения; б) внутреннее полукольцо; в) сепаратор

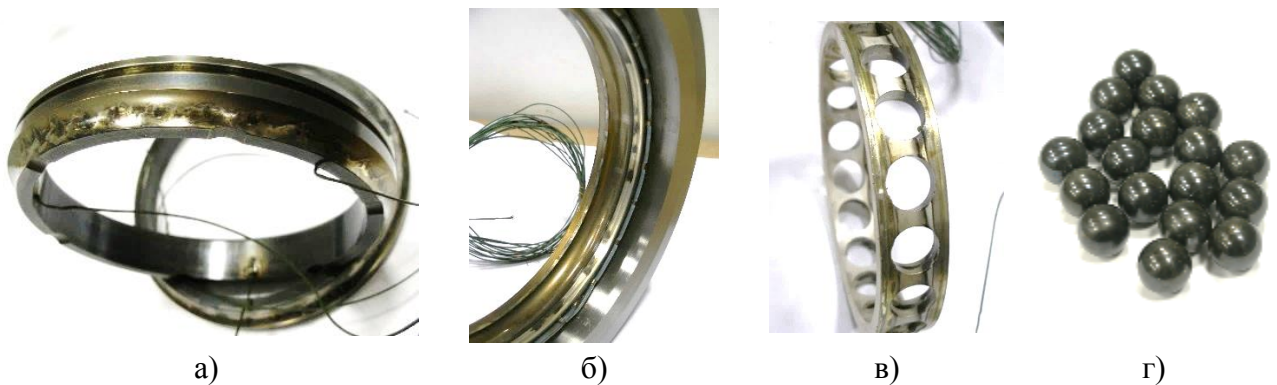


Рисунок 3.7. Состояние деталей гибридного подшипника Р3 после проведения испытаний с выходом на высокие частоты вращения: а) дорожка качения внутреннего полукольца; б) дорожка качения наружного кольца; в) сепаратор; г) керамические тела качения

### 3.3.2 Испытания второго этапа. Гибридный подшипник Р2

Результаты первого этапа исследований показали необходимость испытания гибридных подшипников Р2, внутренняя геометрия которых аналогична стальному подшипнику Р1. Для избегания заклинивания, выход на высокие частоты вращения проводился при увеличенном расходе масла (режимы 33-39). Для обеспечения расхода масла 10,2 л/мин масло подавалось к внутреннему кольцу с расходом  $V=7$  л/мин и дополнительно через боковые форсунки с расходом по 1,6 л/мин на каждой форсунке.

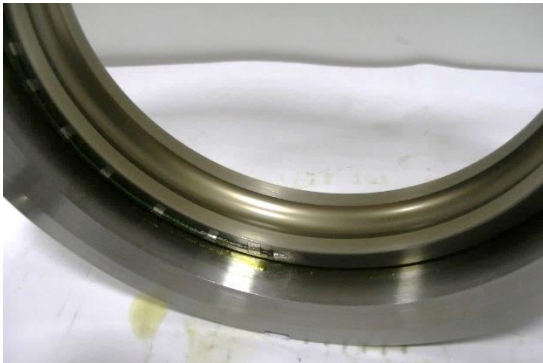
Гибридный подшипник успешно отработал все режимы испытаний. Детали гибридного подшипника находились в удовлетворительном состоянии (рисунок 3.8). На наружном диаметре сепаратора, со стороны действия осевой нагрузки, имелись следы незначительного износа.



а)



б)



в)



г)

Рисунок 3.8. Состояние деталей гибридного подшипника Р2 после проведения испытаний: а) ненагруженное внутреннее полукольцо; б) нагруженное внутреннее полукольцо; в) наружное кольцо; г) керамические тела качения

### 3.3.3 Испытаний третьего этапа. Гибридный подшипник Р4

После испытаний гибридного подшипника Р2 на наружном диаметре сепаратора, со стороны действия осевой нагрузки, были видны следы износа. Поэтому на третьем этапе был испытан подшипник с центрированием сепаратора по бортикам внутреннего кольца с дополнительным подводом под него масла (рисунок 3.9).

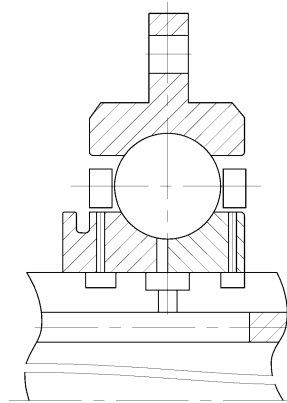


Рисунок 3.9. Схема подвода масла при испытаниях подшипника Р4

Гибридные подшипники отработали режимы испытаний без замечаний, в том числе с выходом на высокие частоты вращения (режимы 28-32). На рисунке 3.10 представлены сравнительные графики температур наружных колец гибридных подшипников при высоких частотах вращения. Из графика видна эффективность системы дополнительного подвода охлаждающего масла под сепаратор (ПС), которая позволяет существенно снизить температуру наружного кольца (до 25 °С) при меньшем расходе масла (по сравнению с подводом охлаждающего масла только к дорожке внутреннего кольца (ПДК)).

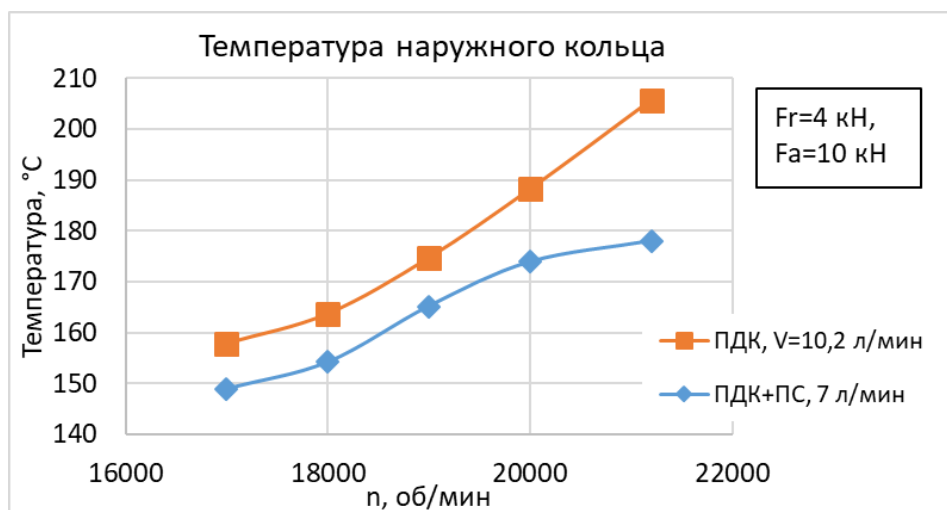
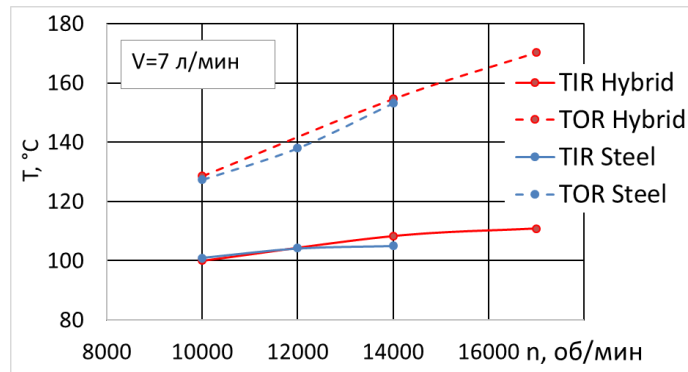
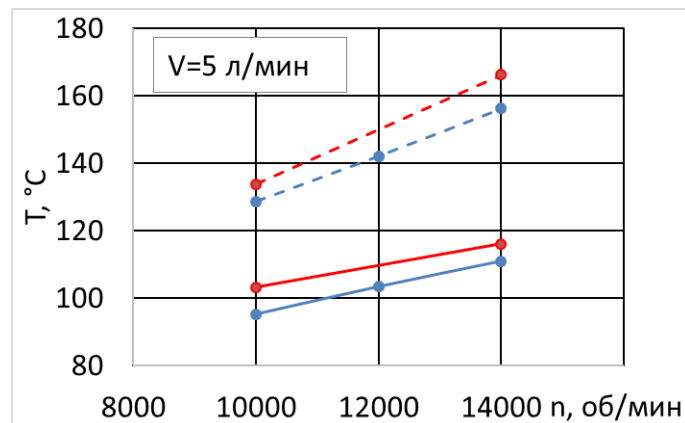


Рисунок 3.10. Температуры наружных колец стальных и гибридных подшипников при высоких частотах вращения: ПДК – подвод масла под дорожку качения внутреннего кольца; ПДК+ПС – дополнительный подвод масла под сепаратор

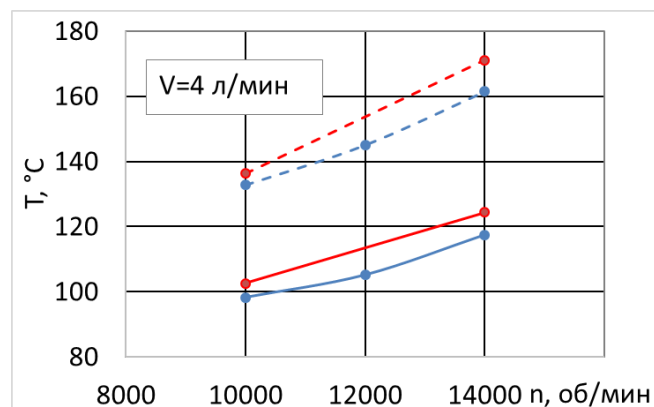
На рисунке 3.11 приведены сравнительные графики температур внутренних и наружных колец стальных и гибридных подшипников одинаковой геометрии на частотах вращения  $n=10000\dots14000$  об/мин при радиальной нагрузке  $F_r=4$  кН, осевой нагрузке  $F_a=10$  кН и расходах масла  $V=4\dots7$  л/мин. При малых расходах масла детали гибридного подшипника имеют более высокую температуру (рисунок 3.11б,в), а при расходе масла  $V=7$  л/мин температуры колец находятся примерно на одном уровне (рисунок 3.11а).



а)



б)



в)

Рисунок 3.11. Температура внутреннего TIR и наружного TOR колец гибридного (Hybr) и стального (Steel) подшипников  $d=130$  мм в зависимости от частоты вращения при различных расходах масла  $V$ : а)  $V=7$  л/мин; б)  $V=5$  л/мин; в)  $V=4$  л/мин

### **Выводы по результатам испытания подшипников с внутренним диаметром 130 мм**

1. По результатам испытаний подшипников с внутренним диаметром 130 мм определена конфигурация конструкции гибридного подшипника. Отмечены следующие ключевые рекомендации. Уменьшение радиусов желобов и внутренних зазоров, которые направлены на снижение контактных напряжений на практике приводит к высоким температурам деталей подшипника. Базирование сепаратора целесообразно проводить по внутреннему кольцу, при этом под сепаратор необходимо дополнительно подавать охлаждающее масло.
2. Определено температурное состояние и уровень тепловыделения в стальных и гибридных подшипниках разной внутренней геометрии в диапазоне частот вращения  $n=10000\dots 21200$  об/мин, при нагрузках  $F_r=4$  кН,  $F_a=10\dots 30$  кН и расходе масла  $V=4\dots 10,2$  л/мин.
3. Экспериментально показано, что в исследуемом диапазоне варьируемых параметров температуры деталей стального и гибридного подшипников отличаются незначительно.

### **3.4 Испытания подшипников с внутренним диаметром $d=150$ мм**

Объектами испытания являлись стальной и гибридный радиально-упорные шарикоподшипники с трехточечным контактом 126130P (150x225x35 мм) без фланца на наружном кольце. Подшипники изготовлены по 5 классу точности, имеет 22 шариков диаметром 22,225 мм. Тела качения стального подшипника изготовлены из стали ЭИ347, гибридного подшипника из нитрида кремния  $Si_3N_4$  (Приложение А).

Схема расположения термопар для замера температур колец и масла представлена на рисунке 3.12. Фотография подшипника с установленными термопарами представлена на рисунке 3.13.

Масло подавалось через форсунки под сепаратор с двух сторон подшипника. Расход масла определялся количеством и диаметром форсунок, а также давлением масла в маслосистеме. Для обеспечения расхода масла 5 и 7 л/мин устанавливались две форсунки Ф1 и Ф2, для расхода 10 л/мин дополнительно устанавливалась форсунка Ф3. Схема установки форсунок приведена на рисунке 3.12.

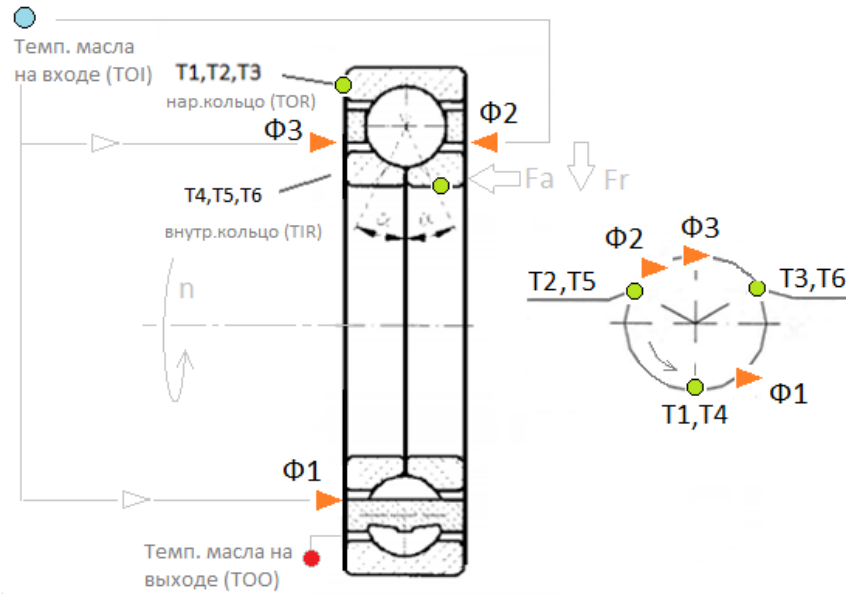


Рисунок 3.12. Схема расположения термодпар и форсунок подачи масла: T1-T6 – термодпары,  $\Phi_1$ - $\Phi_3$  – форсунки, подающие охлаждающее масла



Рисунок 3.13. Установка наружного кольца подшипника в корпус с подводом термодпар к наружному кольцу

Стальной и гибридный подшипники испытывались в диапазоне частот вращения  $n=2500...12000$  об/мин при действии нагрузок  $F_r=3$  кН,  $F_a=10$  кН и при расходах масла  $V=10$  л/мин, 7 л/мин и 5 л/мин. Дополнительно испытания проводились при повышенных нагрузках:  $F_r=5,5$  кН,  $F_a=35$  кН при расходе масла  $V=10$  л/мин. Гибридный подшипник дополнительно испытывался с выходом на высокие частоты вращения до  $n=19000$  об/мин.

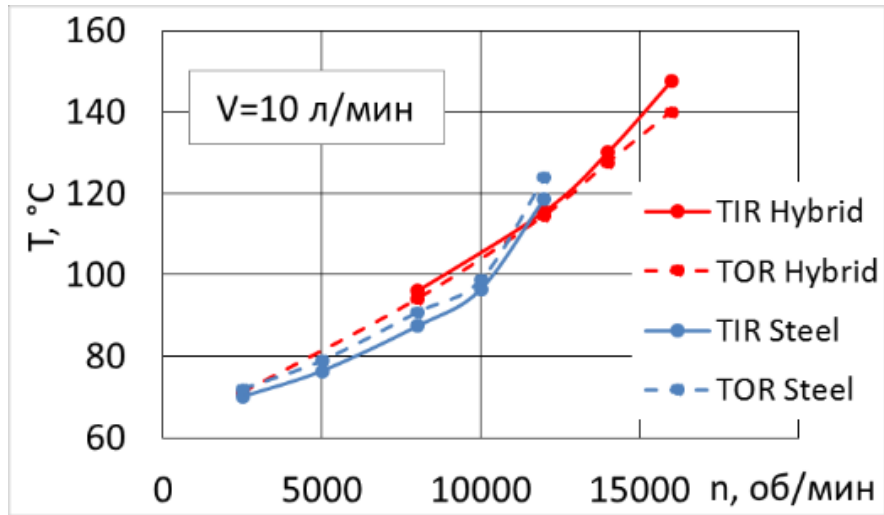
Режимы испытаний подшипников приведены в таблице 3.5.

Таблица 3.5. Режимы испытаний подшипников с внутренним диаметром  $d=150$  мм

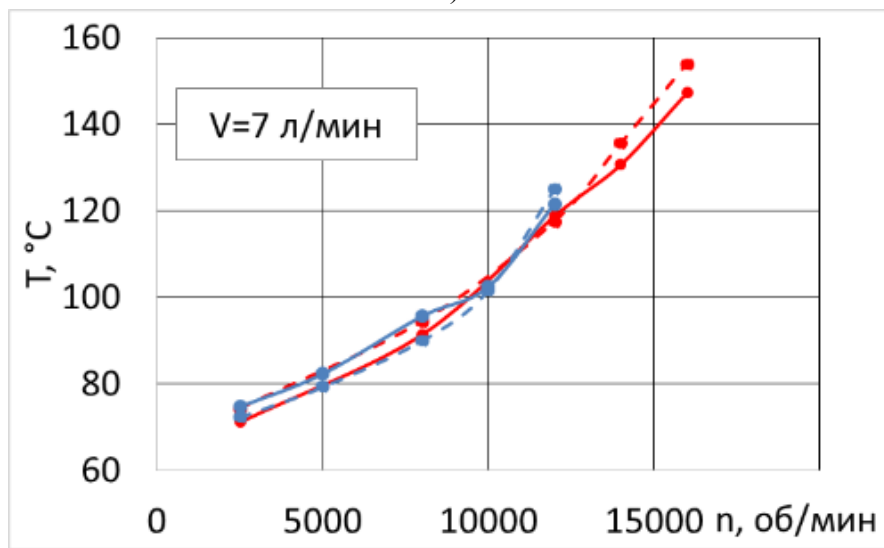
№ Режима	Расход масла, V, л/мин	Рад. нагрузка, F <sub>r</sub> , кН	Осевая нагрузка, F <sub>a</sub> , кН	Частота вращения, n, об/мин	Стальной подшипник	Гибридный подшипник
1	10	3	10	2500	*	*
2				5000	*	*
3				8000	*	*
4				12000	*	*
5				14000		*
6				16000		*
7				17000		*
8				18000		*
9				19000		*
10	7	3	10	2500	*	*
11				5000	*	*
12				8000	*	*
13				12000	*	*
14				14000		*
15				16000		*
16				17000		*
17	5	3	10	2500	*	*
18				5000	*	*
19				8000	*	*
20				12000	*	*
21				14000		*
22				16000		*
23	10	5,5	35	2500	*	*
24				5000	*	*
25				8000	*	*
26				12000	*	*

### 3.4.1 Сравнение результатов испытаний стального и гибридного подшипников

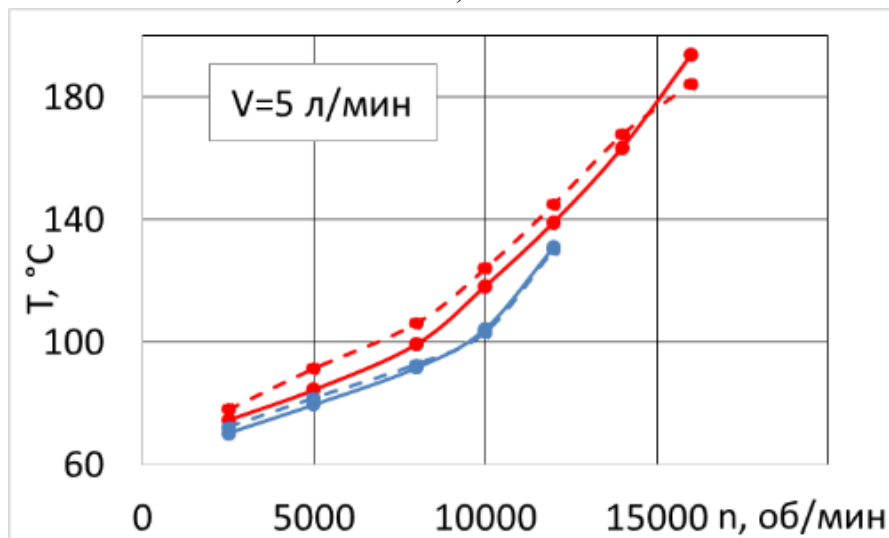
На рисунке 3.14 приведены сравнительные графики температур внутренних и наружных колец стальных и гибридных подшипников на частотах вращения от 2500 до 12000 об/мин для стальных подшипников и на частотах вращения от 2500 до 16000 об/мин для гибридных в зависимости от частоты вращения и расхода масла ( $F_r=3$  кН,  $F_a=10$  кН,  $V=5...10$  л/мин). Из рисунка видно, что при частотах вращения до 12000 об/мин детали стального подшипника имеют температуру несколько ниже, чем детали гибридного подшипника.



а)



б)



в)

Рисунок 3.14. Температура внутреннего TIR и наружного TOR колец гибридного (Hybr) и стального (Steel) подшипников с внутренним диаметром 150 мм:

а)  $V=10$  л/мин; б)  $V=7$  л/мин; в)  $V=5$  л/мин



На режиме  $V=10$  л/мин,  $F_r=3$  кН и  $F_a=10$  кН тепло, уносимое маслом, в гибридном и стальном подшипниках приблизительно одинаковое и на режимах работы подшипника составляет от 0,3 до 10,3 кВт.

На режиме  $V=7$  л/мин,  $F_r=3$  кН и  $F_a=10$  кН тепло, уносимое маслом, в стальном и гибридном подшипниках также находится на одном уровне и в зависимости от режима составляет от 0,3 до 8,5 кВт.

На режиме  $V=5$  л/мин,  $F_r=3$  кН и  $F_a=10$  кН тепло, уносимое маслом, в гибридном подшипнике выше на 0,6...1 кВт и составлял от 1,2 до 7,5 кВт.

Тепловыделение в гибридном и стальном подшипниках на режиме  $V=10$  л/мин,  $F_r=5,5$  кН,  $F_a=35$  кН при частотах вращения ниже  $n=10000$  об/мин примерно одинаковое и составляет от 0,6 до 8,3 кВт.

Исходя из результатов испытаний можно сделать следующий вывод. При действии нагрузок  $F_r=3...5,5$  кН и  $F_a=10...35$  кН использование гибридных подшипников целесообразно при частотах вращения выше 12000 об/мин ( $d_{mn}=2,25 \cdot 10^6$  мм·об/мин).

### **3.4.2 Исследование теплового состояния гибридного подшипника при высоких частотах вращения**

Для гибридного подшипника проведены испытания с выходом на частоты вращения до  $n=19000$  об/мин. Ранее испытания подшипника с внутренним диаметром 150 мм с выходом на такие частоты вращения в отечественной практике не проводились (параметр быстроходности  $d_{mn}=3,56 \cdot 10^6$  мм·об/мин).

На рисунках 3.15, 3.16 приведены графики изменения температур наружного и внутреннего колец подшипника в зависимости от частоты вращения при расходах масла 5, 7 и 10 л/мин. Максимальная температура колец зарегистрирована при прокачке масла 5 л/мин, при этом температура внутреннего кольца составляла 194 °С, наружного – 184 °С. Температуры внутренних колец при расходах масла 7 и 10 л/мин были практически одинаковые до частот вращения 16000 об/мин. Температуры наружных колец – до частот вращения 12000 об/мин (для  $V=7, 10$  л/мин).

При частоте вращения  $n \leq 8000$  об/мин разница в температурах колец для всех расходов масла незначительная.

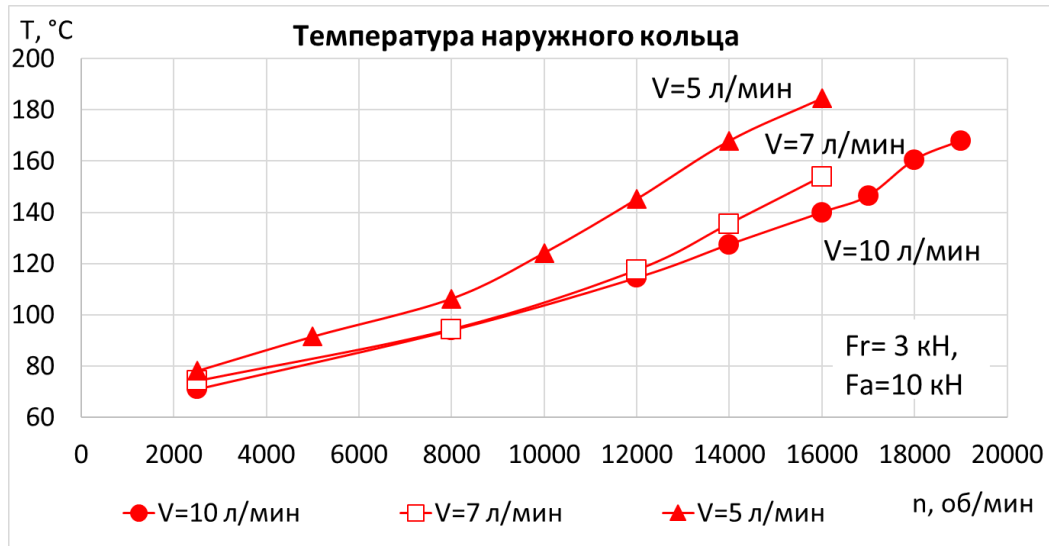


Рисунок 3.15. Температура наружного кольца гибридного подшипника при различных расходах масла

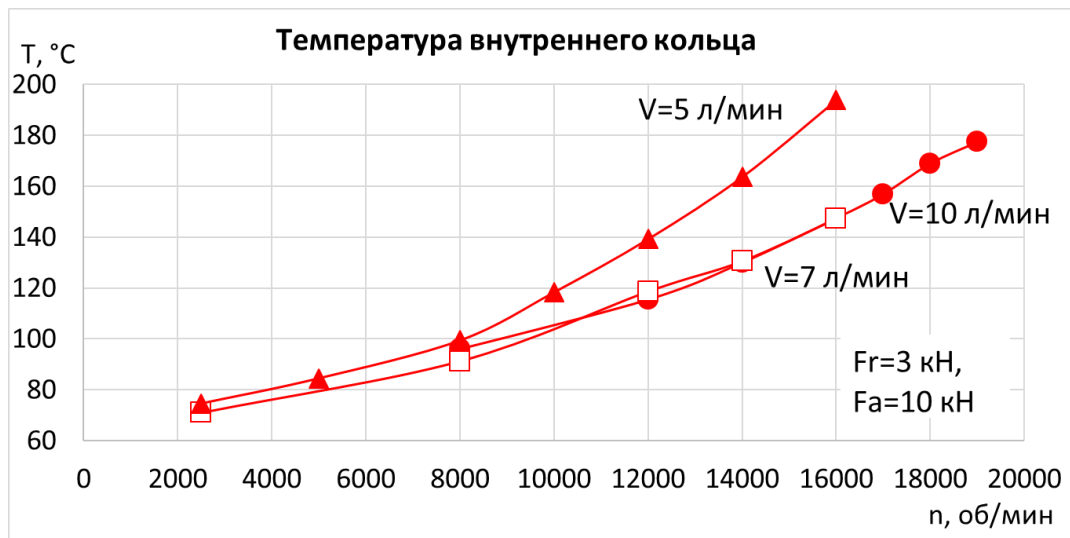


Рисунок 3.16. Температура внутреннего кольца гибридного подшипника при различных расходах масла

### Выводы по результатам испытаний подшипников с внутренним диаметром 150 мм

- 1 Впервые в отечественной практике проведены испытания гибридного подшипника внутренним диаметром  $d=150 \text{ мм}$  с выходом на частоту вращения до  $19000 \text{ об/мин}$  (параметр быстроходности  $d_{\text{мн}}=3,56 \cdot 10^6 \text{ мм} \cdot \text{об/мин}$ ) при различных прокачках масла  $V=10, 7$  и  $5 \text{ л/мин}$  и двух уровнях нагрузки: а)  $F_r=3 \text{ кН}$ ,  $F_a=10 \text{ кН}$ ; б)  $F_r=5,5 \text{ кН}$ ,  $F_a=35 \text{ кН}$ .
- 2 Проведены сравнительные испытания стального и гибридного подшипников. При действии нагрузок  $F_r=3 \dots 5,5 \text{ кН}$  и  $F_a=10 \dots 35 \text{ кН}$  использование гибридных подшипников с внутренним диаметром  $150 \text{ мм}$  целесообразно при частотах вращения выше  $12000 \text{ об/мин}$  ( $d_{\text{мн}}=2,25 \cdot 10^6 \text{ мм} \cdot \text{об/мин}$ ).

### 3.5 Испытания подшипников с внутренним диаметром $d=30$ мм при особых условиях эксплуатации

Для оценки работоспособности гибридных подшипников с кольцами из отечественной теплопрочной стали ЭИ347 проведены испытания в особых условиях эксплуатации:

- при наличии перекоса;
- в условиях консистентной смазки;
- при прекращении подачи масла.

Объектами испытаний являлись стальной и гибридный радиально-упорные шарикоподшипники особолегкой серии диаметров с трехточечным контактом и внутренним разрезным кольцом 126206Р (30х62х16 мм), рисунок 3.17. Сепаратор массивный бронзовый, кольца обоих подшипников изготовлены из теплостойкой стали ЭИ-347. Тела качения стального подшипника изготовлены из стали ЭИ347, гибридного подшипника из нитрида кремния  $Si_3N_4$  (Приложение А). Подшипники такого типоразмера используются в опорах высокооборотных изделий, малоразмерных ГТД, турбохолодильников и узлов коробок приводов.



а)

б)

Рисунок 3.17. Испытуемые подшипники:

а) гибридный; б) стальной

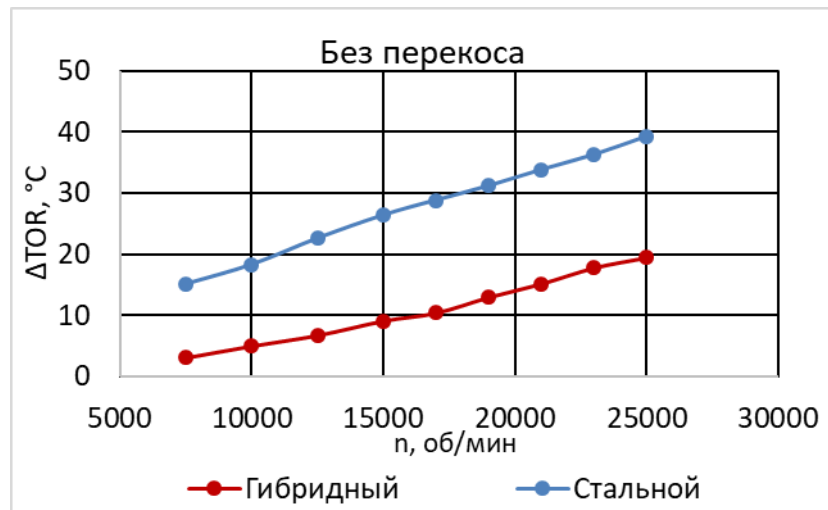
#### 3.5.1 Испытания при наличии перекоса

Сравнительные испытания проведены при наличии перекоса колец 10 и 20 минут. Сравнительные испытания подшипников проводились на режимах, указанных в таблице 3.8.

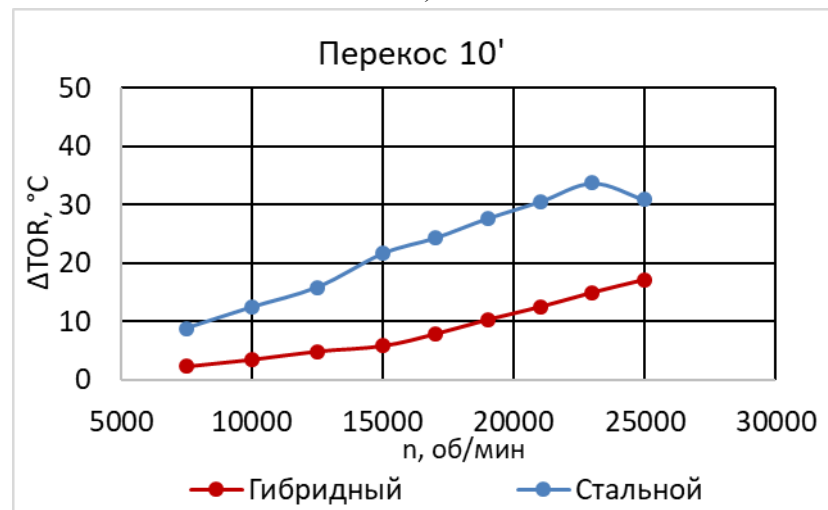
Таблица 3.8. Режимы испытания при перекосе 10 и 20 минут.

№ режима	Частота вращения, n, об/мин	Радиальная нагрузка, F <sub>r</sub> , кН	Осевая нагрузка, F <sub>a</sub> , кН
1	5000	0,3	0,5
2	7 500		
3	10 000		
4	12 500		
5	15 000		
6	17 000		
7	19 000		
8	21 000		
9	23 000		
10	25 000		
11	25 000		1

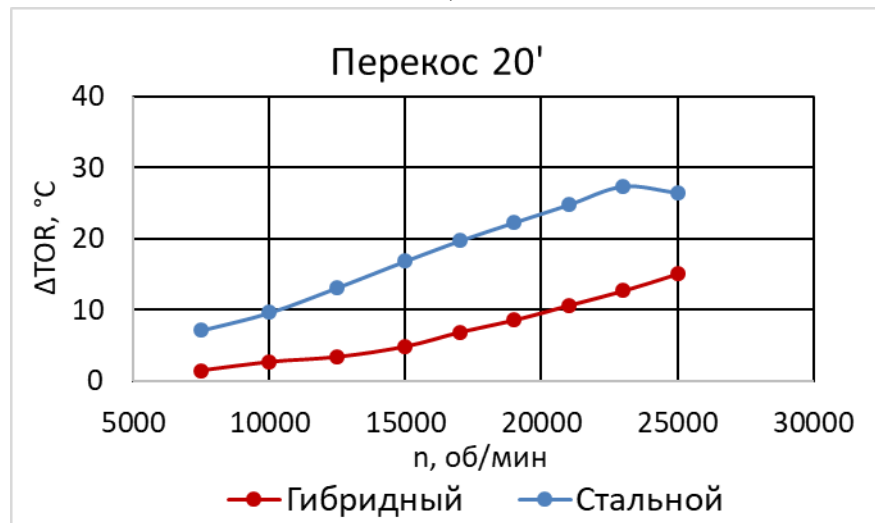
На рисунке 3.18 представлено сравнение повышения температур наружного кольца в стальном и гибридном подшипниках для разных величин перекосов. Повышение температуры определялось как разность температур наружного кольца и температуры масла на входе. Как в гибридном, так и в стальном подшипниках с увеличением перекоса колец величина тепловыделение в подшипниках уменьшается. Снижение величины тепловыделения в подшипниках при увеличении угла перекоса можно объяснить тем, что при малом перекосе колец, имеет меньшее проскальзывание в контактах тел качения с дорожками. Отмечено, что при всех величинах перекосов и без наличия перекоса температура наружного кольца гибридного подшипника ниже на 5...20 °С.



а)



б)



в)

Рисунок 3.18. Повышение температуры наружного кольца при различных перекосах колец:  
а) без перекоса; б) перекос 10'; в) перекос 20''

### 3.5.2 Испытания в условиях консистентной смазки

Испытания подшипников в условиях консистентной смазки проводились на режимах, приведенных в таблице 3.9. При испытаниях применялась высокотемпературная консистентная смазка ЦИАТИМ 221, предназначенная для работы при больших скоростях вращения. Заполнение подшипника консистентной смазкой производилось с коэффициентом 0,4...0,5 ( $\approx 5$  г).

Таблица 3.9. Режимы испытаний подшипников при смазывании консистентной смазкой

№ режима	Частота вращения, $n$ , об/мин	Радиальная нагрузка, $F_r$ , кН	Осевая нагрузка, $F_a$ , кН	Время на режиме, $t$ , мин
1	5000	0,3	0,5	15
2	7 500			15
3	10 000			15
4	12 500			15
5	15 000			15
6	17 000			15
7	19 000			15
8	21 000			15
9	23 000			15
10	25 000			60
11	25 000		100	60
12	27 000		0,5	15
13	29 000			15
14	30 000			15

Результаты исследования теплового состояния стального и гибридного подшипников при их смазывании консистентной смазкой представлены на рисунке 3.19.

Результаты испытаний показали, что в условиях консистентной смазки температура деталей гибридного подшипника на частоте вращения 30000 об/мин ниже температуры деталей стального на 5...10 °С.

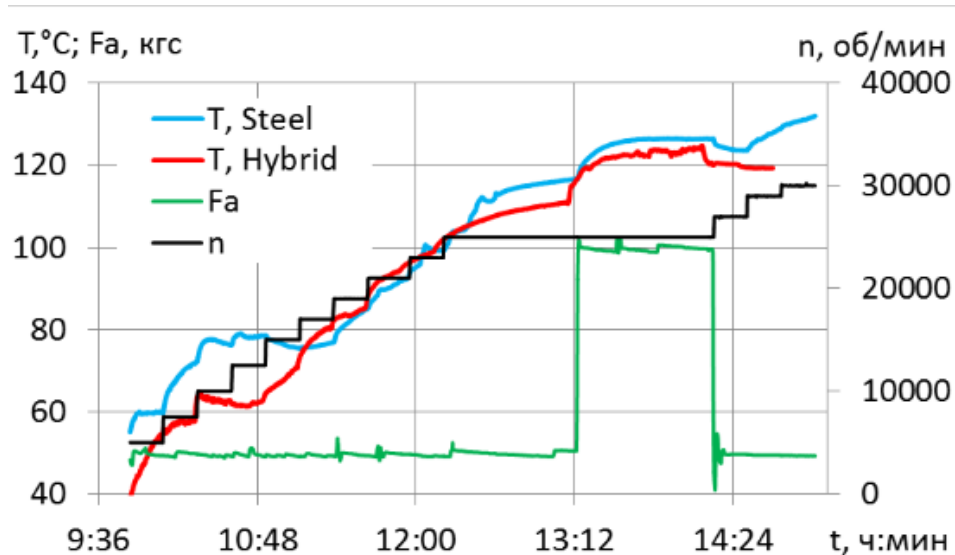


Рисунок 3.19. Температура наружного кольца гибридного (Hybrid) и стального (Steel) подшипников при работе на консистентной смазке

Многолетние испытания подшипников на стендах ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» при их охлаждении циркуляционным маслом показали, что тепловыделение в подшипнике в значительной степени зависит от частоты вращения, в то время как увеличение нагрузки не сильно сказывается на тепловом состоянии подшипника. Однако в условиях консистентной смазки влияние нагрузки на тепловыделение в подшипниках более существенно, чем при смазывании маслом. Например, при увеличении осевой нагрузки с 0,5 до 1 кН температура наружных колец стального и гибридного подшипников увеличилась на 10...12 °C.

### 3.5.3 Испытания при прекращении подачи масла

Испытания проводились с целью определения возможного периода отсечки масла и времени, необходимого для восстановления температурного состояния подшипника, а также для сравнительной оценки работоспособности стального и гибридного подшипников при эксплуатации в режиме «масляного голодания».

Прекращение подачи масла проводились при частоте вращения 25000 об/мин и нагрузках  $F_r=0,3$  кН,  $F_a=1,5$  кН в течение 60 секунд, после чего масло снова подавалось на подшипник с расходом 0,8 л/мин до выравнивания температуры подшипника.

Испытания обоих подшипников при 5-ти кратном прекращении подачи масла в течение 60 секунд не привели к их заклиниванию. Для сравнительной оценки предельной возможности работы стального и гибридного подшипников без масла их испытания были продолжены на частоте вращения 25000 об/мин с постепенным увеличением осевой и радиальной нагрузок. При эквивалентной нагрузке 7,5 кН произошло заклинивание стального подшипника с резким

повышением его температуры до 205 °С (рисунок 3.20). Гибридный подшипник при данной нагрузке продолжил работу без замечаний и дополнительно отработал в течение 7 минут при повышенной нагрузке  $P_{\text{экв}}=8,1$  кН.

Процессу заклинивания стального подшипника при отсечке масла предшествовал экспоненциальный рост температуры подшипника. Скорость роста температуры может быть использована в системе диагностики состояния подшипника для обнаружения режима «масляного голодания» подшипника.

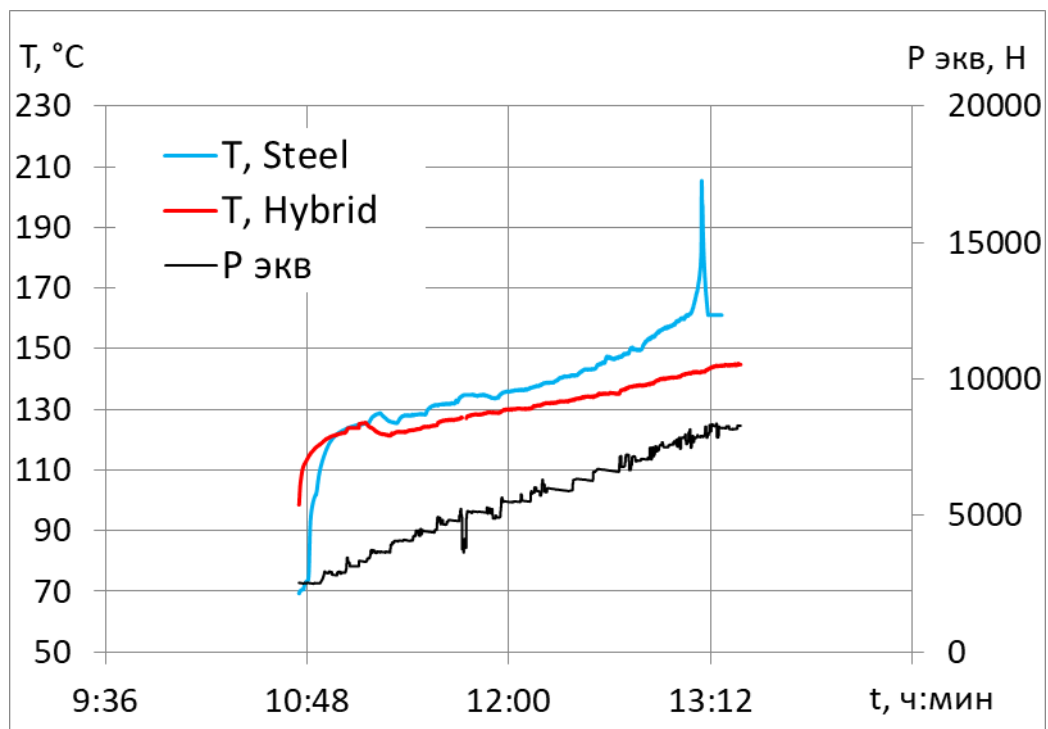


Рисунок 3.20. Температура наружного кольца стального и гибридного подшипников при испытаниях с прекращением подачи масла

После проведения испытаний с прекращением подачи масла детали стального подшипника, в отличие от деталей гибридного подшипника, находились в непригодном для дальнейшей эксплуатации состоянии со следами работы при высоких температурах (рисунок 3.21).



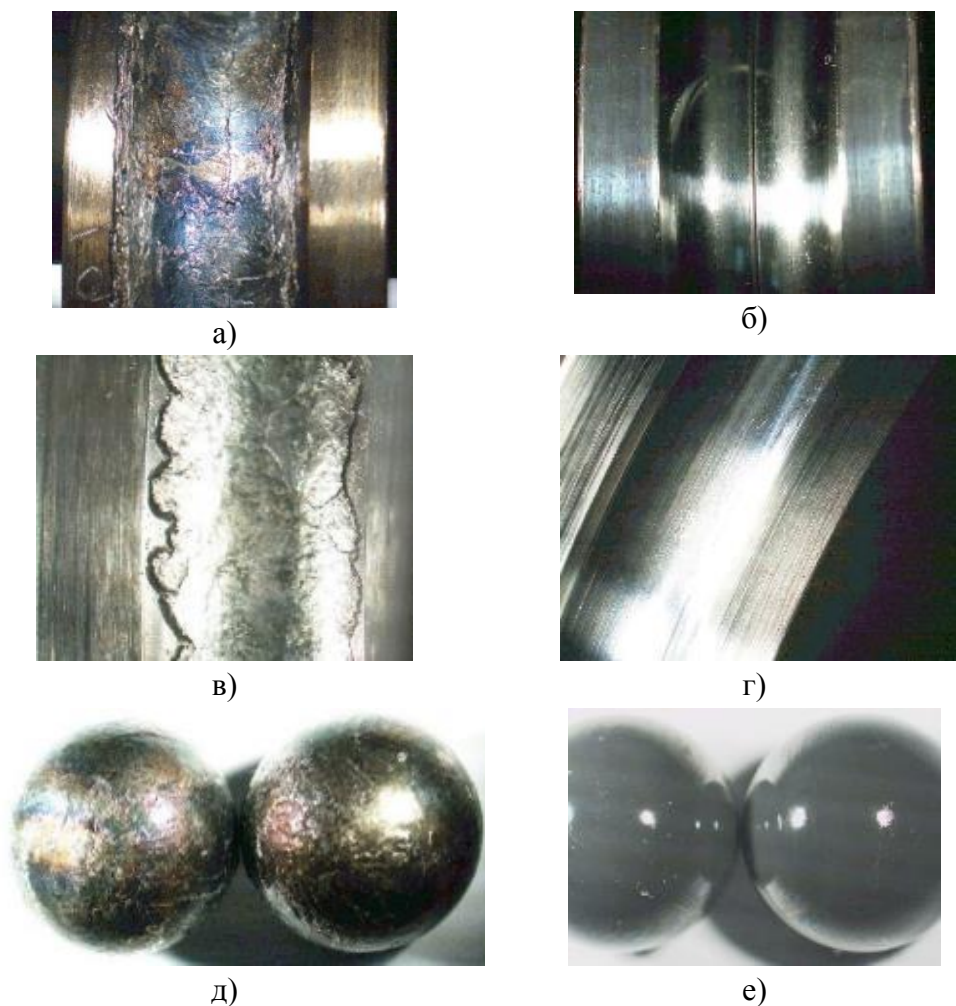


Рисунок 3.21. Состояние деталей стального и гибридного подшипников после проведения испытаний с прекращением подачи масла: дорожки качения внутреннего кольца стального (а) и гибридного (б) подшипников; дорожка качения наружного кольца стального (в) и гибридного (г) подшипников; д) стальные тела качения; е) керамические тела качения

### Выводы по результатам испытаний подшипников с внутренним диаметром $d=30$ мм

- 1 Сравнительные испытания стального и гибридного подшипников с перекосом колец 10 и 20 минут показали, что при одинаковом перекоме гибридный подшипник имеет температуру на  $5...20$  °С ниже, чем стальной подшипник.
- 2 Испытания при смазывании консистентной смазкой показали работоспособность гибридного подшипника на частотах вращения до 30 000 об/мин ( $d_{mn}=1,38 \cdot 10^6$  мм·об/мин). В условиях консистентной смазки значительное влияние на температуру подшипника оказывает величина воспринимаемой им нагрузки.
- 3 При прекращении подачи масла гибридный подшипник обладает более высокой работоспособностью, чем стальной подшипник. На режиме  $n=25000$  об/мин при эквивалентной нагрузке  $P_{эKB}=7,5$  кН стальной подшипник заклинил, а гибридный

подшипник продолжил работать при повышении эквивалентной нагрузки до  $P_{\text{экв}}=8,1$  кН без быстрого роста температуры. Состояние гибридного подшипника после проведения испытаний удовлетворительное.

### **Выводы по главе 3**

1. Впервые в отечественной практике исследовано тепловое состояние гибридных подшипников с внутренним диаметром 130 и 150 мм при высоких значениях параметра быстроходности,  $d_{\text{мп}}$  до  $3,5 \cdot 10^6$  мм·об/мин. При проведении испытаний варьировались частота вращения, величины нагрузок, расход и температура масла на входе. Испытания подшипников с диаметрами 130 и 150 мм позволили учесть влияние размера подшипника на его тепловое состояние.
2. На основании сравнительных исследований гибридных и стальных подшипников с внутренним диаметром 30 мм впервые в отечественной практике подтверждено преимущество использования гибридных подшипников с кольцами из стали ЭИ347 в особых условиях эксплуатации: при наличии перекоса колец, в условиях консистентной смазки, при прекращении подачи масла.

## ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА МЕТОДА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ГИБРИДНЫХ ПОДШИПНИКОВ

### 4.1 Разработка регрессионной зависимости

Разработка метода прогнозирования теплового состояния гибридных подшипников проводилась на основании результатов проведенных испытаний подшипников с внутренним диаметром 130 и 150 мм, представленных в главе 3.

Задача исследования сводилась к получению эмпирических зависимостей, связывающих величины тепловыделения и температур колец подшипника со значениями следующих факторов:  $d, n, F_a, V, v$ . Зависимости тепловыделения  $Q$  и температур наружного кольца  $TOR$  и внутреннего кольца  $TIR$  от определяющих факторов находились в виде следующих формул [55,88]:

$$Q = 10^{x_0} \cdot d^{x_1} \cdot n^{x_2} \cdot F_a^{x_3} \cdot V^{x_4} \cdot v^{x_5}, \quad (4.1)$$

$$TOR = T_{м.вх} + 10^{y_0} \cdot d^{y_1} \cdot n^{y_2} \cdot F_a^{y_3} \cdot V^{y_4} \cdot v^{y_5}, \quad (4.2)$$

$$TIR = T_{м.вх} + 10^{z_0} \cdot d^{z_1} \cdot n^{z_2} \cdot F_a^{z_3} \cdot V^{z_4} \cdot v^{z_5}, \quad (4.3)$$

где  $T_{м.вх}$  – температура масла на входе, °C;  $x_i, y_i, z_i$  – эмпирически определяемые коэффициенты.

Данные зависимости являются нелинейными. Для сведения нелинейной модели к модели линейной по параметрам можно применить операцию логарифмирования отклика. Кроме этого, логарифмирование отклика позволяет сгладить резкие различия в значениях отклика, если они сильно отличаются между собой (например, для крайних режимов испытаний подшипников). Без логарифмирования измерения с малыми значениями отклика не оказывают никакого влияния на параметры модели и плохо описываются. Отклик (тепловыделение, температуры колец) может принимать только положительные значения, поэтому операция логарифмирования допустима.

Прологарифмировав выражения 4.1-4.3, получим линейные зависимости тепловыделения и температур колец от независимых параметров.

*выражение 4.1:*

$$\log_{10}(Q) = \log_{10}(10^{x_0} \cdot d^{x_1} \cdot n^{x_2} \cdot F_a^{x_3} \cdot V^{x_4} \cdot v^{x_5}), \quad (4.4)$$

$$\log_{10}(Q) = x_0 + x_1 \cdot \log_{10} d + x_2 \cdot \log_{10} n + x_3 \cdot \log_{10} F_a + x_4 \cdot \log_{10} V + x_5 \cdot \log_{10} v, \quad (4.5)$$

*выражение 4.2:*

$$\log_{10}(TOR - T_{м.вх}) = \log_{10}(10^{y_0} \cdot d^{y_1} \cdot n^{y_2} \cdot F_a^{y_3} \cdot V^{y_4} \cdot v^{y_5}), \quad (4.6)$$

$$\log_{10}(TOR - T_{м.вх}) = y_0 + y_1 \cdot \log_{10} d + y_2 \cdot \log_{10} n + y_3 \cdot \log_{10} F_a + y_4 \cdot \log_{10} V + y_5 \cdot \log_{10} v, \quad (4.7)$$

*выражение 4.3:*

$$\log_{10}(TIR - T_{м.вх}) = \log_{10}(10^{z_0} \cdot d^{z_1} \cdot n^{z_2} \cdot F_a^{z_3} \cdot V^{z_4} \cdot v^{z_5}), \quad (4.8)$$

$$\log_{10}(TIR - T_{м.вх}) = z_0 + z_1 \cdot \log_{10} d + z_2 \cdot \log_{10} n + z_3 \cdot \log_{10} F_a + z_4 \cdot \log_{10} V + z_5 \cdot \log_{10} v. \quad (4.9)$$

Исследования тепловыделения проводились при изменении независимых факторов в следующем диапазоне:

- внутреннего диаметра  $d$  от 130 до 150 мм;
- частоты вращения  $n$  от 5000 до 21200 об/мин;
- осевой нагрузки  $F_a$  от 10 до 53 кН;
- расхода масла  $V$  от 4 до 10 л/мин;
- температуры масла на входе  $T_{м.вх}$  от 70 до 140 °С.

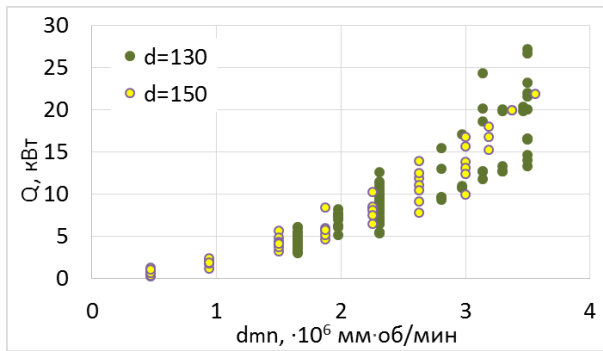
Тепловыделение в шариковом подшипнике определялось по увеличению теплосодержания масла, отводимого от подшипника. Экспериментальные значения тепловыделения в подшипниках и температур наружного и внутреннего колец, использовавшиеся для получения регрессионных зависимостей, представлены на рисунках 4.1 – 4.3.

Результаты эксперимента были обработаны методом наименьших квадратов (формулы 4.5, 4.7 и 4.9), позволяющим определить коэффициенты регрессии, обеспечивающие минимум суммы квадратов отклонений опытных данных от значений, вычисленных по обычному линейному уравнению регрессии, т.е. минимум следующего выражения:

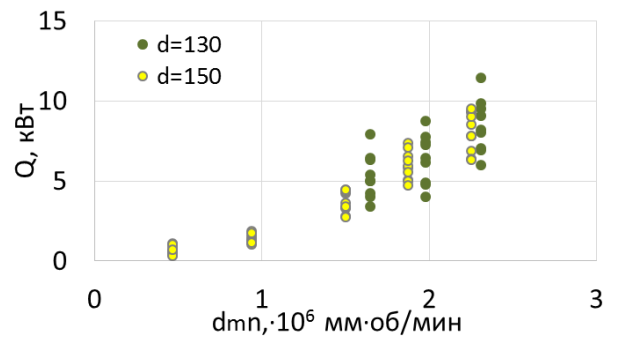
$$S = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (Q_{расч_i} - Q_{эксп_i})^2}, \quad (4.10)$$

где  $Q_{расч_i}$  и  $Q_{эксп_i}$  расчетные и экспериментальные значения тепловыделения,  $n$  – количество точек эксперимента.

По результатам регрессионного анализа определены коэффициенты  $x_i, y_i, z_i$  представляющие степени независимых параметров  $d, n, F_a, V, v$  в формулах (4.1- 4.3), таблица 4.1.



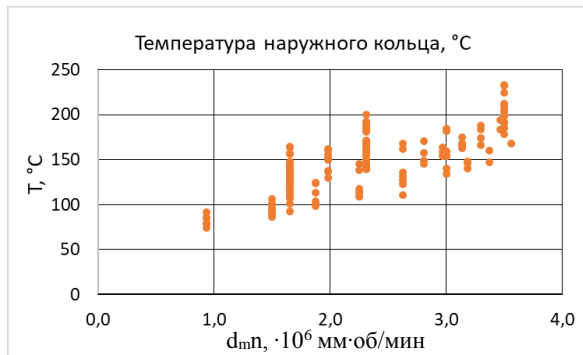
а)



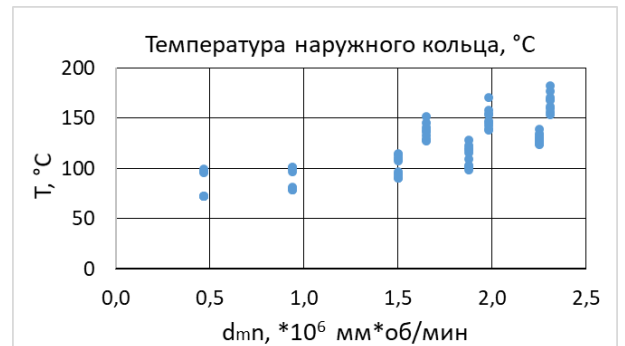
б)

Рисунок 4.1. Тепловыделение в подшипниках. Экспериментальные данные:

а) гибридные подшипники; б) стальные подшипники



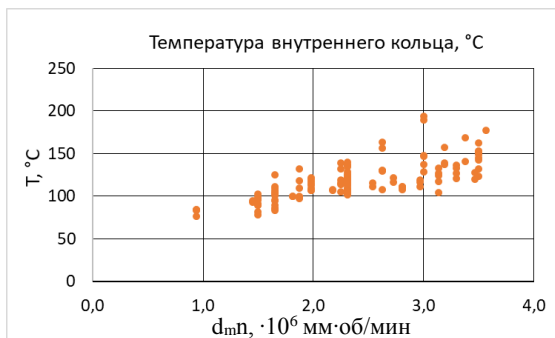
а)



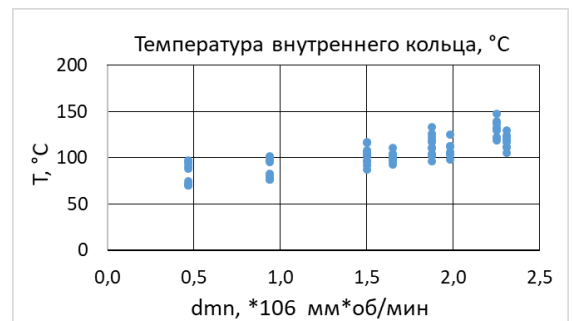
б)

Рисунок 4.2. Температура наружного кольца. Результаты эксперимента:

а) гибридные подшипники; б) стальные подшипники



а)



б)

Рисунок 4.3. Температура внутреннего кольца. Результаты эксперимента:

а) гибридные подшипники; б) стальные подшипники

Таблица 4.1. Коэффициенты  $x_i, y_i, z_i$ , представляющие степени независимых параметров в формулах 4.1 - 4.3

Параметр	Тепловыделение, Q, кВт		Температура наружного кольца, TOR, °C		Температура внутреннего кольца, TIR, °C	
	Сталь	Гибрид	Сталь	Гибрид	Сталь	Гибрид
$d$	0,83	1,16	0,88	1,11	1,63	2,08
$n$	1,57	1,94	1,34	1,88	2,31	2,14
$F_a$	0,30	0,23	0,16	0,19	0,50	0,23
$V$	0,61	0,44	-0,42	-0,59	-0,53	-0,64
$\nu$	0,093	0,094	0,096	0,178	0,140	0,180

На рисунке 4.4 представлено сравнение полученных расчетных значений тепловыделения в подшипниках и температур колец для гибридных подшипников с экспериментальными данными. Из рисунка видно, что расчётный метод прогнозирования теплового состояния гибридных подшипников качества обеспечивает соответствие расчетных значений результатам испытаний. Некоторый разброс может быть связан с разной температурой окружающей среды при проведении исследований. В зависимости от температуры воздуха меняется интенсивность теплопередачи от корпуса узла испытаний в окружающую среду. Также стоит отметить, что наибольший разброс имеет место для температуры внутреннего кольца (для 92% точек в пределах  $\pm 10$  °C), что связано с трудностями замера температуры внутреннего кольца с использованием токосъемников.

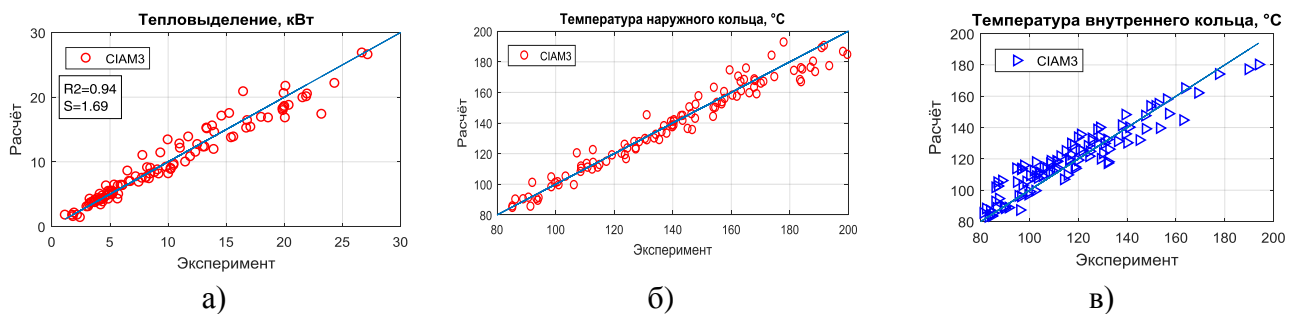


Рисунок 4.4. Сравнение расчетных значений тепловыделения и температур колец гибридных подшипников с экспериментальными данными:

а) тепловыделение; б) температура наружного кольца; в) температура внутреннего кольца

Температура масла на выходе из подшипника может быть рассчитана из формулы (4.1):

$$T_{\text{м.вых}} = T_{\text{м.вх}} + \frac{60Q_{\text{расч}}}{c_p \rho V}. \quad (4.11)$$

На рисунке 4.5 приведено сравнение расчетной и фактической температуры масла на выходе из подшипника. Результаты сравнения показали, что для 95% экспериментальных точек расчетная температура масла на выходе отличается от фактической не более чем на 10 °С.

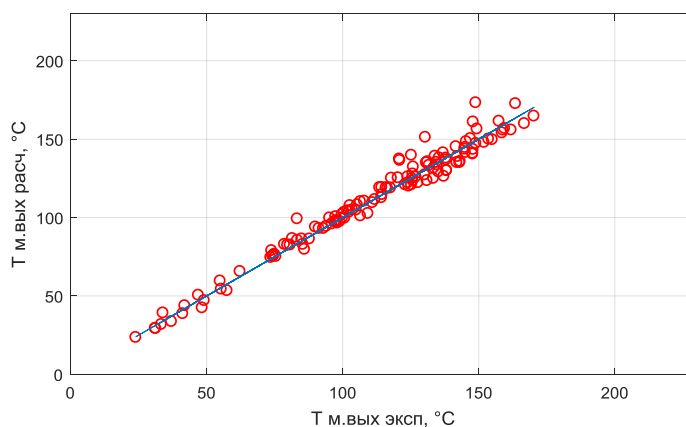
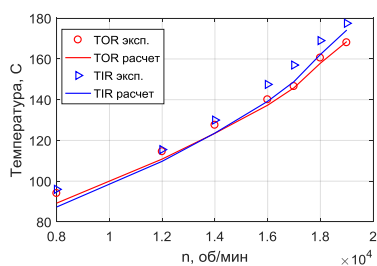
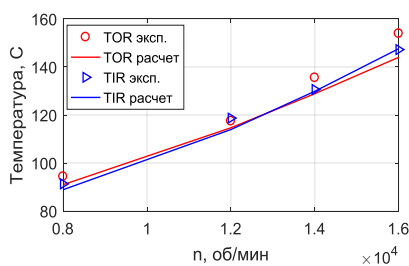


Рисунок 4.5. Сравнение расчетной и действительной температур масла на выходе из подшипника

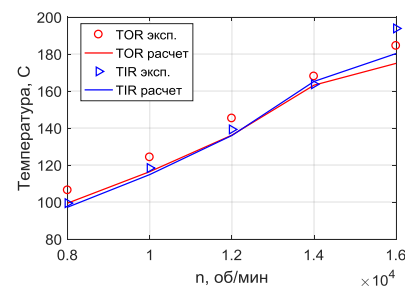
На рисунке 4.6. представлены графики сравнения расчетных и экспериментальных значений температур внутреннего и наружного колец гибридных подшипников с внутренним диаметром 150 мм. Из графиков видно, что для большинства точек отклонение составляет не более 5 °С.



а)  $V=10$  л/мин



б)  $V=7$  л/мин



в)  $V=5$  л/мин

Рисунок 4.6. Сравнение расчётных и экспериментальных значений температур колец гибридного подшипника в зависимости от частоты вращения при различных расходах масла,  $d=150$  мм,  $F_a=10$  кН:

- нар. кольцо эксперимент, — нар. кольцо расчет;
- ▷ внутр. кольцо эксперимент, — внутр. кольцо расчет.

## **4.2 Сравнение расчетных значений с экспериментальными данными, представленными в литературе**

Для проверки корректности полученных коэффициентов регрессии проведено сравнение расчетных значений с экспериментальными, представленными в литературе.

В таблицах 4.2-4.3 представлены сводные экспериментальные данные тепловыделения для стальных и гибридных подшипников, представленные в литературе и полученные на подшипниковых стендах ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова». В таблице указаны диапазоны изменяемых параметров (частоты вращения, осевой нагрузки, температуры масла на входе, расхода масла, параметра быстроходности), уровень тепловыделения, метод определения тепловыделения, способ подвода охлаждающего масла, количество экспериментальных точек. Где имеются данные, также указаны значения температур внутренних (TIR) и наружных (TOR) колец.

Наибольшее количество информации имеется по тепловыделению в стальных подшипниках (таблица 4.2). Ограничены данные по гибридным подшипникам и данные по температурам внутренних колец, в основном это данные испытаний на подшипниковых стендах ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» (таблица 4.3).

В таблице 4.4 представлены результаты сравнения расчётных значений тепловыделения и температур колец стальных подшипников с экспериментальными данными, представленными в литературе. По оси X расположены экспериментальные значения, по оси Y – расчётные. Из графиков видно, что разработанный расчетный метод прогнозирования теплового состояния подшипников обеспечивает соответствие расчетных значений экспериментальным результатам.

В таблице 4.5 представлено аналогичное сравнение для гибридных подшипников. Среднеквадратическое отклонение тепловыделения составляет до 2,1 кВт. Для более 93 % точек отличие в температурах колец составляет не более 5 °С, причём большие отклонения наблюдаются для внутреннего кольца при высоких частотах вращения (до 10 °С)



Таблица 4.2. Данные по исследованию тепловыделения в стальных подшипниках

Год – Авторы исследований	d, мм	n*10 <sup>-3</sup> , об/мин	F <sub>a</sub> , кН	V, л/мин	T <sub>м.вх</sub> , °С	dn*10 <sup>-6</sup> , мм·об/мин	Q, кВт	TOR, °С	TIR, °С	Вид охлаждения	Опред. тепловыд.	Число точек
1958 – Ерошкин [72]	130	6...14	29,6	3,8...10,8	100	0,8...1,8	1,5...13,2	-	-	Ф (1)	Q <sub>м</sub>	25
1978 – Демидович [59]	90; 100; 120	2...7	17,6	2,74	90	0,2...0,7	0,2...2,3	-	-	Ф (1)	Q <sub>м</sub>	19
1982 – Parker [69]	102; 120	12... 20,8	15; 22,4	3,3...4,7	80; 154	1,2...2,5	4...12	141...221	177..221	ПДК	Q <sub>ИКМ</sub>	12
1997 – Shoda [45]	150	8...15	20; 34	15	80	1,2...2.25	6...18	99...133	98...119	ПДК	Q <sub>м</sub> + ΔQ <sub>сопр</sub>	10
2004 – Flouros [81]	102	12...19	15	1,7...3,7	80	1,2...1,9	3...8	-	-	ПС	Q <sub>м</sub>	9
2005 – McCutchan [89]	127	14...21	9...35,7	12,3	93,3	1,8...2,7	н/д	132...194	-	ПДК	н/д	13
2009 – Петров и др.	130	3...17	3; 8; 9	2,2...3,4	41...115	0,4...2,2	0,3...5,4	107...212	-	ПДК	Q <sub>м</sub>	19
2010-2013 – Петров и др.	130	10...14	10; 20; 30	4; 5; 7	100	1,3...1,8	3...12	127...182	93...129	ПДК	Q <sub>м</sub>	27
2011 – Forster [43]	133	11,3...19,5	13,3...53,4	7,3...11,4	66...121	1,5...2,6	8...34	103...216	-	ПДК+ПС	Q <sub>м.скор</sub>	100
2018 – Петров и др.	150	2,5...12	10; 35	5, 7, 10	75; 100	0,4...1,8	0,3...9,5	72...139	70...147	Ф (2,3)	Q <sub>м</sub>	50

**Обозначения:**

н/д – нет данных;

Определение тепловыделения: Q<sub>м</sub> – тепло, уносимое маслом; Q<sub>ИКМ</sub> – изменение мощности, по показаниям измерителя крутящего момента; Q<sub>м.скор</sub> – тепло, уносимое маслом, скорректированное по показаниям измерителя крутящего момента; ΔQ<sub>сопр</sub> – тепло, уходящее к сопрягаемым деталям подшипника.

Величина определена при прокачке разогретого масла через неподвижный подшипник;

Вид охлаждения: Ф – через форсунки под сепаратор (в скобках кол-во форсунок); ПДК – под дорожку качения внутреннего кольца; ПС – под сепаратор через внутреннее кольцо.

Таблица 4.3. Данные по исследованию тепловыделения в гибридных подшипниках

Год – Авторы исследований	d, мм	$n \cdot 10^{-3}$ , об/мин	$F_a$ , кН	V, л/мин	$T_{м.вх}$ , °С	$dn \cdot 10^{-6}$ , мм·об/мин	Q, кВт	TOR, °С	TIR, °С	Вид охлаждения	Опред. тепловыд.	Число точек
1997 – Shoda [45]	150	8...15	20, 34	15	80	1,2...2,25	6...18	95...127	93...122	ПДК	$Q_m + \Delta Q_{сопр}$	10
2010 – Петров и др.	130	10...14	10, 30	4...7	100	1,3...1,8	4,3...12,6	119...193	85...143	ПДК	$Q_m$	27
2011 – Петров и др.	130	10...21,2	5...30	4...10,2	75...140	1,3...2,76	3...31,1	92...233	81...163	ПДК	$Q_m$	51
2011 – Forster [44]	133	11,3...19,5	13,3...53,4	7,3...11,4	66...121	1,5...2,6	8...34	99...201	-	ПДК+ПС	$Q_{м.скор}$	66
2013 – Петров и др.	130	10...21,2	10, 30	4; 5; 7	100	1,3...2,76	3,3...14,6	119...187	86..143	ПДК+ПС	$Q_m$	34
2018 – Петров и др.	150	2,5...19	10; 35	5, 7, 10	70, 130	0,4...2,85	0,3...22	71...184	64...194	Ф (2,3)	$Q_m$	56

Таблица 4.4. Сравнение расчётных и экспериментальных данных для стальных подшипников

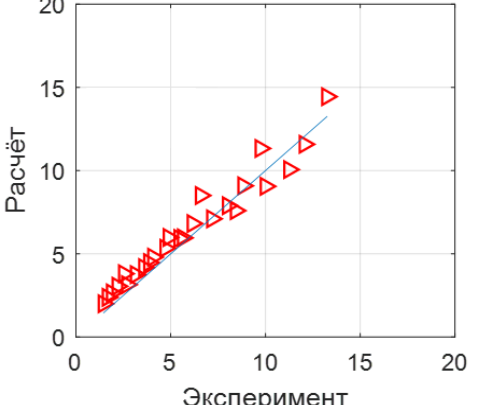
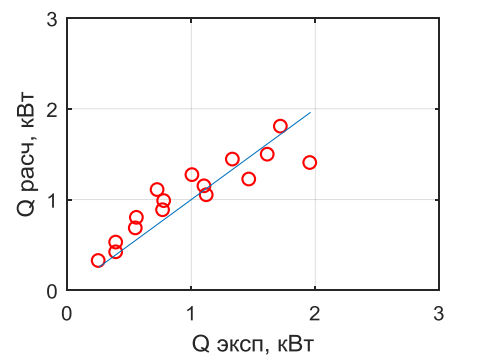
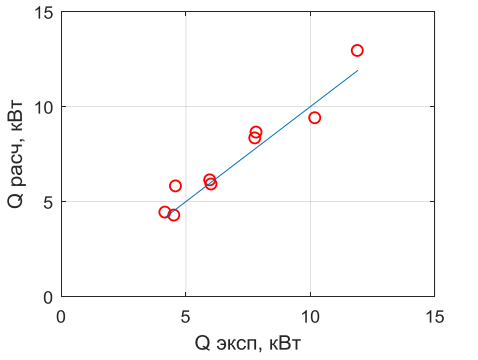
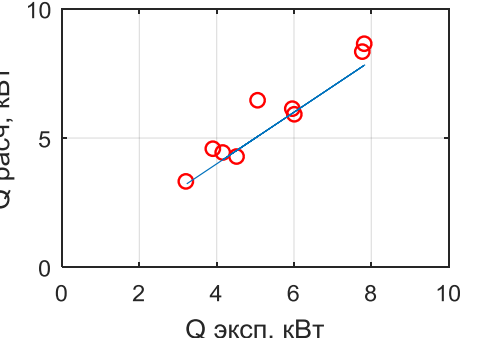
Год – Авторы	Тепловыделение, кВт	Темп. наруж. кольца, °С
1958 – Ерошкин [72]		нет данных
1978 – Демидович [59]		нет данных
1982 – Parker [69]		нет данных
2004 – Flouros [81]		нет данных

Таблица 4.4. Окончание

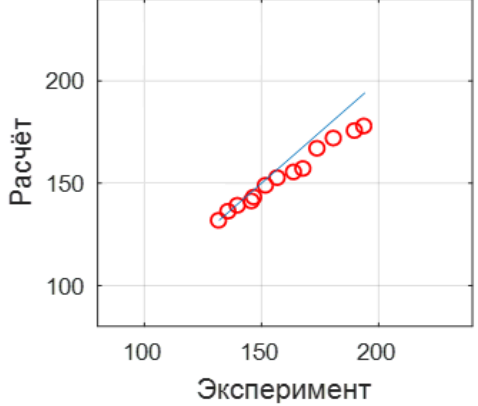
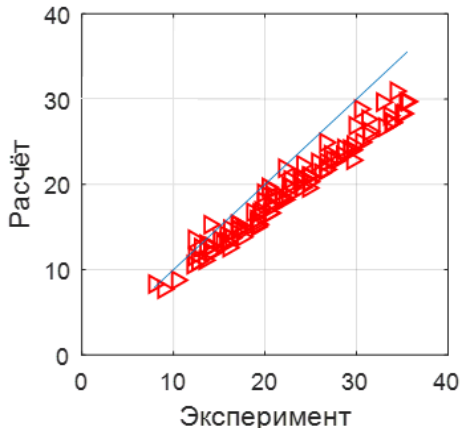
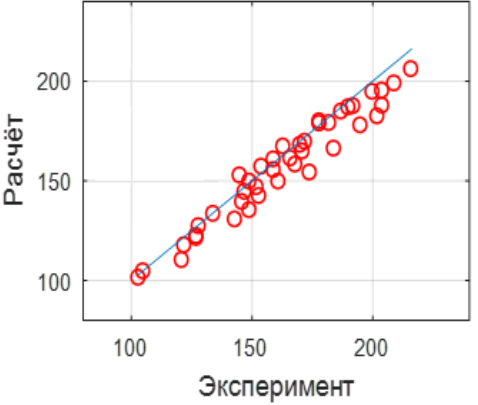
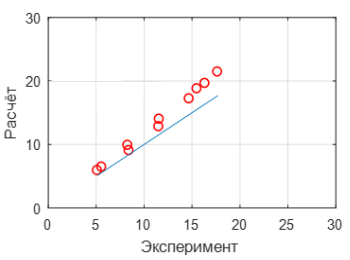
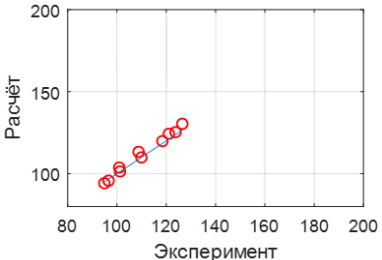
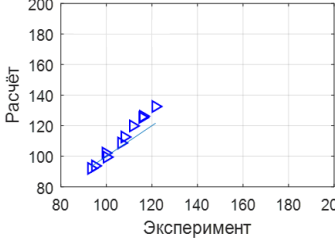
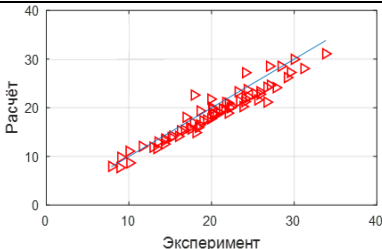
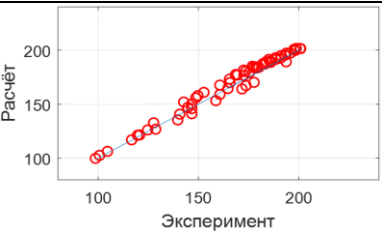
Год – Авторы	Тепловыделение, кВт	Темп. наруж. кольца, °С
2005 – McCutchan [89]	нет данных	
2011 – Forster [43]		

Таблица 4.5. Сравнение расчётных и экспериментальных данных для гибридных подшипников

Год – Авторы	Тепловыделение, кВт	Темп. нар. кольца, °С	Темп. внутр. кольца, °С
1997 – Shoda [45]			
2011 – Forster [44]			нет данных

### 4.3 Сравнение с существующими методами расчета

В главе 2.2 представлен обзор существующих методов определения тепловыделения в стальных подшипниках. Практически все рассмотренные методы разработаны для стальных подшипников, поэтому сравнение будет проходить для данных по стальным подшипникам (см. таблицу 4.3). Результаты расчёта по методам FAG, SKF, MTU, KAI, AFRL, ЦИАМ-1, ЦИАМ-2 и по разработанному в данной диссертации методу ЦИАМ-3 представлены на рисунке 4.7.

Все рассмотренные методы дают приемлемые результаты для области своего применения (область, в которой они были получены). Однако, при выходе за пределы применения расхождения расчетных и экспериментальных значений становятся значительными. Стоит отметить, что наиболее близкое соответствие расчетных значений экспериментальным данным обеспечивает разработанный метод ЦИАМ-3.

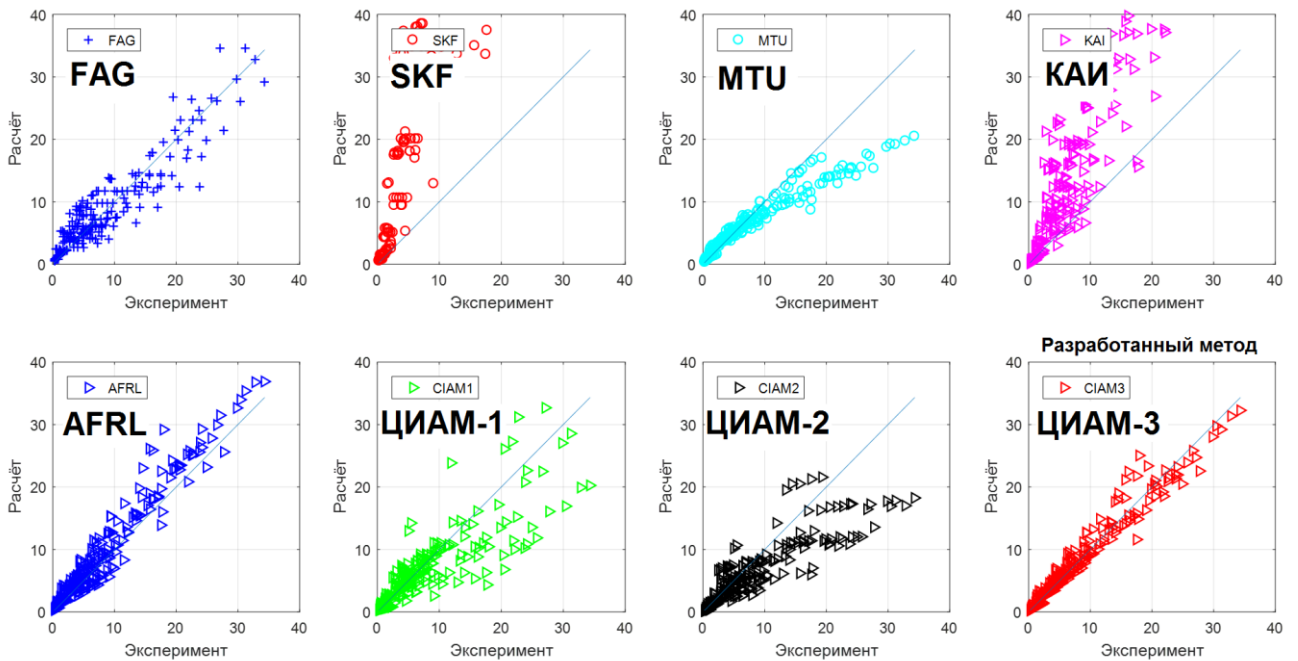


Рисунок 4.7. Сравнение экспериментальных данных тепловыделения в стальных подшипниках с расчетными значениями, полученными по различным методам

**Выводы по главе 4**

1. На основании результатов испытаний разработан расчетный метод прогнозирования теплового состояния гибридных подшипников, обеспечивающий соответствие расчетных значений результатам испытаний.
2. Разработанный метод определения тепловыделения в гибридных подшипниках позволяет значительно сократить объем экспериментальных исследований и ускорить разработку подшипниковых узлов, в частности подобрать необходимый расход масла, рассчитать ожидаемые величины температур наружного и внутреннего колец.

## ГЛАВА 5. РАЗРАБОТКА МЕТОДА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГИБРИДНЫХ ПОДШИПНИКОВ С УЧЁТОМ ИХ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ

### 5.1 Разработка метода прогнозирования долговечности

Разогрев деталей подшипника и масла вызывает изменение величин зазоров в подшипнике, распределения нагрузки и вязкости масла. Высокие температуры уменьшают твердость и прочность элементов подшипника, уменьшают толщину масляной пленки в контакте, что приводит к увеличению контактных напряжений и уменьшению долговечности подшипника. Температура в контакте не должна превышать температуру вспышки масла, так как это может привести к выходу масла из строя и, как следствие, к разрушению подшипника. Причины теплового разрушения подшипника описаны в статье [90] и представлены на рисунке 5.1.

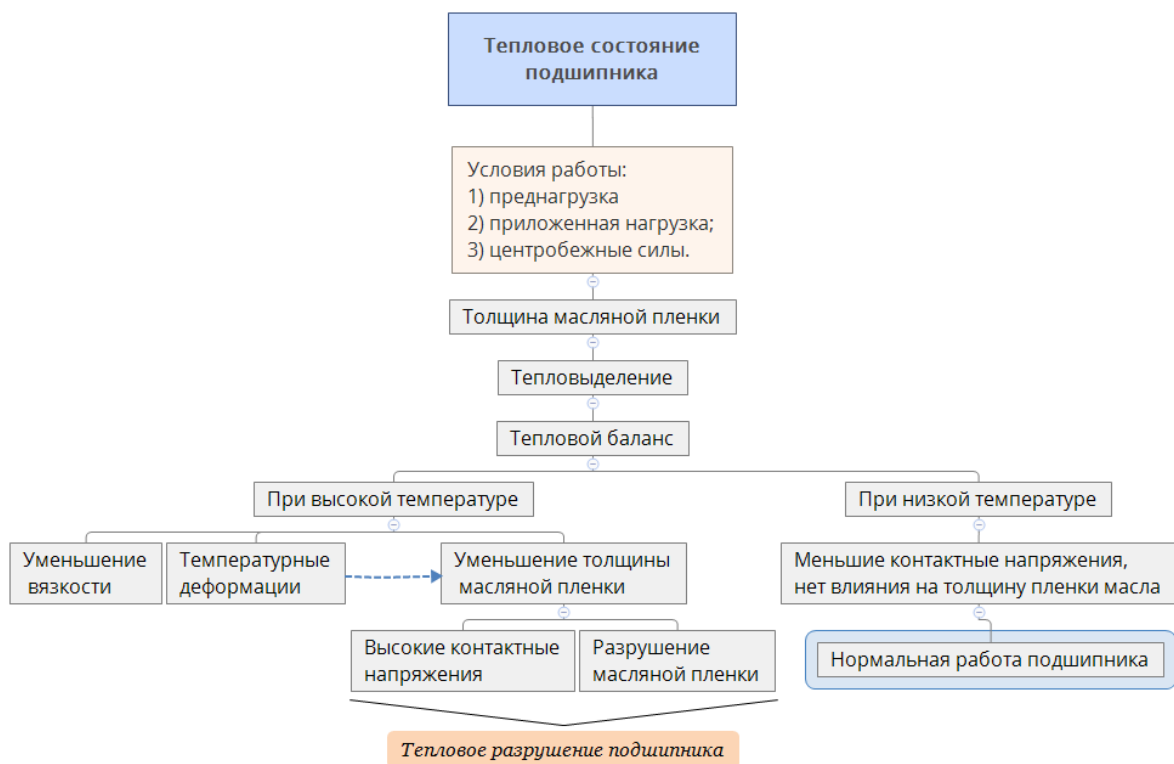


Рисунок 5.1. Причины теплового разрушения подшипника [90]

Задачей конструктора является исключение режима работы, который бы привел к тепловому разрушению подшипника, что обеспечивается правильным подбором расхода масла, внутреннего радиального зазора и величины натяга внутреннего кольца подшипника на вал. Ниже представлен метод прогнозирования долговечности гибридных подшипников с учётом их теплового состояния [91], который позволяет решить обозначенные задачи.

На рисунке 5.2 представлена структура расчёта долговечности подшипников. Основные отличия от стандартных расчётных методов следующие:

1. Температуры колец рассчитываются по разработанному методу прогнозирования теплового состояния подшипников.
2. Расчёт радиального зазора проводится на каждом этапе его изменения.
3. Расчёт эквивалентной нагрузки проводится с учётом действительного распределения нагрузки по телам качения в зависимости от вида действующих на подшипник нагрузок: только осевая, только радиальная, комбинированная.

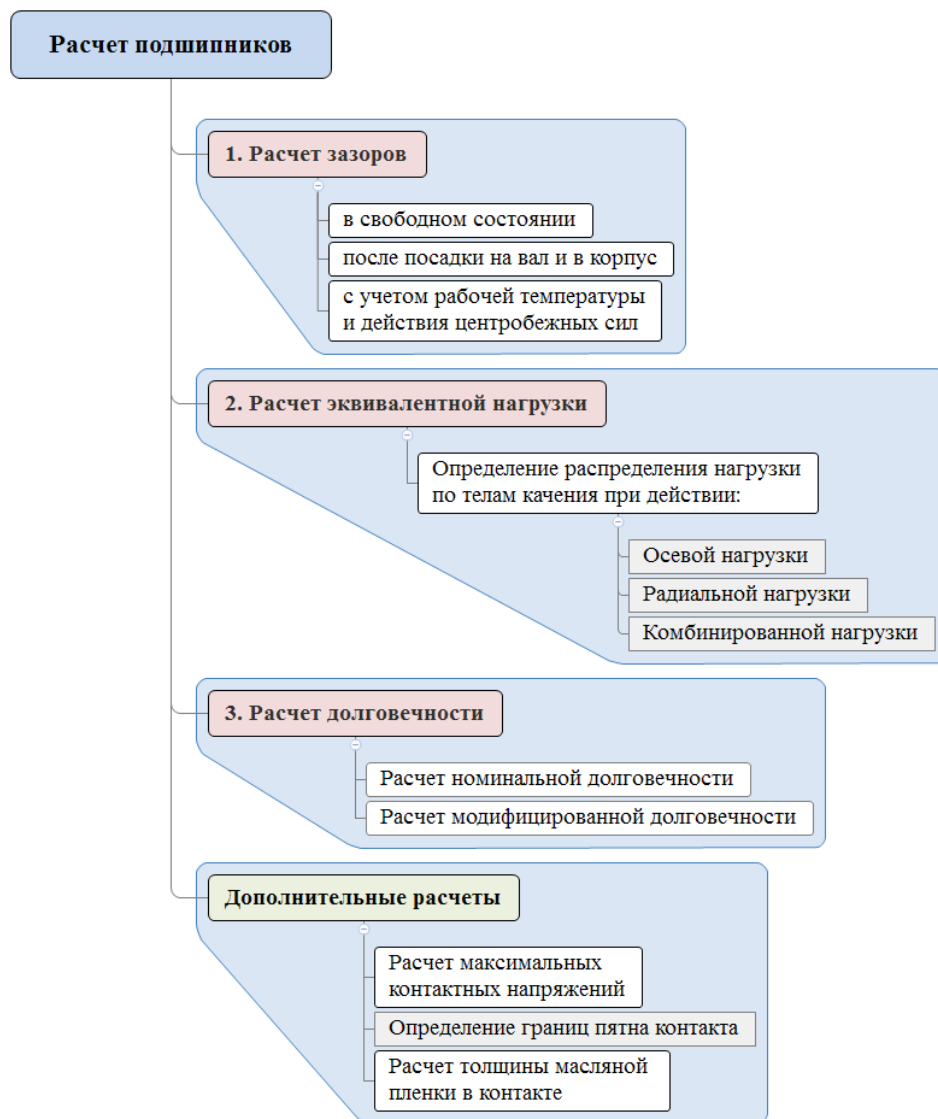


Рисунок 5.2. Структура расчёта долговечности подшипников.

Расчёт долговечности подшипника с учётом его теплового состояния реализован в программном комплексе MATLAB и включает в себя 3 модуля расчёта. Преимущество такого подхода в том, что в дальнейшем можно будет совершенствовать каждый модуль расчета по отдельности.



Первый модуль рассчитывает изменение зазоров и углов контакта с учётом величин натягов колец на вал и в корпус, центробежных сил и теплового состояния подшипника. Сначала рассчитываются радиальный зазор и угол контакта в свободном состоянии, далее после посадки колец подшипника на вал и в корпус, затем – с учётом ожидаемых температур колец подшипника и действия центробежных сил. Температуры колец рассчитываются по разработанному методу прогнозирования теплового состояния подшипников.

Второй модуль программы рассчитывает эквивалентную нагрузку с учётом действительного распределения нагрузки по телам качения в зависимости от вида действующих нагрузок: только осевая, только радиальная, комбинированная.

Третий модуль программы рассчитывает номинальную долговечность подшипника  $L_{H10}$ , модифицированную долговечность согласно ISO281:2007 [37] (ГОСТ18855-2013 [38]) и расчет долговечности согласно методике ЦИАМ-ВНИПП [92]. Модифицированная долговечность может быть посчитана также по другим методам, например по предложенной специалистами фирмы FAG [93].

Дополнительно проводятся расчёт максимальных контактных напряжений, толщина масляной плёнки в контакте и проверяется условие, что всё пятно контакта находится в пределах желоба дорожки качения.

### **5.1.1 Расчет рабочего радиального зазора**

#### **Последовательность расчета**

1. Ввод данных: размеры подшипника; свойства материалов колец, тел качения подшипника, вала, корпуса (см. Приложение А); температуры; частота вращения.
2. Расчёт внутренней геометрии в арочных подшипниках с многоточечным контактом. Определение радиального зазора и угла контакта в свободном состоянии.
3. Расчёт изменения размеров деталей подшипника при посадке с натягом.
4. Расчёт изменения радиального зазора за счёт нагрева и действия центробежных сил. Определение итоговых значений радиального зазора и угла контакта.
5. Расчёт окружных напряжений во внутреннем кольце.

### Расчёт внутренней геометрии шарикоподшипников с многоточечным контактом

Для опор высокоскоростных ТРДД применяются радиально-упорные подшипники с многоточечным контактом и разъемным внутренним кольцом. Многоточечными называют подшипники, в которых при радиальной нагрузке число точек контакта с кольцами больше двух. Различают четырех- и трехточечные подшипники (рисунок 5.3).

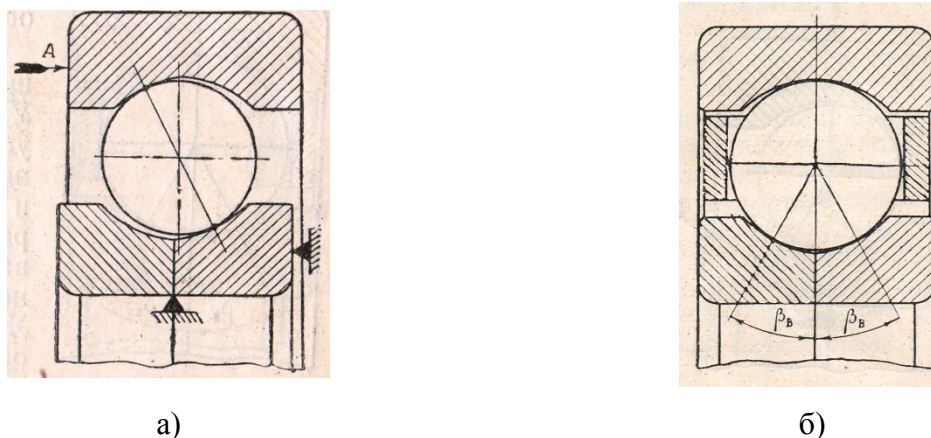


Рисунок 5.3. Радиально-упорные шарикоподшипники с многоточечным контактом [94]: а) с 4-х точечным контактом; б) с 3-х точечным контактом.

Нормальная работа многоточечного шарикового подшипника предполагает наличие контакта в двух точках при действии осевой нагрузки – одна точка на внутреннем кольце и одна точка на наружном. Во избежание трехточечного контакта внутренние зазоры подбираются таким образом, чтобы шарики имели некоторую свободу перемещения и отрываться от ненагруженной стороны дорожки качения [94].

В отличие от радиальных шариковых подшипников, в трех- и четырехточечных подшипниках центра желобов смещены относительно оси симметрии подшипника (см. рисунок 5.4), и желоба дорожек качения имеют арочную форму, поэтому многоточечные подшипники в литературе также называют арочными. Особенность конструкции арочных подшипников позволяет им воспринимать более высокую осевую нагрузку в двух направлениях при уменьшенном радиальном зазоре с возможностью работать при высоких частотах вращения.

В арочном подшипнике разделяют два вида углов контакта: угол покоя, и угол контакта в свободном состоянии [95]. Угол покоя  $\beta_{rest}$  – угол контакта с дорожками качения при крайнем радиальном положении внутреннего кольца. Угол контакта в свободном состоянии  $\beta_{free}$  – угол контакта с дорожками качения при крайнем осевом положении внутреннего кольца. Указанные углы в общем случае отличаются друг от друга (угол контакта в свободном состоянии больше) и совпадают друг с другом при нулевом радиальном зазоре. Разница в этих углах показана на рисунке 5.5.

Для определения внутренней геометрии арочного подшипника необходимо знать два из трех параметров: радиальный зазор в арочном подшипнике  $S_d$ , углы покоя  $\beta_{rest}$ , величины  $g_i, g_o$ , см. рисунок 5.6. В отечественной практике чаще задаются величинами смещения центров дорожек качения в осевом направлении [96], которые равны  $X_i = \frac{g_i}{2}, X_o = \frac{g_o}{2}$ .

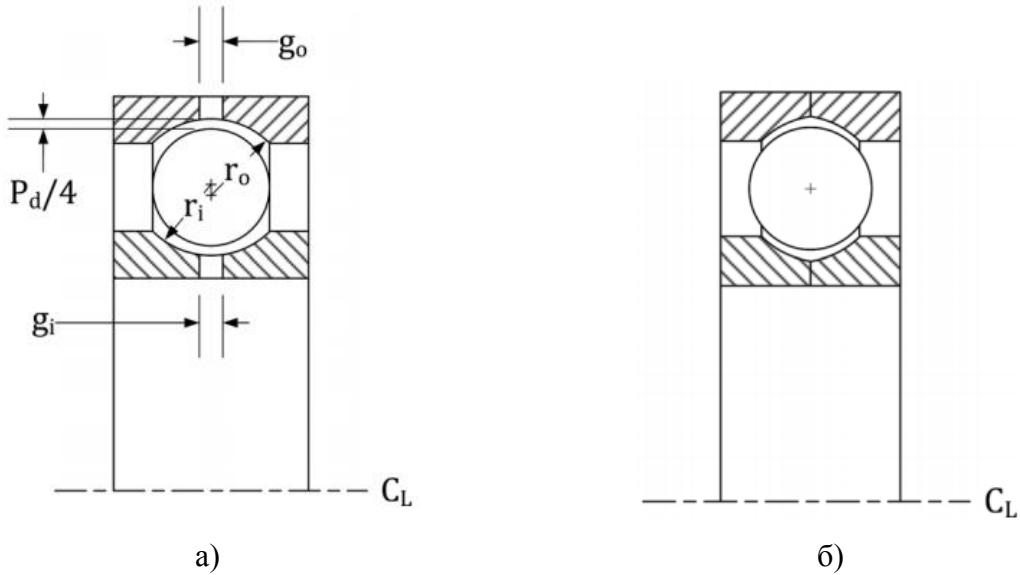


Рисунок 5.4. Внутренняя геометрия подшипников: а) шарикоподшипник радиальный с обозначением зон  $g_i, g_o$ , которых нет в многоточечном подшипнике; б) многоточечный 4-х точечный подшипник [95]

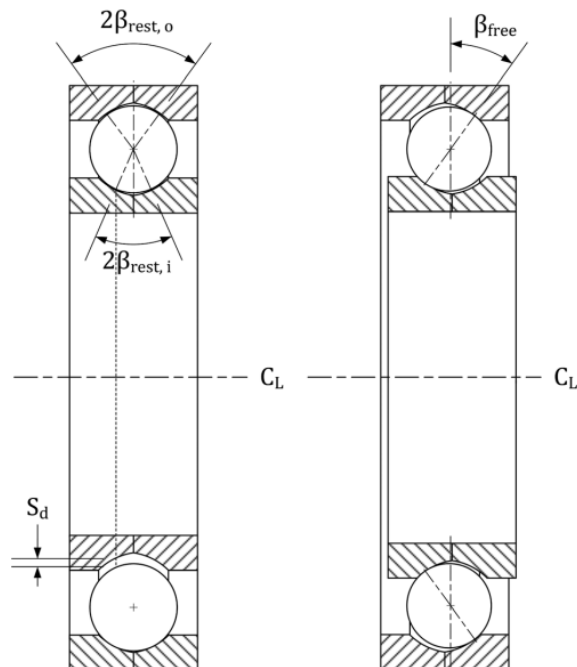


Рисунок 5.5. Угол покоя  $\beta_{rest}$  и угол контакта в свободном состоянии  $\beta_{free}$  в многоточечном подшипнике [95]

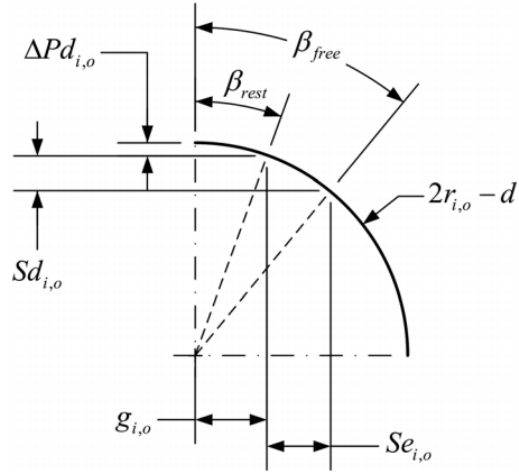


Рисунок 5.6. Иллюстрация взаимосвязи параметров внутренней геометрии арочного подшипника [95]

Радиусы дорожек колец подшипника:

$$r_i = f_i \cdot D; r_o = f_o \cdot D.$$

Величины  $g_i, g_o$  (рисунки 5.3, 5.6) определяются по следующим уравнениям:

$$g_i = \sin \beta_{rest,i} \cdot (2r_i - D), g_o = \sin \beta_{rest,o} \cdot (2r_o - D).$$

Радиальный зазор в обычном радиально-упорном подшипнике связан с углом контакта в свободном состоянии по следующей зависимости [28,95]:

$$P_d = 2Bd(1 - \cos \beta_{free}),$$

где  $B = f_o + f_i - 1$ .

В арочном подшипнике за счёт того, что в подшипнике убрана центральная часть (см. рисунок 5.4) величина радиального зазора меньше, чем в традиционном подшипнике на величины:

$$\Delta P_{d,i} = (2r_i - d)(1 - \cos \beta_{rest,i}),$$

$$\Delta P_{d,o} = (2r_o - d)(1 - \cos \beta_{rest,o}).$$

Таким образом, величина  $P_d$  будет равна сумме радиального зазора в арочном подшипнике  $S_d$  и величин  $\Delta P_{d,i}, \Delta P_{d,o}$  (см. рисунок 5.6):

$$P_d = S_d + \Delta P_{d,i} + \Delta P_{d,o}.$$

Угол контакта в свободном состоянии определяется из следующего уравнения:

$$\beta_{free} = \cos^{-1} \left( 1 - \frac{P_d}{2Bd} \right).$$

Осевой зазор в арочном подшипнике:

$$S_e = 2Bd \sin \beta_{free} - g_i - g_o.$$

Более подробно особенности внутренней геометрии арочных подшипников с многоточечным контактом описаны в [28,95–97].

### Расчёт изменения размеров деталей при посадке с натягом

Внутреннее кольцо подшипника устанавливается на вал с гарантированным натягом. При этом происходит изменение размеров колец, что необходимо учитывать для определения фактического зазора в подшипнике.

Изменение размера внутреннего кольца подшипника при посадке с натягом равно [28]:

$$\Delta_{IR} = \frac{2I(D_1/D)^2}{[(D_1/D)^2 - 1] \left\{ \left[ \frac{(D_1/D)^2 + 1}{(D_1/D)^2 - 1} + \xi_1 \right] + \frac{E_1}{E_2} \left[ \frac{(D/D_2)^2 + 1}{(D/D_2)^2 - 1} - \xi_2 \right] \right\}}$$

где  $I$  – величина натяга, мм;  $D$  – диаметр посадочный, мм;  $D_2$  – внутренний диаметр охватываемого тела, мм;  $D_1$  – наружный диаметр охватывающего тела, мм (см. рисунок 5.7);  $E_1, E_2$  – модуль упругости материала подшипника и вала, МПа;  $\xi_1, \xi_2$  – коэффициент Пуассона материала подшипника и вала.

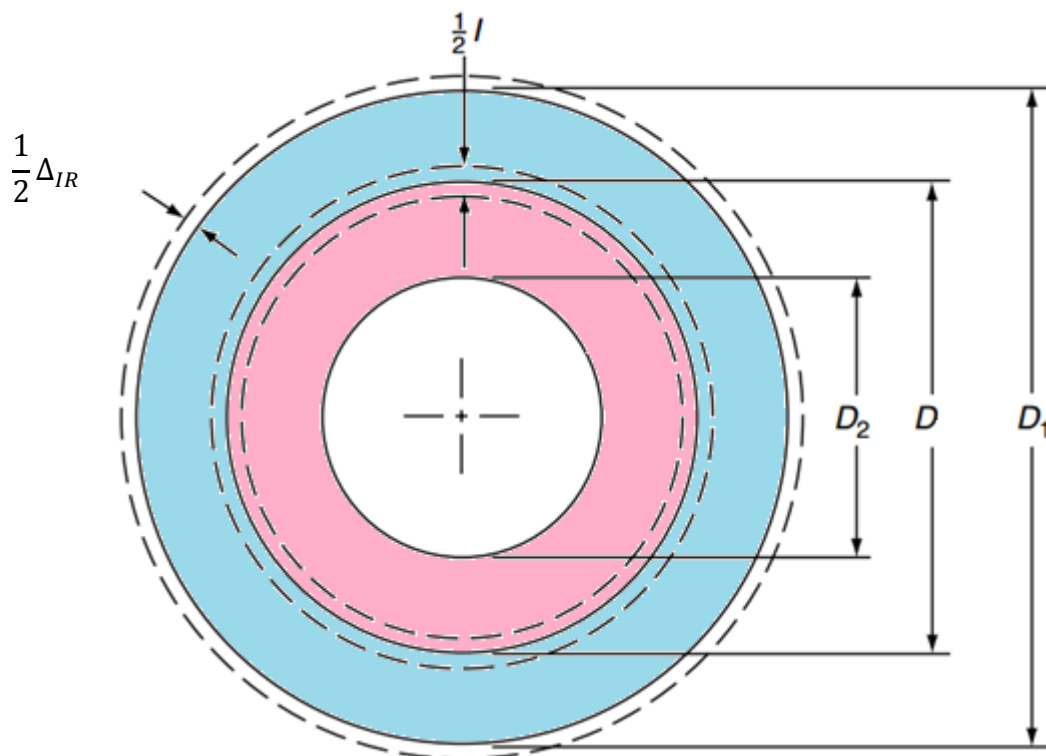


Рисунок 5.7. Схематическое изображение посадки внутреннего кольца на вал

Наружное кольцо подшипника устанавливается в корпус по переходной посадке и изменение размеров кольца определяется по аналогичной формуле:

$$\Delta_{OR} = \frac{2I(D/D_2)^2}{[(D/D_2)^2 - 1] \left\{ \left[ \frac{(D/D_2)^2 + 1}{(D/D_2)^2 - 1} + \xi_2 \right] + \frac{E_2}{E_1} \left[ \frac{(D_1/D)^2 + 1}{(D_1/D)^2 - 1} - \xi_1 \right] \right\}}$$

Изменение радиального зазора после монтажа подшипника на вал и в корпус равно, мм:

$$\Delta S_d = -\Delta_{IR} - \Delta_{OR}.$$

### Расчёт изменения радиального зазора за счёт нагрева и действия центробежных сил

Изменение радиального зазора в подшипнике за счёт нагрева равно [28]:

$$\Delta_T = \alpha_r(D_{2o}(TOR - T_a) - D_{1i}(TIR - T_a) - 2\alpha_{RE}D_w(TRE - T_a)),$$

где  $\alpha_r, \alpha_{RE}$  – коэффициент линейного теплового расширения колец и тел качения,  $1/^\circ\text{C}$ ;  $TIR, TOR$  – температуры внутреннего и наружного колец подшипника,  $^\circ\text{C}$ ;  $TRE = (TIR + TOR)/2$  – температура тел качения,  $^\circ\text{C}$ ;  $T_a = 20^\circ\text{C}$  – температура сборки подшипника;  $D_w$  – диаметр тел качения, мм;  $D_{1i}, D_{2o}$  – диаметры контакта тел качения с дорожками качения внутреннего и наружного колец, мм:

$$D_{1i} = d_m(1 - \gamma), D_{2o} = d_m(1 + \gamma), \gamma = \frac{D \cos \alpha}{d_m}.$$

Изменение величины натяга наружного кольца в корпусе:

$$\Delta I_{h,T} = (\alpha_r - \alpha_h) D_h(TOR - T_a),$$

где  $\alpha_h$  – коэффициент линейного теплового расширения материала корпуса,  $1/^\circ\text{C}$ ;  $D_h$  – диаметр наружного кольца подшипника, мм.

Изменение величины натяга внутреннего кольца подшипника на вал:

$$\Delta I_{s,T} = (\alpha_s - \alpha_r) d(TIR - T_a),$$

где  $\alpha_s$  – коэффициент линейного теплового расширения материала вала,  $1/^\circ\text{C}$ ;  $d$  – внутренний диаметр подшипника, мм.

Увеличение размеров деталей от центробежных сил определялись согласно [96]:

– для внутреннего кольца:

$$\Delta d_{IR,FC} = \frac{\rho_{IR} \omega^2 d}{16E_{IR}} [(1 - \xi_{IR})d^2 + (3 + \xi_{IR})D_{1i}^2],$$

– для вала:

$$\Delta d_{s,FC} = \frac{\rho_s \omega^2 d}{16E_s} [(1 - \xi_s)D_{2i}^2 + (3 + \xi_s)d^2],$$

– для тел качения:

$$\Delta D_{w,FC} = \frac{\rho_{RE} \omega_0^2 D_w^3}{32E_{RE}} (1 - \xi_{RE}),$$

где  $E$  – модуль упругости, МПа;  $\xi$  – коэффициент Пуассона;  $d$  – внутренний диаметр, мм;  $D_{1i}$  – наружный диаметр внутреннего кольца по контакту, мм;  $D_{2i}$  – внутренний диаметр вала, мм;  $\omega, \omega_0$  – угловая скорость вращения вала и сепаратора, рад/с.

$IR, s, RE$  – индексы, соответствующие внутреннему кольцу, валу и телам качения;

Изменение величин за счет действия центробежных сил:

– радиального зазора:

$$\Delta S_{d,FC} = -\Delta d_{IR,FC} - 2\Delta D_{w,FC},$$

– натяга по внутреннему кольцу:

$$\Delta I_{s,FC} = -\Delta d_{IR} - \Delta d_s.$$

Изменение натяга наружного кольца в корпус за счёт нагрева равно:

$$\Delta I_h = I_{h,a} + \Delta I_{h,T},$$

где  $I_{h,a}$  – величина натяга наружного кольца в корпус при сборке, мм.

Изменение натяга внутреннего кольца за счёт нагрева и действия центробежных сил:

$$\Delta I_s = I_{s,a} + \Delta I_{s,T} - \Delta I_{s,FC},$$

где  $I_{s,0}$  – величина натяга внутреннего кольца на вал при сборке, мм.

Для найденных значений величин натягов далее следует провести расчёт изменения размеров деталей за счёт посадки по внутреннему ( $\Delta I_{IR}$ ) и наружному ( $\Delta I_{OR}$ ) диаметрам согласно формулам, приведенным выше.

Изменение радиального зазора за счёт действия нагрева и центробежных сил равно:

$$\Delta S_d = \Delta T - \Delta I_{IR} - \Delta I_{OR} + \Delta S_{d,FC},$$

Итоговый радиальный зазор с учётом нагрева деталей и действия центробежных сил:

$$S_d = S_{d,a} + \Delta S_d,$$

$S_{d,a}$  – радиальный зазор в арочном подшипнике в свободном состоянии, мм.

Для полученной величины радиального зазора рассчитываются значения осевого зазора и угол контакта по приведенным выше формулам.

### Расчёт окружных напряжений

Для подшипников, работающих при высоких частотах вращения, необходимо применять посадки с увеличенными натягами. При этом практически важно знать величину, возникающих во внутреннем кольце подшипника окружных напряжений.

Усилия во внутреннем кольце подшипника, обусловленные действием внутреннего давления и центробежной нагрузки определяются следующим образом.

Введём обозначения:

$$r = \frac{d}{2}; r_1 = \frac{D_1}{2},$$

где  $d$  – внутренний диаметр подшипника, мм,  $D_1$  – наружный диаметр внутреннего кольца, мм.

Постоянные интегрирования для случая действия внутреннего давления и центробежной нагрузки равны:

$$C_2 = \frac{P_{IR}B + \frac{1}{8}(3 + \xi)\rho B\omega^2(r^2 - r_1^2)}{\frac{1}{r^2} - \frac{1}{r_1^2}},$$

$$C_1 = \frac{1}{8}(3 + \xi)\rho B\omega^2\left(r_1^2 - \frac{C_2}{r_1^2}\right),$$

где  $P_{IR}$  – давление от посадки внутреннего кольца подшипника на вал, МПа;  $B$  – ширина внутреннего кольца подшипника, мм;  $\xi$  – коэффициент Пуассона;  $\rho$  – плотность материала кольца, т/мм<sup>3</sup>;  $\omega$  – частота вращения, рад/с.

Величина внутреннего давления, МПа:

$$P_{IR} = \frac{I/D}{\frac{1}{E_1} \left[ \frac{(D_1/D)^2 + 1}{(D_1/D)^2 - 1} + \xi_1 \right] + \frac{1}{E_2} \left[ \frac{(D/D_2)^2 + 1}{(D/D_2)^2 - 1} - \xi_2 \right]}.$$

Интенсивность радиальных  $T_1$  и окружных  $T_2$  усилий во внутреннем кольце (на радиусе  $r$ ):

$$T_1 = C_1 + \frac{C_2}{r^2} - \frac{1}{8}(3 + \xi)\rho B\omega^2 r^2,$$

$$T_2 = C_1 - \frac{C_2}{r^2} - \frac{1}{8}(1 + 3\xi)\rho B\omega^2 r^2.$$

Максимальные окружные и радиальные напряжения на внутреннем кольце подшипника:

$$\sigma_T = \frac{T_2}{B}, \sigma_R = -\frac{T_1}{B},$$

### 5.1.2 Расчет эквивалентной нагрузки

#### Последовательность расчёта

1. Ввод данных: свойства материалов колец и тел качения (Приложение А); свойства масла (Приложение Б); нагрузки, действующие на подшипник.
2. Расчёт распределения нагрузки по телам качения при действии:
  - 2.1. осевой нагрузки;
  - 2.2. радиальной нагрузки;
  - 2.3. комбинированной нагрузки;
3. Расчёт эквивалентной нагрузки



### Расчёт эквивалентной нагрузки

Эквивалентная нагрузка для шарикового подшипника рассчитывается с учётом действительного распределения нагрузок по телам качения по формуле:

$$P_{\text{ЭКВ}} = f \cdot \left( \frac{\sum_{i=1}^Z Q_i^3}{Z} \right)^{\frac{1}{3}} Z \cos \alpha,$$

где  $Q_i$  – нагрузка на  $i$  тело качения,  $f$  – коэффициент, зависящий от типа подшипника.

Распределение нагрузки по телам качения рассчитывается в зависимости от вида действующей нагрузки: только осевая, только радиальная и комбинированная [28,98,99].

### Расчёт распределения нагрузки по телам качения

#### Действует осевая нагрузка

Угол контакта  $a$  в подшипнике при действии осевой нагрузки (см. рисунок 5.8) может быть определен из уравнения:

$$\frac{\frac{F_a}{ZD_w^2 K} - \sin a \left( \frac{\cos a^0}{\cos a} - 1 \right)^{1,5}}{\cos a \left( \frac{\cos a^0}{\cos a} - 1 \right)^{1,5} + 1,5 \tan^2 a \left( \frac{\cos a^0}{\cos a} - 1 \right)^{0,5} \cos a^0} = 0,$$

где  $a^0$  – угол контакта до действия осевой нагрузки, рад;  $K$  – параметр нелинейной жесткости подшипника, МПа. Величина  $K$  может быть определена из [28].

Уравнение решается численными методами. Нагрузка на каждое тело качения определяется из уравнения:

$$Q = \frac{F_a}{Z \sin a}.$$

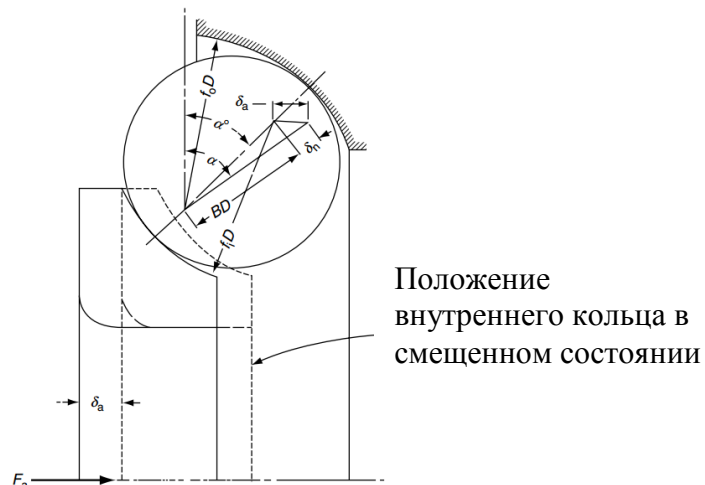


Рисунок 5.8. Смещение внутреннего кольца подшипника при действии осевой нагрузки

Действует радиальная нагрузка

Приложенная к подшипнику радиальная нагрузка равна сумме вертикальных компонент нагрузок по телам качения:

$$F_r = \sum_{\psi=0}^{\psi=\pm\psi} Q_{\psi} \cos \psi,$$

или

$$F_r = Q_{max} \sum_{\psi=0}^{\psi=\pm\psi} \left[ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right]^n \cos \psi,$$

где  $\psi$  – угол между телами качения, рад;  $n$  – показатель степени ( $n = \frac{3}{2}$  для шариковых подшипников);  $\varepsilon$  – отношение проекции нагруженной зоны к диаметру дорожки качения внутреннего кольца [28,100];  $Q_{max}$  – максимальная нагрузка в контакте наиболее нагруженного тела качения, Н.

В интегральной форме:

$$F_r = ZQ_{max} \times \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_l}^{+\psi_l} \left[ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right]^n \cos \psi d\psi,$$

где

$$J_r = \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_l}^{+\psi_l} \left[ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right]^n \cos \psi d\psi.$$

Значения интеграла  $J_r$  приведены в табличном виде в [28,98,99] в зависимости от величины  $\varepsilon$ .

Максимальная нагрузка будет иметь место для тела качения на линии действия радиальной нагрузки,  $\psi=0$ :

$$Q_{max} = K_n \delta_{\psi=0}^n = ZK_n \left( \delta_r - \frac{1}{2} S_d \right)^n,$$

где  $\delta_r$  – перемещение кольца в радиальном направлении, мм;  $K_n$  – параметр нелинейной жесткости подшипника;  $Z$  – число тел качения.

Таким образом, радиальная нагрузка может быть вычислена из следующей зависимости:

$$F_r = ZK_n \left( \delta_r - \frac{1}{2} S_d \right)^n J_r.$$

Уравнение решается численно. Полученные из решения значения  $\delta_r, J_r$  позволят определить распределение нагрузок по телам качения.

На рисунке 5.9 приведены примеры распределения нагрузки по телам качения для разных значений радиальных зазоров.

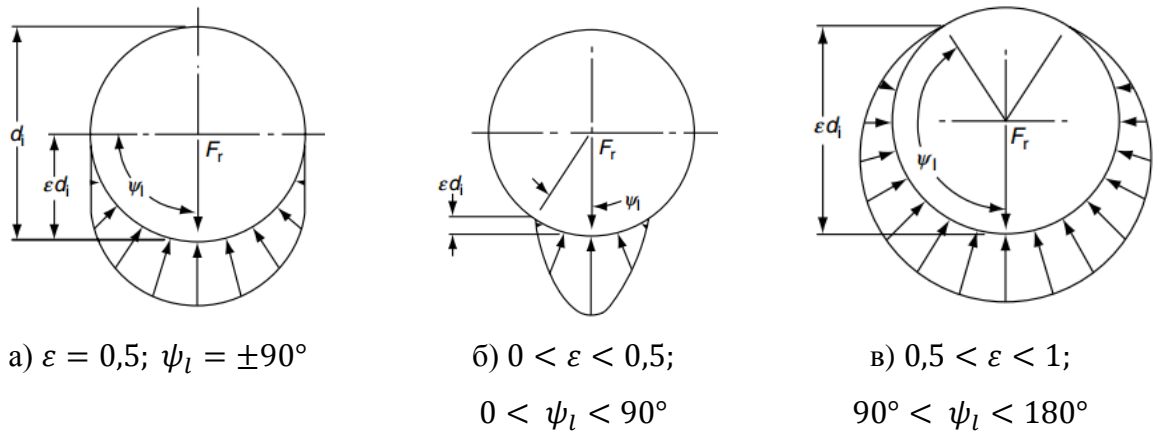


Рисунок 5.9. Распределение нагрузки по телам качения для разных величин радиального зазора: а) нулевой радиальный зазор; б) наличие зазора; в) наличие преднатяга

### Действует комбинированная нагрузка

При действии осевой и радиальной нагрузки перемещение колец происходит и в осевом и радиальном направлениях (рисунок 5.10).

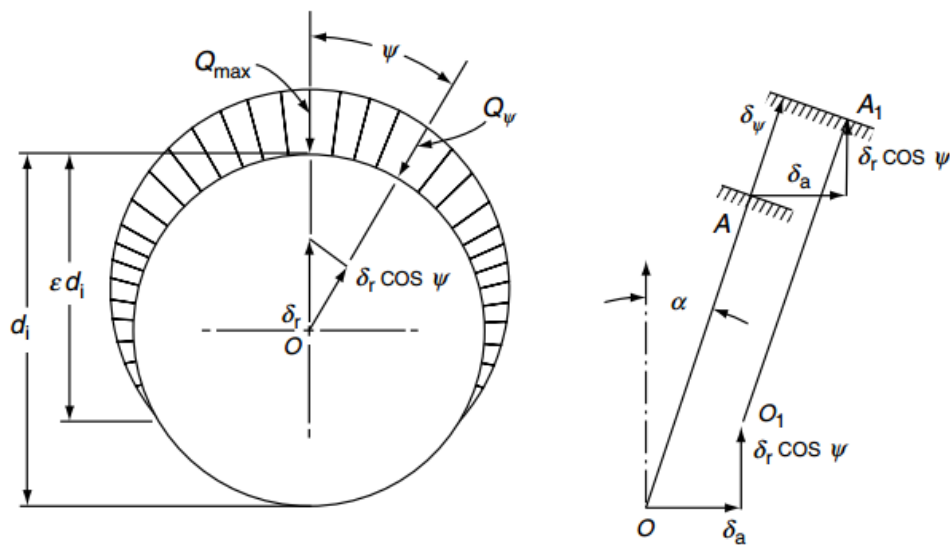


Рисунок 5.10. Перемещения колец подшипника при действии осевой и радиальной нагрузок

[28,98]

Перемещение для угла  $\psi$  составляет:

$$\delta_\psi = \delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha \sin \psi.$$

Максимальное перемещение при  $\psi=0$  равно:

$$\delta_{max} = \delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha,$$

$$\delta_\psi = \delta_{max} \left[ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right].$$

Нагрузка на каждое тело может быть вычислена по зависимости:

$$Q_{\psi} = Q_{max} \left[ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right]^n.$$

Максимальная нагрузка равна:

$$Q_{max} = \frac{F_r}{J_r(\varepsilon)Z \sin \alpha} = \frac{F_a}{J_a(\varepsilon)Z \sin \alpha}.$$

Значения интегралов  $J_r(\varepsilon)$  и  $J_a(\varepsilon)$  приведены в табличном виде в [28,98].

### 5.1.3 Расчет долговечности

#### Расчет динамической грузоподъемности

Динамическая грузоподъемность стального шарикового однорядного подшипника определяется согласно стандарту ISO281:2007 [37] (ГОСТ18855-2013 [38]):

$$C_r = b_m f_c (\cos \alpha)^{0,7} Z^{2/3} D_w^{1,8} \text{ для } D_w \leq 25,4 \text{ мм,}$$

$$C_r = 3,647 b_m f_c (\cos \alpha)^{0,7} Z^{2/3} D_w^{1,4} \text{ для } D_w > 25,4 \text{ мм,}$$

где  $D_w$  – диаметр тел качения, мм;  $b_m, f_c$  – коэффициенты, зависящие от типа подшипника.

Динамическая грузоподъемность гибридного шарикового однорядного подшипника определяется согласно немецкому стандарту DIN281 (Приложение 5) [40]:

$$C_r = b_m f_c (\cos \alpha)^{0,7} Z^{2/3} D_w^{1,8},$$

где

$$f_c = 27,510234 \cdot \lambda \left( \frac{2r_i}{2r_i - D_w} \right)^{0,41} \gamma^{0,3} \frac{(1 - \gamma)^{1,39}}{(1 + \gamma)^{\frac{1}{3}}} \left[ 1 + \left\{ 1,04 \cdot \left( \frac{1 - \gamma}{1 + \gamma} \right)^{1,72} \left( \frac{r_i}{r_o} \cdot \frac{2r_o - D_w}{2r_i - D_w} \right)^{0,41} \right\}^{\frac{10}{3}} \right]^{\frac{-3}{10}},$$

где  $r_i, r_o$  – радиусы желобов внутреннего и наружного колец, мм;  $\lambda$  – коэффициент, зависящий от типа подшипника.

Предложенный подход к расчёту долговечности гибридных подшипников предполагает, что керамические тела качения прошли 100 % контроль, а свойства материала тел качения подтверждены по результатам длительных усталостных испытаний. В работе не рассматривались вопросы влияния на работоспособность гибридных подшипников дефектов материала, точности изготовления тел качения и высоких окружных напряжений во внутреннем кольце.

### Расчет номинальной долговечности

Номинальная долговечность соответствует 90 % вероятности безотказной работы подшипника. Это значит, что при должном качестве изготовления и нормальных условиях эксплуатации 90% подшипников обеспечат расчетную долговечность без появления признаков усталости.

Номинальная долговечность (в часах) вычисляется по следующей зависимости:

$$L_{h10} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C_r}{P_{\text{ЭКВ}}} \right)^3,$$

где  $C_r$  – динамическая грузоподъемность, Н;  $P_{\text{ЭКВ}}$  – эквивалентная нагрузка на подшипник, Н;  $n$  – частота вращения, об/мин.

### Расчёт модифицированной долговечности по ISO 281 (ГОСТ 18855)

Для современной подшипниковой стали высокого качества при благоприятных условиях эксплуатации наблюдается значительно большая величина долговечности, чем номинальная долговечность. Формула для определения модифицированной долговечности подшипника согласно ISO 281-2007 [37] (ГОСТ 18855-2013 [38]) выглядит следующим образом:

$$L_{hm} = a_1 a_{ISO} L_{h10},$$

где  $a_1$  – коэффициент модификации долговечности по вероятности безотказной работы (см. таблицу 5.1),  $a_{ISO}$  – коэффициент модификации ресурса.

Таблица 5.1. Коэффициент модификации долговечности по вероятности безотказной работы

Вероятность безотказной работы, %	$a_1$
90	1
95	0,64
99	0,25
99,95	0,077

Коэффициент модификации долговечности  $a_{ISO}$  в общем виде представляет зависимость от следующих параметров:

$$a_{ISO} = f \left( \frac{e_c C_u}{P}; \kappa \right),$$

где  $e_c$  – коэффициент, учитывающий загрязнение;  $\kappa$  – относительная вязкость смазки;  $P$  – эквивалентная нагрузка, Н;  $C_u$  – значение предела усталостной нагрузки, Н.

Для шариковых радиально-упорных подшипников коэффициент модификации ресурса определяется по следующей зависимости:

$$a_{ISO} = 0,1 \left[ 1 - \left( 2,5671 - \frac{2,2649}{\kappa^{0,054381}} \right)^{0,83} \left( \frac{e_c C_u}{P} \right)^{1/3} \right]^{-9,3} \quad \text{для } 0,1 \leq \kappa < 0,4,$$

$$a_{ISO} = 0,1 \left[ 1 - \left( 2,5671 - \frac{1,9987}{\kappa^{0,19087}} \right)^{0,83} \left( \frac{e_c C_u}{P} \right)^{1/3} \right]^{-9,3} \quad \text{для } 0,4 \leq \kappa < 1.$$

Относительная вязкость масла характеризует условия разделения смазочным материалом контактирующих поверхностей и равна:

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1},$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость масла при рабочей температуре смазочного материала, мм<sup>2</sup>/с;  $\nu_1$  – номинальная кинематическая вязкость для данного типоразмера подшипника и частоты его работы, мм<sup>2</sup>/с.

Для высокооборотных применений,  $n > 1000$  об/мин, номинальная кинематическая вязкость равна:

$$\nu_1 = 4500n^{-0,5}d_m^{-0,5}.$$

Значение предела усталостной нагрузки  $C_u$  может быть вычислено по следующим зависимостям:

$$C_u = \frac{C_0}{22} \quad \text{для } d_m \leq 100 \text{ мм}, \quad C_u = \frac{C_0}{22} \left( \frac{100}{d_m} \right)^{0,3} \quad \text{для } d_m > 100 \text{ мм},$$

где  $C_0$  – статическая грузоподъемность подшипника, Н.

Коэффициент  $e_c$  рассчитывается по формулам в зависимости от ряда кодов по ISO 4406 (см. таблицу 5.2).

Таблица 5.2. Формулы для определения коэффициента  $e_c$  в зависимости от вида загрязнения при применении on-line фильтров [38,40]

Ряд кодов по ISO 4406 [101]	Формула для определения коэффициента $e_c$
-/13/10, -/12/10, -/13/11, -/14/11,	$e_c = \alpha \left( 1 - \frac{0,5663}{d_m^{\frac{1}{3}}} \right)$ , где $\alpha = 0,0864\kappa^{0,68} d_m^{0,55}$ и $\alpha \leq 1$ ,
-/15/12, -/16/12, -/15/13, -/16/13,	$e_c = \alpha \left( 1 - \frac{0,9987}{d_m^{\frac{1}{3}}} \right)$ , где $\alpha = 0,0432\kappa^{0,68} d_m^{0,55}$ и $\alpha \leq 1$ ,
-/17/14, -/18/14, -/18/15, -/19/15,	$e_c = \alpha \left( 1 - \frac{1,6329}{d_m^{\frac{1}{3}}} \right)$ , где $\alpha = 0,0288\kappa^{0,68} d_m^{0,55}$ и $\alpha \leq 1$ ,
-/19/16, -/20/17, -/21/18, -/22/18,	$e_c = \alpha \left( 1 - \frac{2,3362}{d_m^{\frac{1}{3}}} \right)$ , где $\alpha = 0,0216\kappa^{0,68} d_m^{0,55}$ и $\alpha \leq 1$ ,

### Расчёт по методике ЦИАМ-ВНИПП

Методика ЦИАМ-ВНИПП [92] предназначена для оценки расчётной долговечности подшипников качения авиационных двигателей и их агрегатов. Методика предполагает уточнение значения динамической радиальной грузоподъемности авиационных подшипников ( $C_r$ ) с учётом коэффициента качества изготовления подшипника, тонкости фильтрации масла, вязкости масла и окружной скорости вращения:

$$C_r = C_{r,кат} K_{кач} K_{\phi} K_{dn} K_{\mu},$$

где  $C_{r,кат}$  – базовая динамическая радиальная грузоподъемность по каталогу или ГОСТ 18855, кгс (Н);  $K_{кач}$  – коэффициент качества;  $K_{\phi}$  – коэффициент, учитывающий влияние на долговечность подшипника тонкости фильтрации масла;  $K_{dn}$ ,  $K_{\mu}$  – коэффициенты, учитывающие влияние на долговечность подшипника гидродинамических процессов, развивающихся в зоне контакта тел качения.

Дополнительно методика предполагает расчёт долговечности подшипников при высоких частотах вращения ( $d_{m\dot{n}} \geq 2 \cdot 10^6$  мм·об/мин), когда центробежные нагрузки тел качения становятся соизмеримыми, или даже большими, чем нагрузки, приходящие на тела качения от внешних сил, долговечность подшипника может ограничиваться усталостной долговечностью его наружного кольца. Долговечность рассчитывается по следующей зависимости, ч:

$$L_h = \frac{10^7}{60n_0Z} \left( \frac{[\sigma]}{\sigma_{max}} \right),$$

где  $n_0$  – частота вращения сепаратора, об/мин;  $[\sigma]$  – допускаемые напряжения при базе  $10^7$  циклов изменений напряжений смятия при точечном контакте, кгс/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_{max}$  – максимальное расчётное напряжение смятия на площадках контакта шарика с дорожкой качения наружного кольца, определенное с учётом центробежной силы тел качения, кгс/мм<sup>2</sup>.

### 5.1.4 Дополнительные расчёты

#### Расчёт максимальных контактных напряжений

Метод расчёта контактных напряжений приведен в [28,92,98].

Максимальные контактные напряжения определяются по следующей формуле:

$$\sigma_{max} = \frac{3Q}{2\pi ab},$$

где  $Q$  – нормальная составляющая силы в пятне контакта наиболее нагруженного тела качения, Н;  $a, b$  – большая и малая полуоси эллипса пятна контакта соответственно, мм:

$$a = a^* \left[ \frac{3Q}{2\Sigma\rho} \left( \frac{1 - \xi_I^2}{E_I} + \frac{1 - \xi_{II}^2}{E_{II}} \right) \right]^{1/3},$$

$$b = b^* \left[ \frac{3Q}{2\Sigma\rho} \left( \frac{1 - \xi_I^2}{E_I} + \frac{1 - \xi_{II}^2}{E_{II}} \right) \right]^{1/3},$$

где  $a^*, b^*$  – безразмерные коэффициенты, зависящие от разности кривизн поверхностей и определяемые по таблицам [28,98];  $\xi$  – коэффициент Пуассона;  $E$  – модуль упругости, МПа;  $\Sigma\rho$  – сумма кривизн контактирующих поверхностей:

$$\Sigma\rho = \frac{1}{r_{I1}} + \frac{1}{r_{I2}} + \frac{1}{r_{II1}} + \frac{1}{r_{II2}},$$

где  $r_{ii}$  – радиусы кривых контактирующих поверхностей: индекс I относится к желобам колец; индекс II – к шарикам; индекс 1 относится к плоскости, проходящей через ось подшипника, индекс 2 – к плоскости перпендикулярной оси подшипника.

#### Определение границ пятна контакта

При выходе шарика за пределы дорожки качения возникают высокие контактные напряжения, что может привести к быстрому разрушению подшипника. Поэтому после расчёта действительного угла контакта и величины пятна контакта необходимо провести проверку на то,



что пятно контакта полностью находится в пределах желоба кольца подшипника. Метод определения границ пятна контакта приведен в [100].

### Расчёт толщины масляной пленки в контакте

Минимальная толщина при упругогидродинамическом контакте (рисунок 5.11) рассчитывается по следующей формуле [61], м:

$$h_{min} = 3,63 \cdot U^{0,68} G^{0,49} W^{-0,073} (1 - e^{-0,68k}) R_r,$$

где  $e=2,7182\dots$  - основание натурального логарифма;  $k = a/b$  - отношение полуосей пятна контакта;  $U, G, W$  - параметры скорости, материала и нагрузки:

$$U = \frac{\eta_0 v}{E' R_r}, \quad G = \alpha E', \quad W = \frac{Q}{E' R_r^2},$$

где  $\eta_0$  - динамическая вязкость, Па·с;  $v$  - средняя скорость в контакте, м/с;  $\alpha$  - коэффициент вязкости, м<sup>2</sup>/Н;  $E' = \frac{E}{1-\xi^2}$  - эффективный модуль упругости, МПа;  $\xi$  - коэффициент Пуассона;  $Q$  - нагрузка на тело качения, Н;  $R_r$  - приведенный радиус кривизн:  $R_r = \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2}$  для контакта по внутренней дорожке;  $R_r = \frac{r_1 r_2}{r_1 - r_2}$  для контакта по наружной дорожке;  $r_1$  - радиус тела качения, м;  $r_2$  - радиус дорожек качения внутреннего и наружного колец, м.

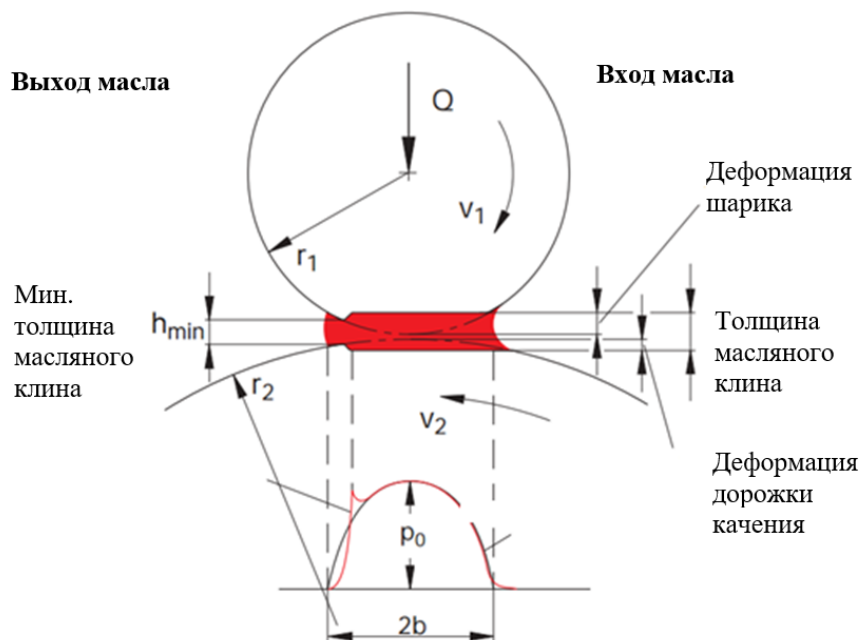


Рисунок 5.11. Распределение давления в контакте согласно упругогидродинамической теории смазки [61]

## 5.2 Пример расчета подшипников с учётом теплового состояния

Для демонстрации необходимости учёта теплового состояния колец ниже приведены расчёты стального и гибридного подшипников при разных температурных условиях. Подшипник имеет следующие размеры: внутренний диаметр  $d=130$  мм, наружный диаметр  $D=200$  мм, диаметр тел качения  $D_w=22,225$  мм, отношение радиуса желоба к диаметру тел качения для внутреннего и наружного кольца  $f_i=f_o=0,52$ ; радиальный зазор  $0,15$  мм. Внутреннее кольцо подшипника установлено на вал с натягом  $0,08$  мм. На подшипник действует осевая нагрузка  $30$  кН. Расчёты проведены для частот вращения от  $5000$  до  $25\,000$  об/мин ( $0,82 \cdot 10^6$  мм·об/мин  $< d_{m,n} < 4 \cdot 10^6$  мм·об/мин) для температур внутреннего и наружного колец подшипников  $100$  °С,  $140$  °С и при температурах, определенных по эмпирическим зависимостям  $T_{расч}$  для расхода масла  $V=10$  л/мин (см. Глава 4).

На рисунке 5.12. представлено изменение температур внутреннего и наружного колец стального и гибридного подшипников, полученных по разработанным эмпирическим зависимостям для расхода  $V=10$  л/мин.

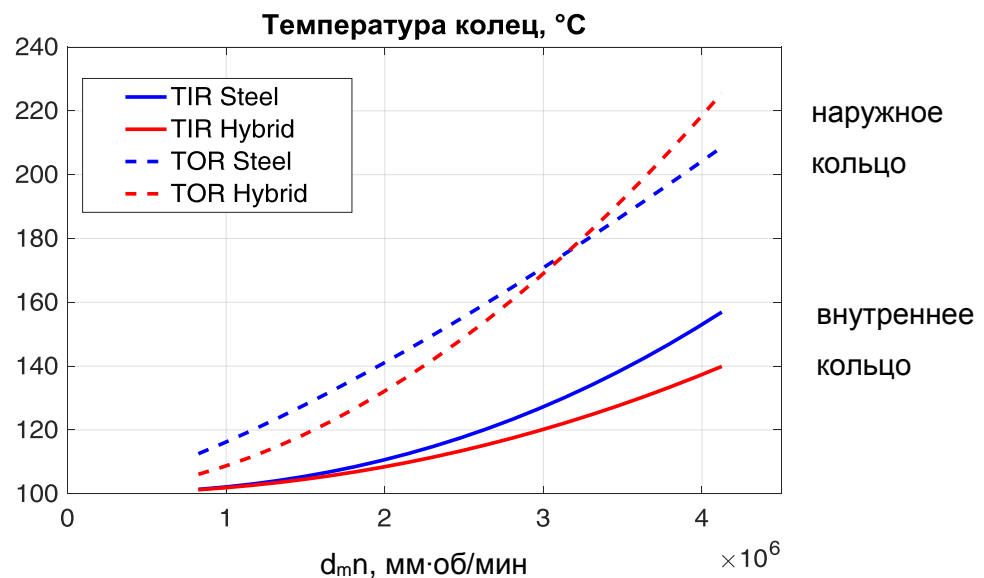


Рисунок 5.12. Расчётные температуры колец — стального и гибридного подшипников

На рисунках 5.13 показано изменение радиального зазора в стальных и гибридных подшипниках в зависимости от частоты вращения при температурах колец  $100$  °С,  $140$  °С и при температуре, рассчитанной по разработанным эмпирическим формулам при расходе масла  $V=10$  л/мин. На рисунке 5.14 показано изменение максимальных контактных напряжений.

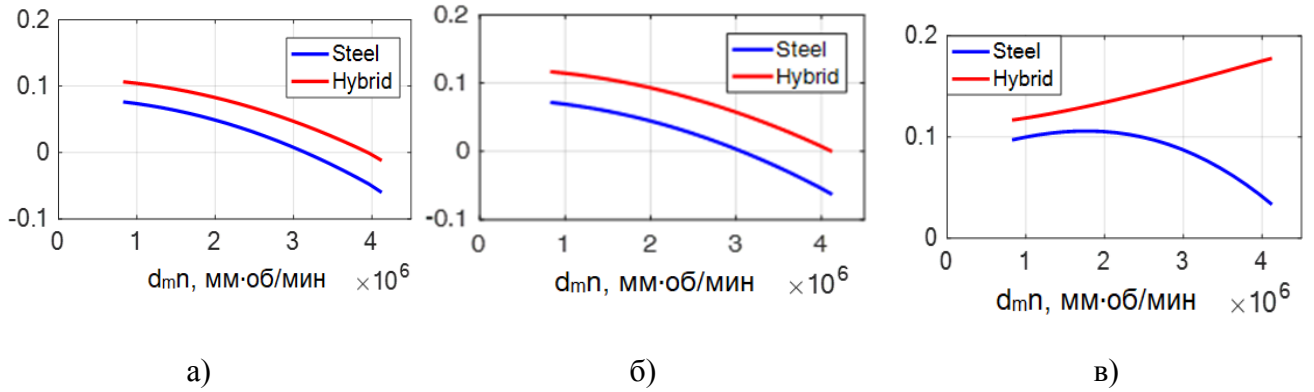


Рисунок 5.13. Изменение радиального зазора в — стальном и — гибридном подшипниках:  
а)  $T=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; б)  $T=140\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; в)  $T_{\text{расч}}$  при  $V=10\text{ л/мин}$

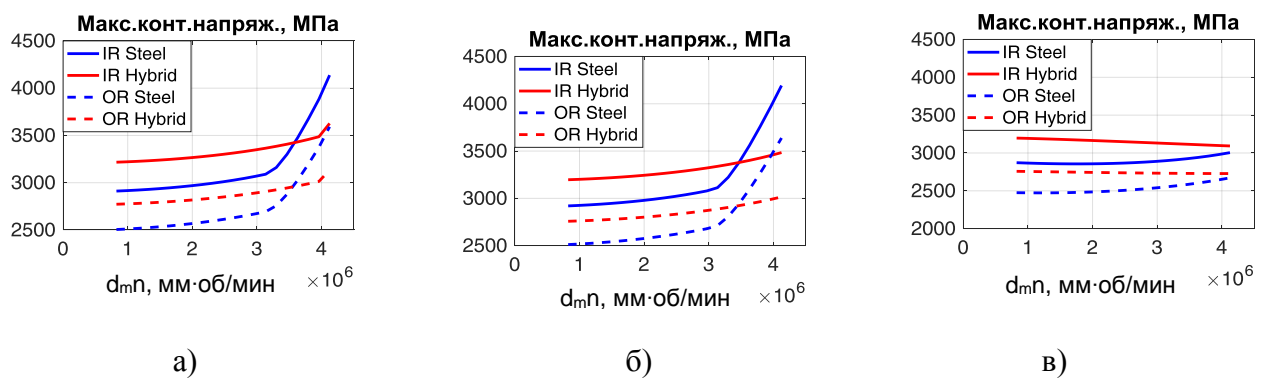


Рисунок 5.14. Изменение максимальных контактных напряжений:  
а)  $T=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; б)  $T=140\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; в)  $T_{\text{расч}}$  при  $V=10\text{ л/мин}$ .

— вн. кольцо, — нар. кольцо стального подшипника;  
— вн. кольцо, — нар. кольцо гибридного подшипника

Из результатов расчётов видно, что для стального подшипника для температур колец  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $140\text{ }^{\circ}\text{C}$  при параметре быстроходности  $d_{mn} \cong 3 \cdot 10^6\text{ мм} \cdot \text{об/мин}$  ( $n \cong 19000\text{ об/мин}$ ) происходит выборка радиального зазора в подшипнике, после чего контактные напряжения начинают быстро расти. В гибридном подшипнике уменьшение зазора идёт более медленно и радиальный зазор вырабатывается для температур колец  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  при  $d_{mn} \cong 4 \cdot 10^6\text{ мм} \cdot \text{об/мин}$ .

Для расчёта подшипника с расходом масла  $V=10\text{ л/мин}$  наблюдается рост радиального зазора с увеличением частоты вращения, это связано с тем, что: (а) расход масла принят постоянным для всех частот вращения; (б) наружное кольцо с увеличением частоты вращения нагревается быстрее, чем внутреннее.

На практике расход масла к подшипнику непостоянен и зависит от режима его эксплуатации. На практике, расход масла, подаваемого к подшипнику, зависит от физических частот вращения ротора двигателя.

### 5.3 Пример расчета подшипников с подбором необходимого расхода масла

Для расчета необходимого расхода охлаждающего масла следует определить предельно допустимую температуру работы подшипника.

При установившейся работе подшипника тепло трения должно рассеиваться. Если величина рассеивания тепла меньше, чем величина тепловыделения, наступает неустановившийся режим работы, и температура системы начинает расти. Так, например, после остановки авиационного двигателя нагрев от сопрягаемых горячих деталей приводит к повышению температур подшипников опор роторов до 250...300°C. В связи с этим, в подшипниках опорах роторов авиационных двигателей применяются подшипники, изготовленные из теплопрочных подшипниковых сталей ЭИ347 (8Х4В9Ф2-Ш), М50, М50NiL, сохраняющие работоспособность при температурах более 300 °С [102,103]. В опорах коробки приводов, где температуры и нагрузки не столь высоки, применяются подшипники из стали ШХ-15 с повышенной температурой отпуска деталей (обозначение подшипника имеет литеру в виде Т1, Т2 и т.д.).

Максимально допустимую температуру работы подшипников ограничивает температура окисления масла. Температура вспышки масла отечественного масла ИПМ-10 согласно [104] составляет не менее 190 °С. Современные синтетические масла менее подвержены окислению и могут использоваться при температурах до 220 °С [68].

На практике температура масла на крейсерском режиме составляет 120...125°C [56], а максимально допустимую температуру ограничивают с некоторым запасом. Например, в сертификатах типа современных двигателей указаны следующие максимальные (не более 15 минут) значения температуры масла: GE90 – 135 °С, PW1000 – 152 °С, CFMI Leap – 155°C, GEhx – 177 °С, Trent XWB – 180 °С [105].

Исходя из вышесказанного, для расчёта необходимого расхода масла зададимся условием: «Температура масла на выходе не более 160 °С».

В качестве иллюстрации необходимости правильного подбора расхода масла на рисунке 5.15 приведены результаты испытаний гибридного подшипника с внутренним диаметром 150 мм, проведенных в ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», при разных расходах масла от 5 до 10 л/мин. Условия сохранения температуры масла на выходе из гибридного подшипника не выше 160 °С достигается:

- для расхода масла 5 и 7 л/мин при частоте вращения не более 14 000 об/мин;
- для расхода масла 10 л/мин при частоте вращения не более 16 000 об/мин.

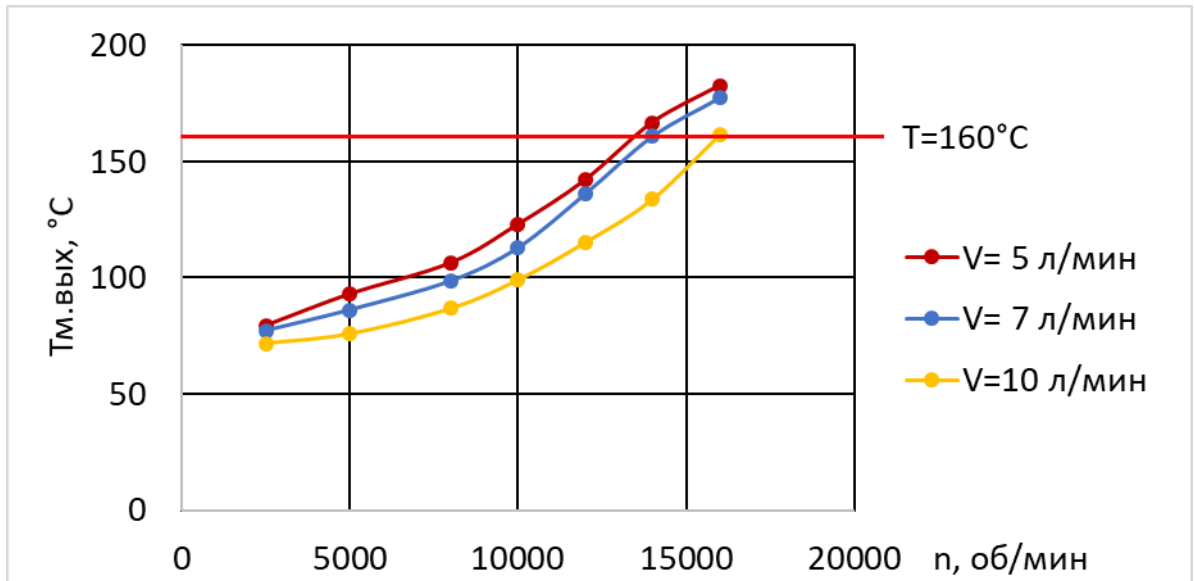


Рисунок 5.15. Температура масла на выходе из гибридного подшипника в зависимости от частоты вращения при разных расходах масла

Расчет необходимого расхода масла проводится по методу, представленному в главе 4. На рисунке 5.16 представлены результаты расчёта расхода масла для обеспечения температуры масла при выходе не более  $160\text{ }^{\circ}\text{C}$  и соответствующие подобранному расходу масла тепловыделение и температуры колец.

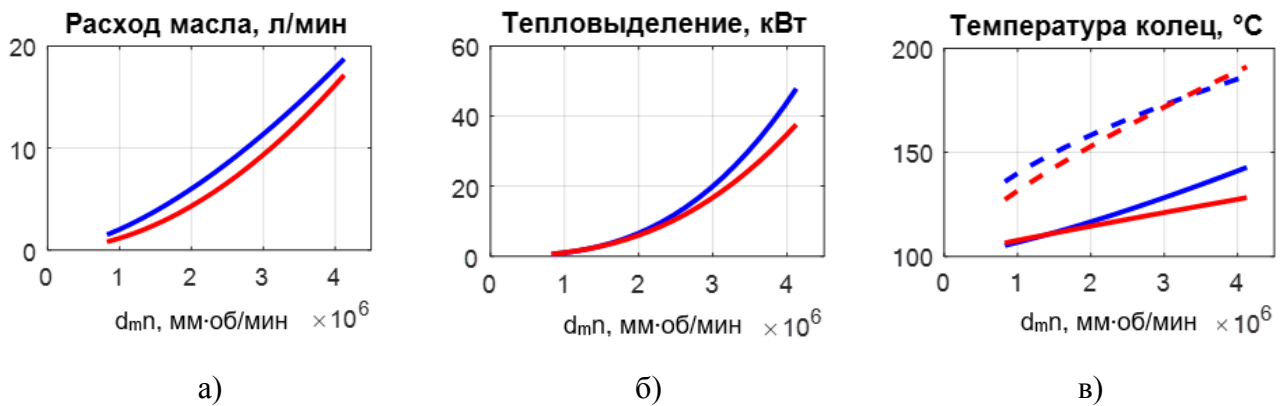


Рисунок 5.16. Результаты расчёта необходимого расхода масла (а). Тепловыделение в подшипнике (б) и температуры колец (в) для рассчитанного расхода масла.

— стальной подшипник (вн. кольцо), — нар. кольцо стального подшипника;  
 — гибридный подшипник (вн. кольцо), — нар. кольцо гибридного подшипника

На рисунках 5.17, 5.18 представлены результаты расчёта долговечности гибридных и стальных подшипников при расходах масла, подобранных для обеспечения температуры масла при выходе не более  $160\text{ }^{\circ}\text{C}$  для двух величин радиальных зазоров  $0,10\text{ мм}$  и  $0,15\text{ мм}$ .

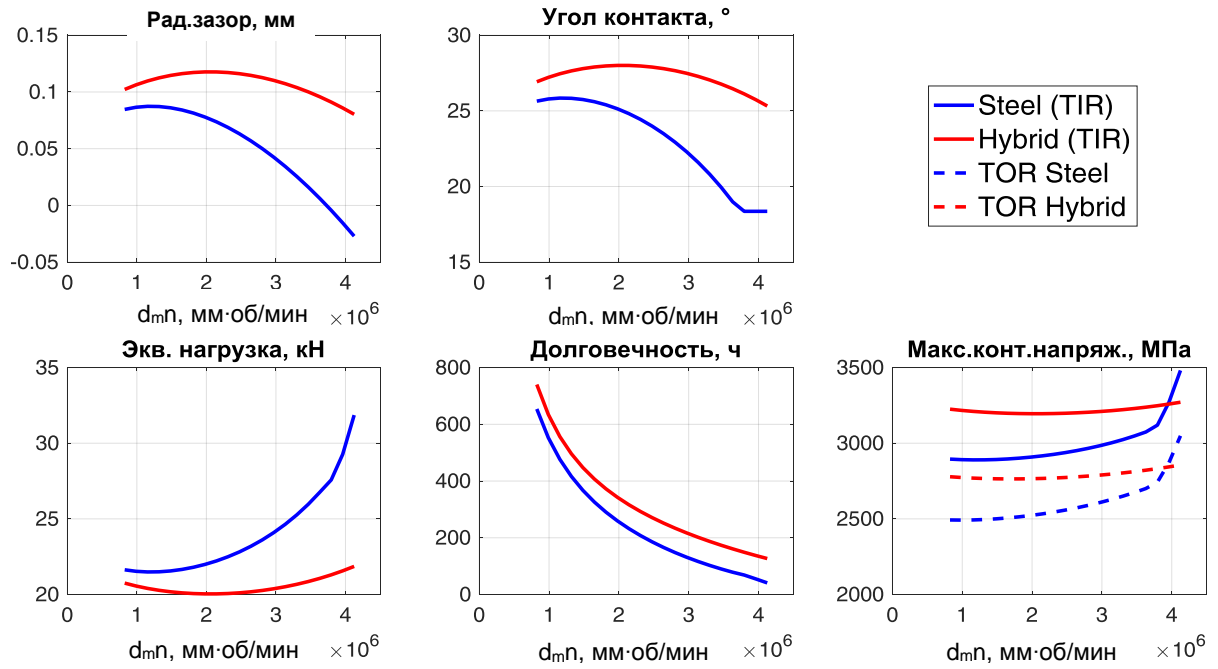


Рисунок 5.17. Результаты расчета подшипника с радиальным зазором 0,10 мм

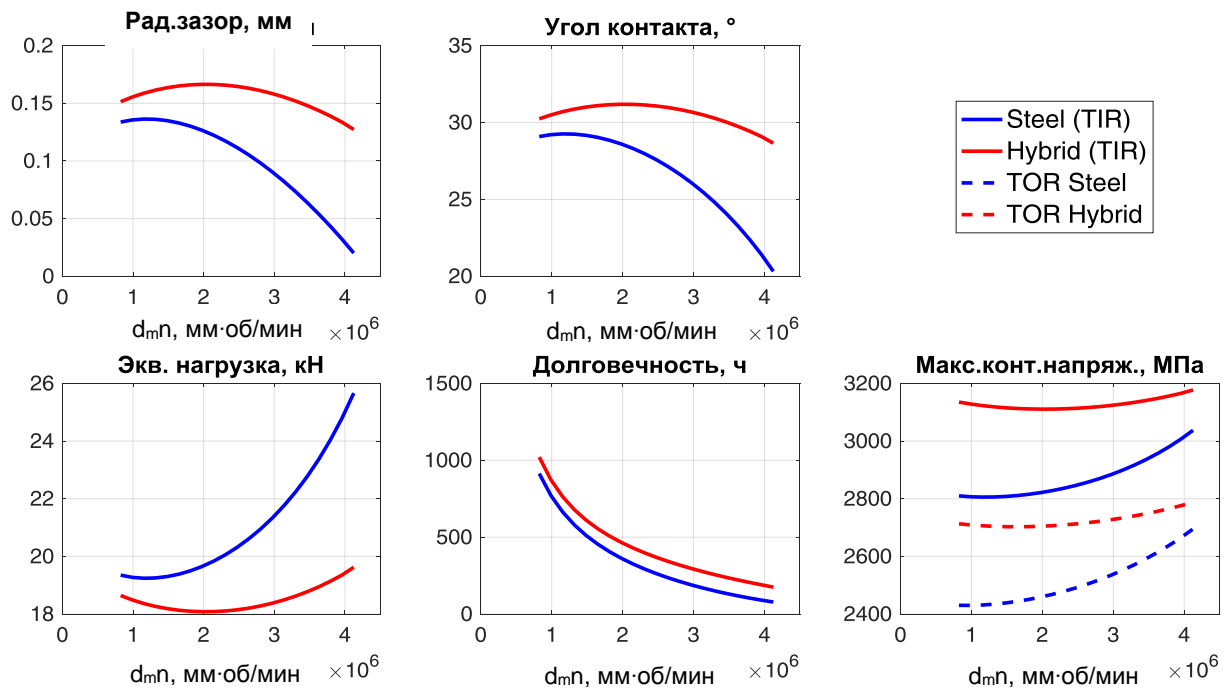


Рисунок 5.18. Результаты расчета подшипника с радиальным зазором 0,15 мм

Из представленных результатов расчетов видно, что при малом радиальном зазоре стальные подшипники даже при правильном подборе расхода масла с определенной частоты вращения не могут обеспечить длительную работоспособность. Поэтому для использования

стальных подшипников при высоких частотах вращения необходимо увеличивать радиальный зазор.

В гибридном подшипнике радиальный зазор сохраняется в более широком диапазоне частот вращения, что обеспечивает меньшие величины эквивалентной нагрузки, контактных напряжений и большую номинальную долговечность подшипников.

#### 5.4 Выбор посадки подшипников и окружные напряжения

В настоящее время выбор посадок авиационных подшипников проводится согласно ОСТ1 00323-79 [106]. Для рассмотренного выше подшипника ( $d=130$  мм) рекомендуемая посадка внутреннего кольца: натяг 0,045 мм. На рисунке 5.19 показаны результаты расчёта изменения указанного натяга внутреннего кольца и максимальных окружных напряжений во внутреннем кольце при увеличении частоты вращения с учётом рассчитанных температур колец подшипника. Видно, что при параметре быстроходности чуть более  $3 \cdot 10^6$  мм·об/мин натяг по внутреннему кольцу теряется.

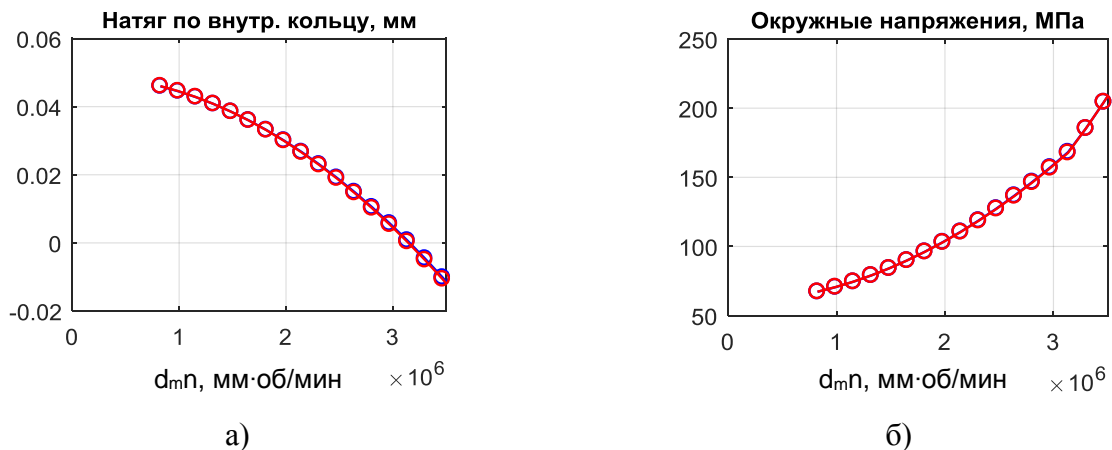


Рисунок 5.19. Изменение натяга по внутреннему кольцу (а) и окружных напряжений (б).

Посадка внутреннего кольца согласно ОСТ1 00323-79.

Для подшипников опор быстроходных роторов перспективных двигателей необходимо повышать натяг. На рисунке 5.20 представлены результаты расчета для увеличенного натяга – 0,080 мм. Указанный натяг обеспечивает работу подшипника до  $d_{mн}=4 \cdot 10^6$  мм·об/мин. Однако, при этом окружные напряжения в кольце подшипника увеличиваются до 290 МПа (рисунок 5.20б). Предельное значение для теплопрочной стали сквозной закалки М50 - 190 МПа [102]. Стоит ожидать, что для отечественной стали ЭИ347 предельная величина близка к указанному значению. Поэтому на практике для изготовления колец высокооборотных подшипников применяются поверхностно-упрочняемые стали типа М50-NiL, имеющие упругую сердцевину и

твёрдую поверхность. Для отечественных перспективных двигателей необходима разработка аналогичной подшипниковой стали, которая обеспечит работоспособность подшипников при высоких частотах вращения.

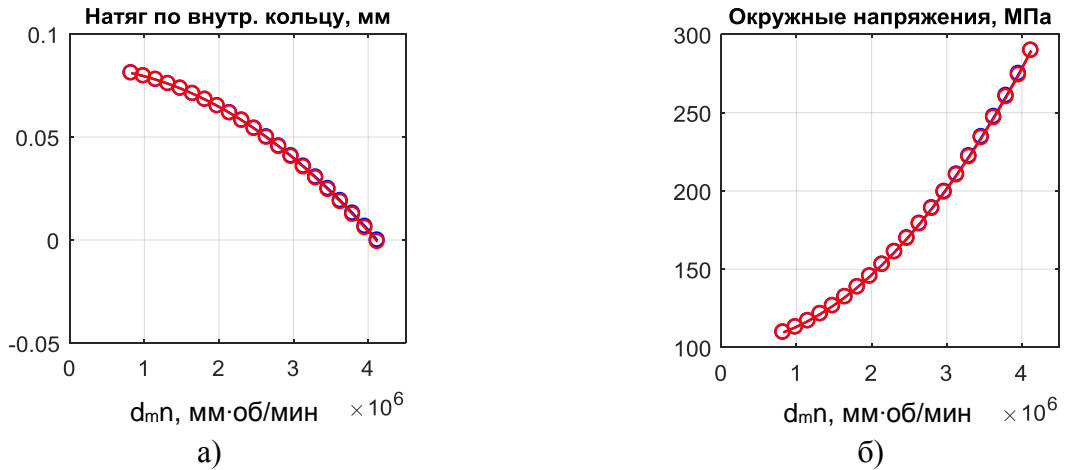


Рисунок 5.20. Изменение натяга по внутреннему кольцу (а) и окружных напряжений (б).  
Посадка внутреннего кольца увеличенная.

### Выводы по главе 5

1. Разработан метод прогнозирования долговечности подшипников, учитывающий тепловое состояние подшипника.
2. Разработанный метод позволяет оценить работоспособность гибридных подшипников при высоких частотах вращения, подобрать требуемые величины внутреннего радиального зазора в подшипнике и натяга внутреннего кольца подшипника на вал.
3. Отмечена необходимость разработки отечественной поверхностно-упрочняемой стали типа M50-NiL для изготовления колец высокооборотных подшипников.



## ГЛАВА 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛАСТИ РАЦИОНАЛЬНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГИБРИДНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Прежде чем определить область рационального использования гибридных подшипников, необходимо предложить критерии, ограничивающие область использования подшипников качения в целом. Предлагается использовать следующие критерии:

- уровень максимальных контактных напряжений на наиболее нагруженном режиме не выше допустимого уровня;
- удовлетворение требованиям ресурса (с учетом коэффициента запаса);
- частота вращения не выше максимально допустимого уровня;
- нагрузка на подшипник не ниже минимально допустимого уровня.

На рисунке 6.1 представлен график, иллюстрирующий эти ограничения. По оси ординат расположена эквивалентная нагрузка на подшипник, по оси абсцисс – частота вращения подшипника.

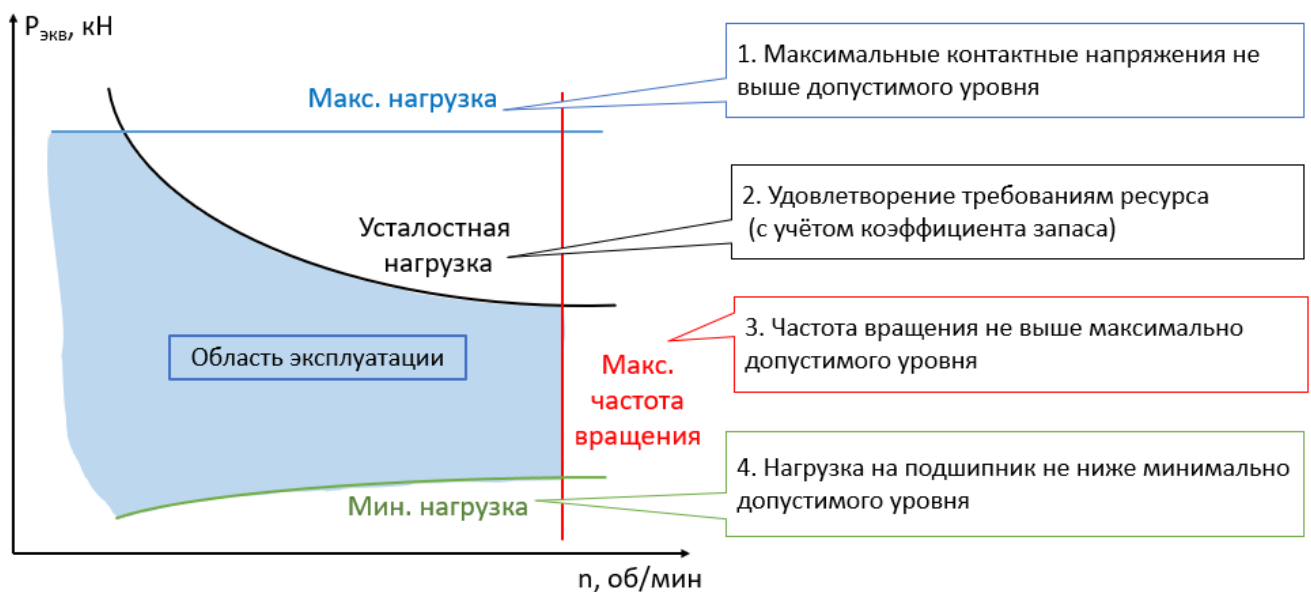


Рисунок 6.1. Критерии и область применения гибридных и стальных подшипников в зависимости от частоты вращения и нагрузки на подшипник

### 6.1 Критерий 1. Уровень максимальных контактных напряжений на наиболее нагруженном режиме не выше допустимого уровня

Опыт показывает, что общая остаточная деформация, равная 0,0001 диаметра тела качения в центре наиболее тяжело нагруженной зоны контакта тела качения и дорожки качения, допускается в большинстве случаев применения подшипников без последующего ухудшения их

работы. Указанную деформацию в шариковых подшипниках вызывают контактные напряжения 4200 МПа (ГОСТ 18854-2013 [107]).

Контактные напряжения при высоких частотах вращения за счёт действия центробежных сил становятся выше на наружной дорожке качения, а не на внутренней. Из-за меньшей плотности нитрида кремния нагрузка от центробежных сил в гибридных подшипниках будет ниже, чем в полностью стальных. Дополнительно снизить контактные напряжения в гибридных подшипниках можно путём уменьшения радиусов желобов дорожек качения. Однако, результаты проведенных испытаний гибридного подшипника с уменьшенными радиусами желобов показали, что в таком случае имеет место сильный разогрев колец подшипников. Аналогичное наблюдение отмечено в статье специалистов фирмы GE [13]. Поэтому в расчёте контактных напряжений принимается, что стальной и гибридный подшипники имеют одинаковую геометрию и отличаются лишь материалом тел качения.

Запишем уравнение максимальных контактных напряжений (см. раздел 5.1.3) для гибридного (индекс H) и стального (индекс S) подшипников, и затем разделим одно на другое:

$$\frac{\sigma_H}{\sigma_S} = \left(\frac{Q_H}{Q_S}\right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\left(\frac{1-\xi_I^2}{E_I} + \frac{1-\xi_{II}^2}{E_{II}}\right)_S}{\left(\frac{1-\xi_I^2}{E_I} + \frac{1-\xi_{II}^2}{E_{II}}\right)_H} \right)^{\frac{2}{3}}.$$

В общем случае величина нормальной нагрузки в контакте,  $Q$ , равна:

$$Q = Q_{Fr} + Q_{Fa} + Q_{Fc},$$

где  $Q_{Fr} = \frac{5F_r}{Z \cos \alpha}$ ,  $Q_{Fa} = \frac{F_a}{Z \sin \alpha}$ ,  $Q_{Fc} = \frac{F_c}{\cos \alpha}$  – нормальные составляющие сил в площадке контакта наиболее нагруженного тела качения от действующих радиальной  $F_r$ , осевой  $F_a$  и центробежной  $F_c$  сил;  $\alpha$  – угол контакта.

Введём вспомогательные безразмерные величины  $A$ ,  $B$ ,  $R$ :

$$A = \left(\frac{Q_{Fc}}{Q_{Fr} + Q_{Fa}}\right)_S, \quad B = \left( \frac{\left(\frac{1-\xi_I^2}{E_I} + \frac{1-\xi_{II}^2}{E_{II}}\right)_S}{\left(\frac{1-\xi_I^2}{E_I} + \frac{1-\xi_{II}^2}{E_{II}}\right)_H} \right)^{\frac{2}{3}}, \quad R = \frac{\rho_H}{\rho_S}.$$

Величина  $A$  характеризует отношение нормальной составляющей в контакте от центробежной нагрузки к сумме нормальных составляющих от радиальной и осевой нагрузок,  $B$  – отношение упругих свойств стального и гибридного подшипников,  $R$  – отношение плотности нитрида кремния и плотности стали. Другими словами, параметр  $A$  характеризует насколько сильное влияние на напряженное состояние оказывают центробежные силы, а  $B$  и  $R$  отражают разницу в физических и механических свойствах керамики и стали.

При равных величинах нормальной составляющей от действия радиальной  $Q_{Fr}$  и осевой  $Q_{Fa}$  нагрузок отношение нормальных сил в пятне контакта гибридного  $Q_H$  и стального  $Q_S$  подшипников можно записать как:

$$\frac{Q_H}{Q_S} = \frac{(Q_{Fr} + Q_{Fa} + Q_{Fc})_H}{(Q_{Fr} + Q_{Fa} + Q_{Fc})_S} = \frac{1 + \frac{Q_{FcH}}{Q_{Fr} + Q_{Fa}}}{1 + \frac{Q_{FcS}}{Q_{Fr} + Q_{Fa}}} = \frac{1 + RA}{1 + A}.$$

Таким образом напряжения в гибридном подшипнике можно выразить в следующем виде:

$$\sigma_H = \sigma_S \left( \frac{1 + RA}{1 + A} \right)^{\frac{1}{3}} B.$$

Для теплопрочной подшипниковой стали и нитрида кремния значения величин равны (см. Приложение А):

$$B \cong 1,12, \quad R \cong 0,385,$$

Для внутреннего кольца центробежная нагрузка от действия тел качения равна нулю ( $A=0$ ). Напряжения на внутреннем кольце гибридного подшипника при одинаковой геометрии всегда будут в 1,12 раз выше, чем в полностью стальном.

Для контакта с наружным кольцом с повышением частоты вращения будет возрастать составляющая нагрузки от центробежных сил  $Q_{Fc}$ , и при величинах параметра  $A \geq 0,89$  контактные напряжения на наружном кольце в гибридном подшипнике будут ниже, чем в стальном (рисунок 6.2).

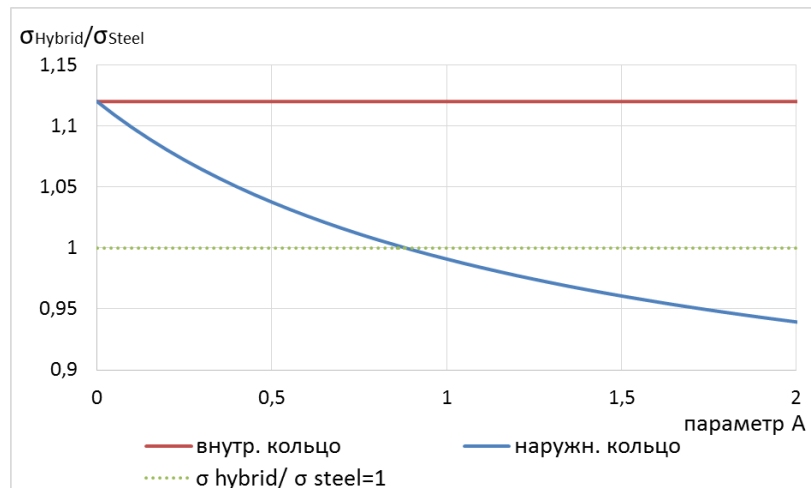


Рисунок 6.2. Отношение максимальных напряжений в пятне контакта наружного и внутреннего колец гибридного подшипника к напряжениям в стальном подшипнике (при одинаковой геометрии и нагрузках, для колец из стали ЭИ347 и тел качения из нитрида кремния CERBEC NBD-200)

Более подробно расчет контактных напряжений в гибридном подшипнике представлен в работах автора диссертации [49,108].

## **6.2 Критерий 2. Удовлетворение требованиям ресурса**

Как было показано выше, при расчёте долговечности подшипников, работающих при высоких частотах вращения, необходимо учитывать их тепловое состояние. В гибридных подшипниках радиальный зазор сохраняется в более широком диапазоне частот вращения, за счёт чего имеют место более высокие углы контакта и эквивалентная нагрузка ниже, чем в стальных подшипниках. Кроме того, результаты сравнительных испытаний, представленные в литературе (см. главу 1) показывают, что усталостная долговечность гибридных подшипников выше, чем у стальных.

Расчёт динамической грузоподъемности стальных подшипников проводится по стандарту ISO281 (ГОСТ18855), гибридных подшипников по стандарту DIN281, Приложение 5. Как показали результаты расчётов грузоподъемности стального и гибридного подшипников отличаются незначительно. С учётом вышесказанного стоит ожидать, что усталостная долговечность гибридных подшипников будет выше, чем у стальных подшипников.

Согласно Положению об установлении и увеличении ресурсов подшипников качения ГТД [109] расчётная долговечность подшипников должна иметь некий запас по отношению к устанавливаемому ресурсу. Запасы для стальных подшипников установлены на основе накопленного опыта. Для подтверждения усталостных свойств гибридных подшипников с отечественными керамическими телами качения и для назначения коэффициентов запаса необходимо проведение длительных испытаний [4].

## **6.3 Критерий 3. Частота вращения не выше максимально допустимого уровня**

В качестве критерия для расчёта максимально допустимой частоте вращения предлагается использовать значение частоты вращения ротора, при которой происходит выборка радиального зазора подшипника. В Главе 5 показано, что гибридный подшипник сохраняет радиальный зазор в более широком диапазоне частот вращения, чем стальной подшипник. Расширить диапазон использования стальных подшипников можно путём увеличения внутреннего радиального зазора, однако при этом подшипниковый узел будет обладать другими жесткостными и усталостными характеристиками.

## **6.4 Критерий 4. Нагрузка на подшипник не ниже минимально допустимого уровня**

Минимально допустимая нагрузка выбирается из условия отсутствия проскальзывания. Для стальных подшипников можно использовать зависимость, предложенную в [64]:

$$F_{min} = k_a \frac{C_0}{1000} \left( \frac{d_m n}{10^5} \right)^2,$$

где  $k_a$  – коэффициент, зависящий от типа подшипника;  $C_0$  – статическая грузоподъемность, Н;  $d_m n$  – параметр быстроходности, мм·об/мин;

Для гибридных подшипников  $F_{minH}$  предлагается использовать эту же формулу с учётом разницы в максимальных контактных напряжениях в стальных (S) и гибридных (H) подшипниках:

$$F_{minH} = \left( \frac{\sigma_S}{\sigma_H} \right) F_{minS} = \frac{1}{1,12} F_{minS} \cong 0,83 F_{minS}.$$

Таким образом, минимальная нагрузка в гибридном подшипнике может быть на 17% меньше чем в стальном подшипнике.

Нагрузка на шариковые подшипники должна быть выше минимальной на всех режимах, в том числе, при смене режимов работы двигателя. Стоит отметить, что роторные шариковые радиально-упорные подшипники при отсутствии «перекладки осевой силы», как правило, нагружены значительно выше этой нагрузки, и проблема проскальзывания более свойственна малонагруженным роликовым подшипникам.

## 6.5 Построение области использования гибридных подшипников

На рисунке 6.3 представлены результаты расчета гибридного и стального подшипников ( $d=130$  мм) с построением области использования. Синими линиями показаны границы применения стальных подшипников, красными – гибридных. Для выбранной внутренней геометрии преимущества гибридных подшипников видны при высоких частотах вращения ( $d_{\text{мп}}$  более  $3,5 \cdot 10^6$  мм·об/мин). Кроме этого, гибридные подшипники обеспечивают большую усталостную долговечность.

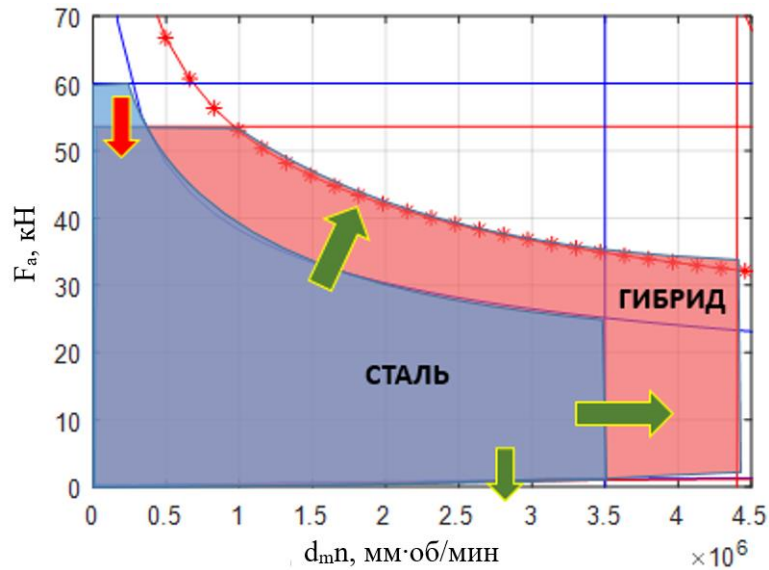


Рисунок 6.3. Области применения стальных и гибридных подшипников

С учётом большого числа параметров, влияющих на работу подшипников, необходимо для каждого отдельного случая проводить анализ теплового состояния с подбором расхода масла и выбором радиального зазора с целью выяснения целесообразности применения гибридных подшипников.

На рисунке 6.4 представлены прогнозируемые зоны эксплуатации роторных подшипников перспективного двигателя большой тяги. Подшипник опоры КНД работает в области малых частот вращения и высоких осевых нагрузок, поэтому необходимо применять стальной подшипник. Подшипник опоры КВД работает в области высоких частот вращения и необходимо рассмотреть возможность применения гибридного подшипника.

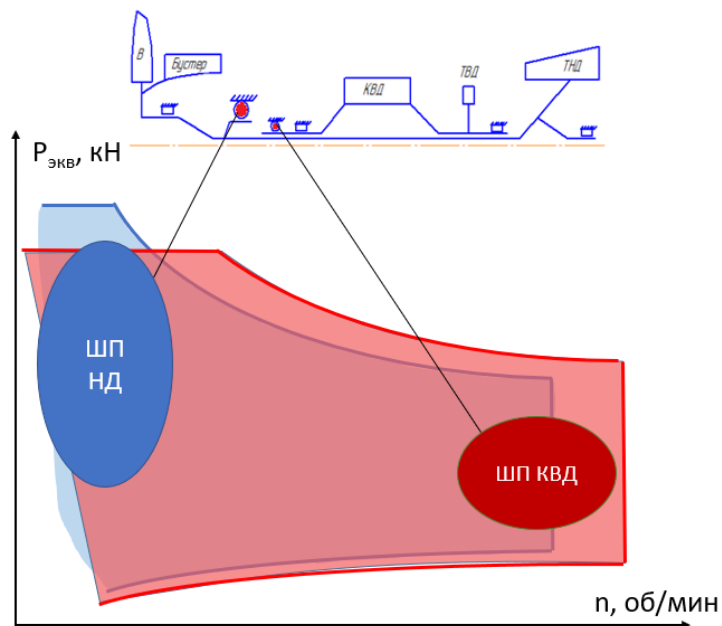


Рисунок 6.4. Прогнозируемые зоны эксплуатации роторных подшипников перспективного двигателя большой тяги

Предложенный подход с построением области применения подшипников также позволяет разработать мероприятия для обеспечения работоспособности быстроходных подшипников опор роторов перспективных авиационных двигателей / направление дальнейших исследований (см. рисунок 6.5):

**1. Снижение максимальной нагрузки:**

- оптимальное расположение лабиринтов уплотнений;
- наличие разгрузочных полостей (при необходимости);

**2. Обеспечение высокого ресурса:**

- экспериментальное подтверждение усталостных характеристик отечественных теплопрочных сталей;
- экспериментальное подтверждение усталостных характеристик гибридных подшипников с отечественными керамическими телами качения и стальными кольцами;
- оптимизация внутренней геометрии стальных и гибридных подшипников;
- совершенствование методов расчёта эквивалентной нагрузки (в том числе, с учётом податливости опоры);

**3. Обеспечение работоспособности при высоких частотах вращения:**

- выбор посадки внутреннего кольца с учётом теплового состояния подшипника;
- выбор внутреннего зазора с учётом теплового состояния подшипника;
- оптимизация охлаждения подшипников;
- исследование влияния окружных напряжений на усталостную долговечность отечественной стали ЭИ347, определение границы применения стали ЭИ347 по уровню окружных напряжений;
- разработка отечественной стали поверхностного упрочнения (типа M50NiL);

**4. Обеспечение работоспособности на малонагруженных режимах:**

- исключение режима «перекладки» осевой силы на подшипник;
- разработка методов замера величины проскальзывания в эксплуатации;
- разработка методов нагрузки подшипников на малонагруженных режимах работы двигателя.

Дополнительно необходимо развивать следующие направления исследования гибридных подшипников:

- совершенствование технологии производства и контроля керамических тел качения;
- развитие системы диагностики начала разрушений керамических тел качения;

- исследование роликовых гибридных подшипников, в том числе при высоких скольжениях (SRR до 80%).

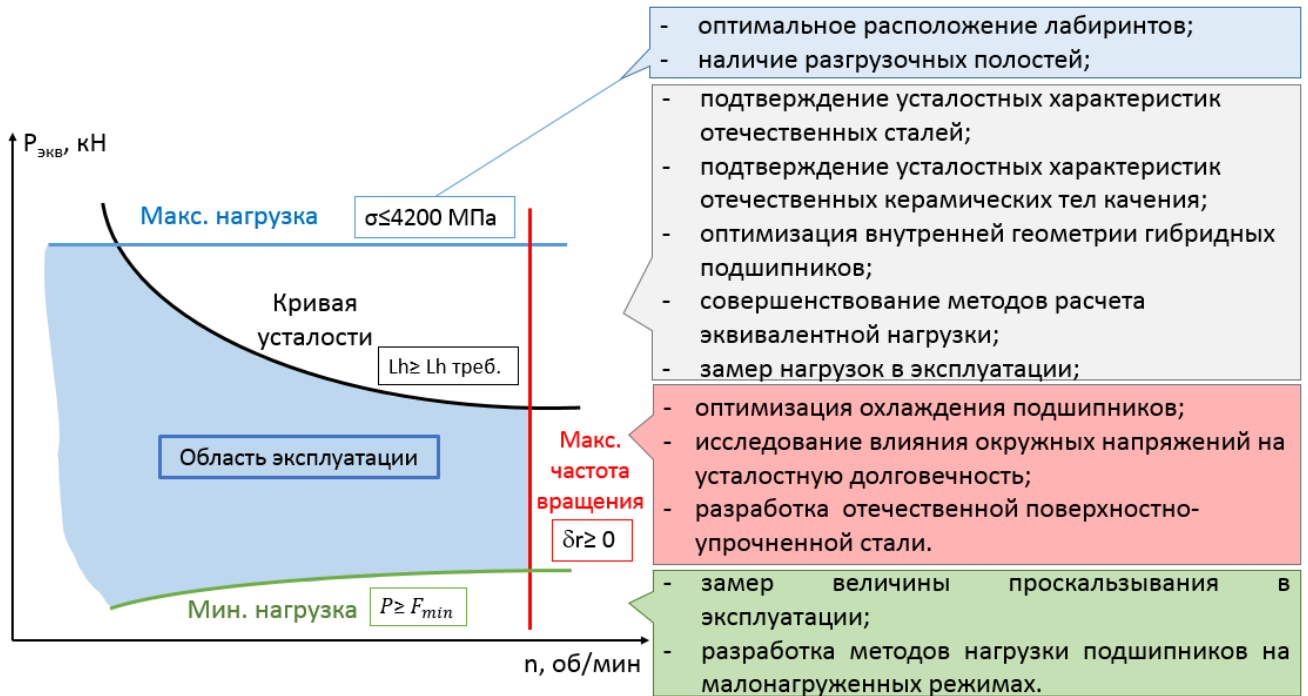


Рисунок 6.5. Мероприятия для обеспечения работоспособности быстроходных подшипников опор роторов перспективных авиационных двигателей

### Выводы по главе 6

1. Предложены критерии, определяющие область использования подшипников качения.
2. На примере расчёта подшипника с внутренним диаметром 130 мм определена область рационального использования гибридных подшипников.
3. Сформированы дальнейшие направления исследований.



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Впервые в отечественной практике исследовано тепловое состояние гибридных подшипников качения, имеющих стальные кольца (ЭИ347) и керамические тела качения ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ ), с внутренними диаметрами 130 и 150 мм при высоких значениях параметра быстроходности,  $d_{\text{мп}}$  до  $3,5 \cdot 10^6$  мм·об/мин.
2. На основании результатов испытаний подшипников с внутренними диаметрами 130 и 150 мм разработан расчетный метод прогнозирования теплового состояния гибридных подшипников качения, обеспечивающий соответствие расчётных значений результатам испытаний.
3. Разработан метод прогнозирования долговечности гибридных подшипников качения с учётом их теплового состояния, который в том числе позволяет оценить работоспособность гибридных подшипников при высоких частотах вращения, требуемые величины радиального зазора в подшипнике и натяга внутреннего кольца подшипника на вал.
4. Предложены критерии, определяющие область применения гибридных подшипников качения. На примере расчета подшипника с внутренним диаметром 130 мм показаны преимущества использования гибридных подшипников качения перед стальными: сохранение радиального зазора в широкой области частот вращения, бóльшая номинальная долговечность, работоспособность при малых нагрузках без возникновения скольжения.
5. На основании сравнительных исследований гибридных и стальных подшипников качения с внутренним диаметром 30 мм впервые в отечественной практике подтверждены преимущества использования гибридных подшипников с кольцами из стали ЭИ347 и шариками из нитрида кремния в особых условиях эксплуатации: при наличии перекоса колец, в условиях консистентной смазки, при прекращении подачи масла.

## СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Символ	Описание	Ед. изм.
$a$	большая полуось эллипса контакта	мм
$a_1$	коэффициент модификации долговечности по вероятности безотказной работы	-
$a_{ISO}$	коэффициент модификации долговечности ISO	-
$A$	массовый расход масла	кг/с
$b$	меньшая полуось эллипса контакта	мм
$B$	ширина подшипника	мм
$C_p$	удельная теплоемкость масла	Дж/(кг·°С)
$C_r$	динамическая радиальная грузоподъемность	Н
$C_{0r}$	статическая радиальная грузоподъемность	Н
$d$	внутренний диаметр подшипника	мм
$D$	наружный диаметр подшипника	мм
$D_w$	диаметр шарика	мм
$d_m$	средний диаметр подшипника, $(d+D)/2$	мм
$d_{mn}$	параметр быстроходности, равный произведению среднего диаметра подшипника на частоту вращения внутреннего кольца	мм·об/мин
$DN (dn)$	параметр быстроходности, равный произведению внутреннего диаметра подшипника на частоту вращения внутреннего кольца	мм·об/мин
$MDN$	$MDN=DN \cdot 10^{-6}$	мм·об/мин
$E$	модуль упругости	МПа
$F_a$	осевая нагрузка	Н (кН, кгс)
$F_r$	радиальная нагрузка	Н (кН, кгс)
$f_i$	кривизна желоба внутреннего кольца, $f_i=r_i/D_w$	-
$f_o$	кривизна желоба наружного кольца, $f_o=r_o/D_w$	-
$H$	тепловыделение трения	кВт
$HTO$	тепло, уносимое маслом	кВт
$I$	величина натяга	мм
$L_{10}$	номинальная долговечность в оборотах, соответствующая 90% вероятности безотказной работы	об.
$L_{h10}$	номинальная долговечность в часах, соответствующая 90% вероятности безотказной работы	ч
$M$	момент трения в подшипнике	Н·мм
$n$	частота вращения вала (внутреннего кольца)	об/мин
$n_0$	частота вращения сепаратора	об/мин
$P_{экв}$	динамическая эквивалентная радиальная нагрузка	Н
$P_d$	радиальный зазор в подшипнике	мм
$P_e$	осевой зазор в подшипнике	мм
$Q$	тепловыделение	кВт
$Q$	нагрузка в пятне контакта в нормальном направлении	Н
$r_i$	радиус желоба внутреннего кольца	мм
$r_o$	радиус желоба наружного кольца	мм
$S_d$	радиальный зазор в многоточечном арочном подшипнике	мм

$S_e$	осевой зазор в многоточечном аrochenном подшипнике	мм
$SRR$	(Slide to Roll Ratio) параметр, равный отношению скорости проскальзывания к скорости качения в контакте	%
$SV$	параметр, характеризующий условия для возникновения износа и равен произведению контактных напряжений на величину скорости проскальзывания в контакте	МПа·м/с
$TIR (T_{вн.к.})$	температура внутреннего кольца	°С
$TRE$	температура тел качения	°С
$TOR (T_{нар.к.})$	температура наружного кольца	°С
$TOI (T_{м.вх})$	температура масла на входе в подшипник	°С
$TOO (T_{м.вых})$	температура масла при выходе из подшипника	°С
$T_{подш}$	температура подшипника	°С
$V$	расход масла	л/мин
$Z$	число тел качения	-
$\alpha$	угол контакта	°, рад
$\alpha^o (\beta_{free})$	угол контакта в свободном состоянии	°, рад
$\beta_{rest}$	угол покоя шариков	°, рад
$\gamma$	вспомогательная величина, $\gamma = \frac{D_w \cos \alpha}{d_m}$	-
$\delta$	перемещение кольца	мм
$\varepsilon$	отношение проекции нагруженной зоны к диаметру дорожки качения внутреннего кольца	-
$\mu$	коэффициент трения	-
$\nu$	кинематическая вязкость масла	мм <sup>2</sup> /с, сСт
$\zeta$	коэффициент Пуассона	-
$\rho$	плотность масла	кг/м <sup>3</sup>
$\rho$	плотность материалов деталей подшипника	кг/мм <sup>3</sup>
$\sigma$	нормальные контактные напряжения	МПа
$\tau$	поверхностные касательные напряжения	МПа
$\omega$	угловая скорость	рад/с
$\Sigma \rho$	сумма кривизн контактирующих поверхностей	-

## ИНДЕКСЫ

$a$	состояние сборки (комнатная температура)
$h$	корпус
$s$	вал
$x$	направление качения шарика
$y$	направление, перпендикулярное качению шарика
$IR (i)$	внутренняя дорожка качения
$OR (o)$	наружная дорожка качения
$Hybr (H)$	гибридный подшипник
$Steel (S)$	стальной подшипник

## СОКРАЩЕНИЯ

ГТД	газотурбинный двигатель
КВД	компрессор высокого давления
КНД	компрессор низкого давления
ПДК	подача масла под дорожку качения внутреннего кольца подшипника
ПС	подача масла под сепаратор через отверстия во внутреннем кольце подшипника
Ф	подача масла через форсунку в зазор между сепаратором и внутренним кольцом подшипника

## ТЕРМИНЫ

Вероятность безотказной работы	– процентная доля группы предположительно идентичных подшипников качения, работающих в одинаковых условиях, которые, как ожидается, достигнут или превысят определенную долговечность. Вероятность безотказной работы отдельного подшипника качения – это вероятность того, что он достигнет или превысит определенную долговечность.
Динамическая эквивалентная радиальная нагрузка (эквивалентная нагрузка)	– постоянная неподвижная радиальная нагрузка, под воздействием которой подшипник качения будет иметь такую же долговечность, как и в условиях действительного нагружения.
Долговечность	– число оборотов подшипника качения, которое одно из колец подшипника совершает относительно другого кольца до появления первых признаков усталости материала одного из колец или одного из тел качения. Долговечность может быть выражена количеством часов работы при постоянной частоте вращения.
Модифицированная долговечность	– расчетная долговечность, модифицированная в соответствии с 90%-ной или другой вероятностью безотказной работы, пределом усталостной нагрузки подшипника, особыми свойствами подшипника, загрязнением смазочного материала или другими специфическими условиями эксплуатации.
Номинальная долговечность	– расчетная долговечность, соответствующая 90% вероятности безотказной работы для подшипников, изготовленных из широко используемого материала хорошего качества, при хорошем

качестве изготовления и работающих в нормальных условиях эксплуатации.

- Номинальная тепловая частота вращения подшипника – частота вращения внутреннего кольца, при которой достигается баланс между тепловой мощностью, производимой трением в подшипнике, и тепловым потоком, выделяемым через контактирующие с валом и корпусом поверхности подшипника, при базовых условиях
- Осовой внутренний зазор – среднеарифметическое расстояние в осевой направлении, на которое одно из колец может быть смещено относительно другого из одного осевого крайнего положения в противоположное крайнее положение без приложения внешней нагрузки.
- Радиальный внутренний зазор – среднеарифметическое расстояние в радиальном направлении, на которое одно из колец может быть смещено относительно другого из одного эксцентричного крайнего положения в диаметрально противоположное крайнее положение при различных угловых направлениях и без приложения внешней нагрузки.
- Средний диаметр – диаметр окружности, проходящей через центры шариков подшипника.
- Угол контакта – угол между плоскостью, перпендикулярной оси подшипника, (радиальной плоскостью) и номинальной линией действия результирующей сил, передаваемых кольцом подшипника на тело качения.
- Шариковый трехточечный (четырёхточечный) подшипник (многоточечный подшипник) – шариковый радиально-упорный однорядный подшипник, в котором при чисто радиальной нагрузке каждый нагруженный шарик контактирует с дорожками качения в трех (четырех) точках. При чисто осевой нагрузке на подшипник каждый шарик контактирует с каждой дорожкой качения в одной точке.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Gloeckner P., Rodway C. The Evolution of Reliability and Efficiency of Aerospace Bearing Systems // *Engineering*. 2017. Vol. 09, № 11. P. 962–991.
2. Zimmerman G.A. Welcome Aboard! // *Evolution*. 2016. [Электронный ресурс]. URL: <http://evolution.skf.com/welcome-aboard/> (дата обращения: 01.05.2019).
3. Yukawa Y. Trends and Future Prospects for Rolling Bearing Technologies // *Koyo Eng. J. English Ed.* 2001. № 159. P. 23–30.
4. Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Пути повышения надёжности и ресурса подшипниковых опор роторов современных газотурбинных двигателей и редукторов // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*. 2015. Т. 14, № 3–1. С. 228–237.
5. Baumgartner H.R., Lundberg D.V., Wheildon W.M. Silicon Nitride in Rolling Contact Bearings. Norton Co., Massachusetts. NTIS, 1973. 71 p.
6. Zaretsky E. V., Chiu Y.P., Tallian T.E. Ceramic Bearings for Use in Gas Turbine Engines // *J. Mater. Eng.* 1989. Vol. 11, № 3. P. 237–253.
7. Kim S.S. et al. Wear Mechanism of Ceramic Materials in Dry Rolling Friction // *J. Tribol.* 1986. Vol. 108. P. 522–526.
8. Shin Niizeki. Ceramic Bearings for Special Environments // *Motion&Control*. 2000. Vol. 8. P. 17– 22.
9. O'Brien M.J., Presser N., Robinson E.Y. Failure Analysis of Three Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> Balls Used in Hybrid Bearings // *Eng. Fail. Anal.* 2003. Vol. 10. P. 453–473.
10. Ryan R.S. A History of Aerospace Problems, Their Solutions, Their Lessons. Marschall Space Flight Center, Alabama. NASA Technical Paper 3653, 1996. 233 p.
11. Burgmeier L., Poursaba M. Ceramic Hybrid Bearings in Air-Cycle Machines // *J. Eng. Gas Turbines Power*. 1996. Vol. 118. P. 184–190.
12. Slaney F.D. Hybrid Ceramic Bearing Development for Gas Turbine Engines // *International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*. 1994. 94-GT-112.
13. Rhoads M.A., Bashyam M., Crecelius W.J. Large Engine Hybrid Ceramic Bearings // *International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*. 1994. 94-GT-264.
14. Adelhardt M., Katzenberger J. FAG Aerospace breaks four-million speed parameter barrier for engine bearings. Technological leap towards more efficient aircraft engines. Schaeffler. Press Release. Schweinfurt, 2015.
15. Gloeckner P., Martin M., Flouros M. Comparison of Power Losses and Temperatures between an All-Steel and a Direct Outer Ring–Cooled, Hybrid 133-mm-Bore Ball Bearing at Very High Speeds // *Tribol. Trans. Taylor & Francis*, 2017. Vol. 60, № 6. P. 1148–1158.

16. Miner J.R. et al. F117-PW-100 Hybrid Ball Bearing Ceramic Technology Insertion // *J. Eng. Gas Turbines Power*. 1996. Vol. 118, № 2. P. 434–442.
17. Gay N. Rolls-Royce Reveals Next-Gen Engine Plan. 2014. [Электронный ресурс]. URL: <https://aviationweek.com/awin/rolls-royce-reveals-next-gen-engine-plan-0> (дата обращения: 01.05.2019).
18. ISO 26602:2017(E). Fine ceramics (advanced ceramics, advanced technical ceramics) – Silicon nitride materials for rolling bearing balls and rollers. Geneva, 2017. 7 p.
19. ISO 3290-2:2014(E). Rolling bearings – Balls – Part 2: Ceramic balls. Geneva, 2014. 15 p.
20. ISO 14627:2012 (E). Fine ceramics (advanced ceramics, advanced technical ceramics) – Test method for fracture resistance of silicon nitride materials for rolling bearing balls at room temperature by indentation fracture (IF) method. Geneva, 2012. 8 p.
21. Dempsey P.J., Certo J.M., Morales W. Current Status of Hybrid Bearing Damage Detection // *Tribol. Trans.* 2005. Vol. 48, № 3. P. 370–376.
22. Ohta H., Kobayashi K. Vibrations of Hybrid Ceramic Ball Bearings // *J. Sound Vib.* 1996. Vol. 192, № 2. P. 481–493.
23. Bhushan B., Sibley L.B. Silicon Nitride Rolling Bearings for Extreme Operating Conditions // *ASLE Trans.* 1982. Vol. 25, № 4. P. 417–428.
24. Lee S.K., Wuttiphon S., Lawn B.R. Role of Microstructure in Hertzian Contact Damage in Silicon Nitride: I, Mechanical Characterization // *J. Am. Ceram. Soc.* 1997. Vol. 80, № 9. P. 2367–2381.
25. Hadfield M. Failure of Silicon Nitride Rolling Elements with Ring Crack Defects // *Ceram. Int.* 1998. Vol. 24. P. 379–386.
26. Zhou J., Wu G. Experimental Study of Cyclic Rolling-Contact Fatigue of Silicon Nitride Balls // *Tribol. Trans.* 2009. Vol. 52, № 5. P. 663–670.
27. Zhou J.L. et al. Tensile Stress Fatigue Life Model of Silicon Nitride Ceramic Balls // *Tribol. Int.* Elsevier, 2009. Vol. 42. P. 1838–1845.
28. Harris T.A., Kotzalas M.N. *Essential Concepts of Bearing Technology*. Boca Raton: CRC Press, 2006. 376 p.
29. Wang Y., Hadfield M. Rolling Contact Fatigue Failure Modes of Lubricated Silicon Nitride in Relation to Ring Crack Defects // *Wear*. 1999. Vol. 225–229. P. 1284–1292.
30. Chiu Y.P. An Approach for Fatigue Cracking Failure Prediction of Ceramic Rolling Elements under Hertzian Loading // *Tribol. Trans.* 1999. Vol. 42, № 2. P. 289–295.
31. Wang Y., Hadfield M. A Study of Line Defect Fatigue Failure of Ceramic Rolling Elements in Rolling Contact // *Wear*. 2002. Vol. 253. P. 975–985.
32. Parker R.J., Zaretsky E. V. *Fatigue Life of High-Speed Ball Bearings With Silicon Nitride Balls*

- // J. Lubr. Technol. 1975. Vol. 97, № 3. P. 350–355.
33. Katz R.N., Hannoosh J.G. Ceramics for High Performance Rolling Element Bearings: A Review and Assessment // Mater. Des. 1987. Vol. 8, № 2. P. 108–112.
  34. Robinson E.Y. Silicon Nitride Hybrid Bearing Fatigue Life Comparisons. Los Angeles, 1999. 23 p.
  35. Dezzani M.M., Pearson P.K. Hybrid Ceramic Bearings for Difficult Applications // J. Eng. Gas Turbines Power. 1996. Vol. 118, № 2. P. 449–452.
  36. Wan G.T.Y., Gabelli A., Ioannides E. Increased Performance of Hybrid Bearings with Silicon Nitride Balls // Tribol. Trans. 1997. Vol. 40, № 4. P. 701–707.
  37. ISO 281:2007 (E). Rolling bearings - Dynamic load ratings and rating life. Geneva, 2007. 51 p.
  38. ГОСТ 18855-2013. Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс. Москва, 2013. 56 с.
  39. Zaretsky E.V., Vlcek B.L., Hendricks R.C. Effect of Silicon Nitride Balls and Rollers on Rolling Bearing Life // ASME/STLE International Joint Tribology Conference, California, USA, October 24-27, 2004. TRIB2004-64246.
  40. DIN ISO 281 Beiblatt 5. Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer – Beiblatt 5: Tragzahlen für Hybrid-Wälzlager. Berlin, 2011. 9 p.
  41. Hager C.H. et al. Minimum quantity lubrication of M50/M50 and M50/Si3N4 tribological interfaces // Wear. Elsevier B.V., 2011. Vol. 271, № 9–10. P. 1761–1771.
  42. Ebert F.J. Performance of Silicon Nitride (Si3N4) Components in Aerospace Bearing Applications // Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Brussels, Belgium, June 11-14, 1990. 90-GT-166.
  43. Forster N.H. et al. Parametric Testing and Heat Generation Modeling of 133-mm Bore Ball Bearings: Part I—Results with Metal Rolling Elements // Tribol. Trans. 2011. Vol. 54, № 2. P. 315–324.
  44. Forster N.H. et al. Parametric Testing and Heat Generation Modeling of 133-mm Bore Ball Bearings: Part II—Results with Silicon Nitride Rolling Elements // Tribol. Trans. 2011. Vol. 54, № 2. P. 325–331.
  45. Shoda Y. et al. The Performance of a Hybrid Ceramic Ball Bearing Under High Speed Conditions with the Under-Race Lubrication Method // Tribol. Trans. 1997. Vol. 40, № 4. P. 676–684.
  46. Ножницкий Ю.А., Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Гибридные подшипники качения для авиационных двигателей (обзор) // Авиационные двигатели. 2019. № 2(3). С. 63–76.
  47. Justice K.M. et al. Lube Oil and Bearing Thermal Management System // Proc. of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air, June 8-12, 2009, Orlando, Florida, USA. 2009.



- GT2009-60048.
48. Ebert F.-J. An Overview of Performance Characteristics, Experiences and Trends of Aerospace Engine Bearings Technologies // *Chinese J. Aeronaut.* 2007. Vol. 20, № 4. P. 378–384.
  49. Лаврентьев Ю.Л. Определение оптимальной области применения гибридных подшипников качения // *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение.* 2018. № 1. С. 57-65.
  50. Петров Н.И. и др. Исследования подшипников с керамическими элементами на подшипниковых стендах // *Научно-технический конгресс по двигателестроению (НТКД-2014), Москва, 15-18 апреля 2014 г. Москва: АССАД, 2014. С. 52–54.*
  51. Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Исследование подшипников с керамическими элементами для их применения в опорах роторов авиационных ГТД // *Всероссийская научно-техническая конференция молодых ученых и специалистов «Новые решения и технологии в газотурбостроении», Москва, 26-28 мая 2015 г. Москва: ФГУП «ЦИАМ им.П.И.Баранова», 2015. С. 241–242.*
  52. Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Исследование тепловыделения в гибридных подшипниках // *7-ая международная конференция ТПКММ, Москва, 6-8 октября 2015 г. Москва: МАИ, 2015. С. 56–62.*
  53. Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Исследование работоспособности гибридных подшипников качения разных конструкций в ожидаемых условиях эксплуатации // *Международная научно-техническая конференция «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», Самара, 22-24 июня 2016 г. Самара: СГАУ, 2016. С. 218–219.*
  54. Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. К вопросу тепловыделения в подшипниках ГТД высокой тяги // *Научно-технический конгресс по двигателестроению (НТКД-2018), Москва, 4-6 апреля 2018 г. Москва: АССАД, 2018. С. 321–323.*
  55. Лаврентьев Ю.Л., Петров Н.И. Эмпирическая зависимость тепловыделения для шариковых подшипников от условий эксплуатации в составе опор роторов авиационных двигателей // *XXX Международная инновационная конференция молодых учёных и студентов (МИКМУС – 2018), Москва, 20-23 ноября 2018 г. Москва: ИМАШ РАН, 2018. С. 260–263.*
  56. Harris T.A., Kotzalas M.N. *Advanced Concepts of Bearing Technology.* 5th ed. Boca Raton: CRC Press, 2006. 360 p.
  57. Спришевский А.И. *Подшипники качения.* Москва: «Машиностроение», 1968. 632 с.
  58. Gupta P.K. *Thermal Interactions in Rolling Bearing Dynamics.* New York, 2002. 115 p.
  59. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. Москва: «Машиностроение», 1978. 172 с.

60. ГОСТ 32305-2013. Подшипники качения. Номинальная тепловая частота вращения. Расчет и коэффициенты. Москва, 2014. 20 с.
61. Rolling Bearing Lubrication. Publ.No. WL 81 115/4 EA. Schweinfurt: FAG Kugelfischer Georg Schäfer AG, 2002. 70 p.
62. Аксенов Н.К., Петров Н.И., Струков А.А. Исследование теплового состояния подшипников опор перспективных авиационных двигателей // Вестник двигателестроения. 2008. Т. 3. С. 69–72.
63. Петров Н.И., Ю.Л. Л. Сравнение различных методик расчёта тепловыделения в радиально-упорных шарикоподшипниках // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2018. Т. 17, № 2. С. 154–163.
64. SKF. Rolling Bearings. PUB BU/P1 10000/3 EN. 2016. 1363 p.
65. NTN Corporation. Ball and Roller Bearings. Cat. No.2202-II-E. 2001. 399 p.
66. ГОСТ 20918-75. Подшипники качения. Метод расчета предельной частоты вращения. Москва, 1975. 7 с.
67. ГОСТ 520-2011. Подшипники качения. Общие технические условия. Москва, 2012. 69 с.
68. Linke-Diesinger A. Systems of Commercial Turbofan Engines. Springer, 2008. 234 p.
69. Parker R.J. Present Technology of Rolling-Element Bearings // Advanced Power Transmission Technology. NASA, 1982. P. 35–47.
70. Flouros M. et al. Active Outer Ring Cooling of High-Loaded and High-Speed Ball Bearings // J. Eng. Gas Turbines Power. 2013. Vol. 135, № 8. 081902.
71. Gloeckner P., Dullenkopf K., Flouros M. Direct Outer Ring Cooling of a High Speed Jet Engine Mainshaft Ball Bearing: Experimental Investigation Results // J. Eng. Gas Turbines Power. 2011. Vol. 133, № 6. 062503.
72. Ерошкин А.И. Исследование характеристик высокоскоростных тяжело нагруженных подшипников качения: Дисс. канд. технических наук. Москва, 1958. 198 с.
73. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчёт на прочность деталей машин. Справочник. Изд. 6-е. Москва: “Машиностроение,” 1993. 640 с.
74. Демидович Е.В. и др. Тепловой режим роликоподшипников, работающих в условиях проскальзывания // Авиационно-космическая техника и технология. 2006. Т. 8, № 34. С. 113–116.
75. Егоров С.В. и др. Методика расчета теплового режима средней опоры ГТД, состоящей из радиально-упорных шарикоподшипников и торцевых контактных уплотнений // Авиационно-космическая техника и технология. 2005. Т. 9, № 25. С. 93–96.
76. Бирюков Р.В., Киселев Ю.В. Температурная диагностика роторных подшипников

- газотурбинных двигателей // Научный вестник МГТУ ГА. 2014. № 205. С. 55–61.
77. Бирюков Р.В. Моделирование теплового состояния масляной системы и опор ГТД по результатам стендовых испытаний для целей диагностики // Всероссийская научно-техническая конференция молодых ученых и специалистов «Новые решения и технологии в газотурбостроении», Москва, 26-28 мая 2015 г. Москва: ФГУП «ЦИАМ им.П.И.Баранова», 2015. С. 28–30.
  78. Кикоть Н.В., Марчуков Е.Ю. Исследование и разработка метода анализа теплового состояния межроторных роликовых подшипников ГТД // Вестник МАИ. 2009. Т. 16, № 4. С. 32–36.
  79. Кикоть Н.В., Марчуков Е.Ю. Разработка метода анализа теплового состояния межроторных роликовых подшипников ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. 2009. Т. 8, № 65. С. 57–61.
  80. Кикоть Н.В. Разработка метода анализа теплового состояния межроторных роликовых подшипников газотурбинных двигателей: Дисс. канд.технических наук. 2010. 146 с.
  81. Flouros M. Correlations for heat generation and outer ring temperature of high speed and highly loaded ball bearings in an aero-engine // *Aerosp. Sci. Technol.* 2006. Vol. 10, № 7. P. 611–617.
  82. Parker R.J. Comparison of Predicted and Experimental Thermal Performance of Angular Contact Ball Bearings. NASA Technical Paper 2275. Cleveland, Ohio: Lewis Research Center, 1984. 16 p.
  83. Петров Н.И. и др. Особенности применения гибридных подшипников качения (стальные кольца и керамические шарики) в узлах ГТД // Научно-практическая конференция молодых специалистов ЦИАМ, Москва, 24-28 марта 2014 г. Москва: ФГУП «ЦИАМ им.П.И.Баранова», 2014. С. 96–97.
  84. ГОСТ 24026-80. Исследовательские испытания. Планирование эксперимента. Термины и определения. Москва, 1980. 14 с.
  85. Гайдадин А.Н., Ефремова С.А. Применение полного факторного эксперимента при проведении исследований. Методические указания. Волгоград: ВолгГТУ, 2008. 16 с.
  86. Дрейпер Н., Смит Г. Прикладной регрессионный анализ: В 2-х кн. Кн. 1/ Пер. с англ. - 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Финансы и статистика, 1986. 369 с.
  87. Макаричев Ю.А., Иванников Ю.Н. Методы планирования эксперимента и обработки данных: учеб. пособие. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2016. 131 с.
  88. Petrov N.I., Lavrentyev Y.L. Empirical correlation of heat generation in ball bearings depending on the operational conditions in the supports of aero-engine rotor // *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* 2019. Vol. 489, № 1. 012029.

89. McCutchan S., Barnsby R.M. A Physics-Based Heat Transfer Analysis for Aerospace Ball Thrust Bearings // World Tribology Congress III, Sept. 12-16 2005. Washington, DC. 2005. P. 85–86.
90. Wu L., Tan Q. Thermal Characteristic Analysis and Experimental Study of a Spindle-Bearing System // Entropy. 2016. Vol. 18, № 7. 271.
91. Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Разработка метода прогнозирования теплового состояния и долговечности стальных и гибридных подшипников опор авиационных газотурбинных двигателей // Всероссийская научно-техническая конференция молодых учёных и специалистов «Авиационные двигатели и силовые установки», Москва, 28-30 мая 2019 г. Москва: ФГУП «ЦИАМ им.П.И.Баранова», 2019. С. 171–173.
92. Ерошкин А.И., Петров Н.И. Методика расчетной оценки долговечности подшипников качения авиационных двигателей и их агрегатов, требования к конструктивным параметрам опор. Москва: ФГУП «ЦИАМ им.П.И.Баранова», ВНИПП, 1996. 14 с.
93. Ebert F.J., Poulin P. The Effect of Cleanliness on the Attainable Bearing Life in Aerospace Applications // Tribol. Trans. 1995. Vol. 38, № 4. P. 851–856.
94. Коросташевский Р.В., Зайцев А.М. Авиационные подшипники качения. Москва: Оборонгиз, 1963. 340 с.
95. Halpin J.D., Tran A.N. An Analytical Model of Four-Point Contact Rolling Element Ball Bearings // J. Tribol. 2016. Vol. 138, № 3. 031404.
96. В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов В.В.М. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. 254 с.
97. Курушин М.И. Расчёт быстроходных многоточечных радиально-упорных шарикоподшипников // Прочность и динамика авиационных двигателей. 1971. № 6. С. 222–260.
98. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. Изд. 6-е. Москва: «Машиностроение», 1975. 572 с.
99. Перель Л.Я. Подшипники качения. Расчёт, проектирование и обслуживание опор. Москва: «Машиностроение», 1983. 543 с.
100. Ковалев М.П., Народецкий М.З. Расчёт высокоточных шарикоподшипников. Москва: «Машиностроение», 1975. 280 с.
101. Level T.H.E., Contamination O.F., Solid B.Y. ISO 4406:2017 (E). Hydraulic fluid power -- Fluids -- Method for coding the level of contamination by solid particles. Geneva, 2017. 6 с.
102. Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. Газотурбинные двигатели. Пермь: ОАО «Авиадвигатель», 2006. 1204 с.
103. Черневский В., Короставшевский Р.В., Яхин Б.А. и др. Подшипники качения: справочник-

- каталог. Москва: «Машиностроение», 1997. 896 с.
104. Нарышкин В.Н., Коросташевский Р.В. Подшипники качения: справочник-каталог. Москва: «Машиностроение», 1984. 280 с.
  105. European Aviation Safety Agency (EASA). Type-certificate data sheet [Электронный ресурс]. URL: <https://www.easa.europa.eu> (дата обращения: 01.05.2019).
  106. ОСТ 1 00323-79. Валы и отверстия корпусов газотурбинных двигателей. Посадки шариковых и роликовых подшипников. Москва, 1979. 20 с.
  107. ГОСТ 18854-2013. Подшипники качения. Статическая грузоподъемность. Москва, 2014. 18 с.
  108. Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. К расчёту долговечности гибридных подшипников качения // Научно-технический конгресс по двигателестроению (НТКД-2016), Москва, 19-21 апреля 2016 г. Москва: АССАД, 2016. С. 274–277.
  109. Положение об установлении и увеличении ресурсов подшипников качения ГТД гражданской авиации, их агрегатов и агрегатов трансмиссий вертолетов. Москва: ФГУП «ЦИАМ им.П.И.Баранова», ОАО «ВНИПП», 2004. 11 с.

**ПРИЛОЖЕНИЕ А. МЕХАНИЧЕСКИЕ И ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МАТЕРИАЛОВ ПОДШИПНИКОВ. СВОЙСТВА МАСЕЛ**

Таблица А1. Механические и физические свойства материалов

Параметр	Значение			
	ЭИ347	М50	Si3N4	Сталь (вал, корпус)
Модуль упругости, МПа	$2,1 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	$3,2 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$
Коэффициент Пуассона	0,3	0,33	0,26	0,33
Коэффициент линейного теплового расширения, $1/^\circ\text{C}$	$1,17 \cdot 10^{-5}$	$1,15 \cdot 10^{-5}$	$0,34 \cdot 10^{-5}$	$1,21 \cdot 10^{-5}$
Плотность, $\text{кг}/\text{мм}^3$	$8,20 \cdot 10^{-6}$	$7,87 \cdot 10^{-6}$	$3,16 \cdot 10^{-6}$	$7,8 \cdot 10^{-6}$

Таблица А2. Свойства масел в зависимости от рабочей температуры

Параметр	Значение		
	ИПМ-10	МС8П	Shell
Кинематическая вязкость, $\text{мм}^2/\text{с}$	$3634,9 \cdot T^{-1.527}$	$4352,1 \cdot T^{-1.601}$	$31701,5 \cdot T^{-1.903}$
Удельная теплоёмкость, Дж/(кг·°C)	$3,51 \cdot T + 1993,8$	$3,76 \cdot T + 1834,1$	$2,55 \cdot T + 1798,6$
Плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$	$-0,66 \cdot T + 839$	$-0,67 \cdot T + 879$	$-0,78 \cdot T + 1011$