

*На правах рукописи*



Лаврентьев Юрий Львович

**Разработка метода прогнозирования теплового состояния и долговечности гибридных подшипников качения опор быстроходных роторов авиационных газотурбинных двигателей**

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

**А В Т О Р Е Ф Е Р А Т**  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва – 2019

Работа выполнена в государственном научном центре Российской Федерации, Федеральном государственном унитарном предприятии «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова»

Научный руководитель: доктор технических наук,  
**Ножницкий Юрий Александрович**

Официальные оппоненты: **Балякин Валерий Борисович**, доктор технических наук, профессор, ФГАОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева», заведующий кафедрой «Основы конструирования машин»

**Сорокин Фёдор Дмитриевич**, доктор технических наук, доцент, ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана», профессор кафедры «Прикладная механика»

Ведущая организация: АО «НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко»

Защита состоится 9 декабря 2019 г. в 15:00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.125.08, созданного на базе ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» по адресу: 125993, г. Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)»: [https://mai.ru/upload/iblock/547/DISSERTATSIYA\\_LYUL.pdf](https://mai.ru/upload/iblock/547/DISSERTATSIYA_LYUL.pdf)

Автореферат разослан «    » октября 2019 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета Д212.125.08,  
доктор технических наук, профессор

Зуев Юрий Владимирович

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### 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  $d_m n = 3 \dots 3,5 \cdot 10^6$  мм·об/мин ( $d_m$  – средней диаметр подшипника;  $n$  – частота вращения). По оценкам специалистов в перспективных авиационных двигателях подшипники опор главных роторов будут работать при значениях параметра быстроходности  $d_m n = 3 \dots 4 \cdot 10^6$  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 ( $d_m n \geq 3 \cdot 10^6$  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  $d_m n$ . 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,  $d_m n$  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.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность диссертационной работы, приведены постановка задач и краткая аннотация содержания работы по разделам, дана оценка научной новизны и практической значимости полученных результатов и представлены методы исследования.

**В первой главе** выполнен обзор работ, посвященных современному состоянию исследований гибридных подшипников, имеющих керамические тела качения и стальные кольца, для их применения в составе опор авиационных двигателей. Указаны преимущества и проблемы применения подшипников с телами качения из керамических материалов. Представлены результаты сравнительных усталостных испытаний керамических и стальных тел качения, а также сравнительных испытаний гибридных и стальных подшипников. Рассмотрены существующие методы оценки долговечности гибридных подшипников. Проведен обзор работ, посвященных исследованию тепловыделения в гибридных подшипниках.

Гибридные подшипники обеспечивают лучшую, чем стальные, работоспособность в условиях пограничного смазывания, загрязнения смазки, работы без смазки, а также при смазывании консистентной смазкой. Однако сравнительные исследования теплового состояния гибридных и стальных подшипников при должном смазывании показывают, что температура деталей гибридных подшипников в зависимости от условий эксплуатации может быть как выше, так и ниже температуры деталей стальных. Поэтому необходимы совершенствование методов определения теплового состояния подшипников и разработка критериев, определяющих область рационального использования гибридных подшипников.

**Во второй главе** рассмотрен процесс образования тепла в подшипнике. Выделены основные источники тепловыделения. Проведен анализ процессов теплопередачи в подшипниковом узле. Отмечено, что среди роторных подшипников двигателя наиболее критичными с точки зрения обеспечения требуемого теплового состояния являются шариковые радиально-упорные подшипники качения, работающие при высоких частотах вращения и осевых нагрузках. Представлен обзор существующих методов оценки тепловыделения в стальных шариковых радиально-упорных подшипниках качения с многоточечным контактом. Рассмотрены методы для определения тепловыделения в подшипниках, работающих при малых частотах вращения при  $d_m n \leq 0,8 \cdot 10^6$  мм·об/мин (методы подшипниковых фирм FAG, SKF). Представлены методы расчёта тепловыделения в авиационных подшипниках, работающих при обильной подаче охлаждающего масла. К наиболее часто используемым в отечественной практике можно отнести зависимости, полученные в исследованиях ЦИАМ: А.И. Ерошкиным в 1950-1970-х годах (формула (1)), Н.И. Петровым и Н.К. Аксёновым, 2008 г. (формула (2)).

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

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

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

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.

Широкое применение в отрасли нашел метод В.М. Демидовича (КАИ, 1970-е годы, формула (3)), в которой для определения тепловыделения в подшипнике используются параметры подобия  $Re$ ,  $Pr$ ,  $Eu$ . Метод В.М. Демидовича получил развитие в ряде отечественных работ (1990-е и 2000-е годы) для особых условий эксплуатации подшипников: для роликоподшипников, работающих в условиях проскальзывания (Е.В. Демидович, А.М. Арасланов, Г.И. Зайдейнштейн, Н.Н. Маливанов), для шариковых подшипников с торцевыми уплотнениями (С.В. Егоров, А.М. Арасланов, Г.И. Зайденштейн, Н.Н. Маливанов), для межроторных роликовых подшипников (Н.В. Кикоть), для диагностики подшипников опор ГТД по температурному состоянию (Р.В. Бирюков, Ю.В. Киселев) и др.

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

Числа Прандтля, Рейнольдса и Эйлера находятся по следующим зависимостям:

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

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

Среди зарубежных методов интерес представляют подходы фирм NASA (1980-е годы), MTU (M. Florous, 2006-2010 гг, формула (4)) и AFRL (N.Forster и др., 2010-2016 гг, формула (5)).

$$Q_{\text{MTU}} = E d^\alpha n^\beta \nu^\gamma F_a^\delta V^\varepsilon (AX^2 + BX + C)^\zeta, \quad (4)$$

где частота вращения  $6000 \leq n \leq 24000$  об/мин; внутренний диаметр  $40 \leq d \leq 120$  мм; осевая нагрузка  $F_a \leq 25$  кН; расход масла  $0,83 \leq V \leq 7,5$  л/мин;  $\nu$  – вязкость масла, мм<sup>2</sup>/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.

$$Q = a_1 F_a d_m \omega + a_2 A (d_m \omega)^2 + a_3 \nu \rho d_m (d_m \omega)^2, \quad (5)$$

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.

Область применения перечисленных методов ограничена определенными диапазонами изменения независимых факторов. Например, нет учета масштабного фактора (внутреннего диаметра) для стальных подшипников с внутренним диаметром более 120 мм. Для гибридных подшипников методы определения

тепловыделения представлены только для малых  $d_m n$  и для  $d=133$  мм. В известной литературе нет зависимостей, позволяющих оценить температуры внутренних и наружных колец гибридных подшипников. Для преодоления существующих ограничений необходимо проведение исследований гибридных и стальных подшипников.

**В третьей главе** представлена экспериментальная часть работы. Приведено описание стенда, рассмотрены метрологические вопросы, методика и объекты испытаний.

Проведенный в главе 2 анализ теоретических и экспериментальных исследований шарикоподшипников показал, что тепловыделение в шариковых подшипниках опор высокооборотных роторов ГТД зависит от следующих параметров:

- $d$  – внутреннего диаметра подшипника, мм;
- $n$  – частоты вращения, об/мин;
- $F_a$  – осевой нагрузки, Н;
- $V$  – расхода масла, л/мин;
- $\nu$  – кинематической вязкости масла, мм<sup>2</sup>/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 его можно не учитывать при разработке регрессионной зависимости от режимных параметров.

Задача сводилась к получению по результатам экспериментальных исследований эмпирических зависимостей тепловыделения и температур колец от указанных выше параметров. Планирование экспериментальных исследований радиально-упорного шарикоподшипника заключалось в выборе числа опытов, необходимых и достаточных для получения эмпирических зависимостей от варьлируемых факторов.

Во время проведения испытаний осуществлялась непрерывная фиксация в компьютере 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 велась непрерывно с интервалом 20 с. Переход на следующий режим осуществлялся только при отсутствии повышенных вибраций (СКЗ виброскорости в диапазоне частотного диапазона сигнала с датчика вибраций от 5 до 500 Гц не выше 12 мм/с), а также при температурах деталей подшипника и масла на выходе не выше 200°С.

С целью последующего определения преимуществ гибридных подшипников, также проводились испытания стальных подшипников. Проведены испытания гибридных и стальных авиационных подшипников с внутренними диаметрами 130 и 150 мм в широком диапазоне частот вращения, нагрузок и расходов масла. Кольца подшипников и стальные тела качения изготовлены из теплопрочной стали ЭИ347, керамические тела качения из нитрида кремния ( $Si_3N_4$ ).

Испытания подшипников с внутренним диаметром 130 мм (126126) проведены в диапазоне частот вращения  $n=5000\dots 21200$  об/мин (до  $d_m n=3,5\cdot 10^6$  мм·об/мин).

Осевая нагрузка на подшипник варьировалась в диапазоне  $F_a=10...30$  кН ( $F_a=1000...3000$  кгс) при постоянной радиальной нагрузке  $F_r=4$  кН (400 кгс). Расход масла  $V$  через подшипник составлял от 4 до 10,2 л/мин (рисунок 1).

Испытания подшипника с внутренним диаметром 150 мм (126130) проведены в диапазоне частот вращения  $n=2500...19000$  об/мин (до  $d_m n=3,56 \cdot 10^6$  мм·об/мин). Осевая нагрузка на подшипник варьировалась в диапазоне  $F_a=10...35$  кН кН ( $F_a=1000...3500$  кгс) при радиальной нагрузке  $F_r=3...5,5$  кН ( $F_r=300...550$  кгс). Расход масла  $V$  через подшипник составлял от 4 до 10 л/мин. С целью предотвращения возникновения заклинивания, при испытаниях стального подшипника максимальная частота вращения ограничивалась ( $n \leq 14000$  об/мин для  $d=130$  мм,  $n \leq 12000$  об/мин для  $d=150$  мм).



а)



б)

Рисунок 1. Испытания подшипника с внутренним диаметром 130 мм: а) кольца подшипника, с установленными термопарами; б) подшипник в узле испытаний

В работе специалистов фирм FAG и MTU показано, что разница потерь энергии в подшипнике по результатам изменения показаний индикатора крутящего момента с количеством теплоты, уносимыми от подшипника маслом, незначительная. В данном исследовании также принималось, что на установившемся режиме все тепло, выделяющееся в подшипнике, отводится от него маслом:

$$Q = \frac{C_p \rho V}{60} (T_{м.в.вых} - T_{м.в.х}) \cdot 10^{-3}, \quad (6)$$

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

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. 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).

На рисунках 2-4 приведены графики результатов испытаний. На рисунке 2 приведены зафиксированные значения тепловыделения в гибридных и стальных подшипниках.

На рисунках 3, 4 приведены сравнительные графики температур внутреннего (TIR) и наружного (TOR) колец гибридных (Hybrid) и стальных (Steel) подшипников с внутренним диаметром 130 и 150 мм в зависимости от частоты вращения при разных расходах масла. Стоит отметить, что температура деталей гибридного подшипника практически на всех режимах была выше температуры соответствующих деталей стального подшипника.

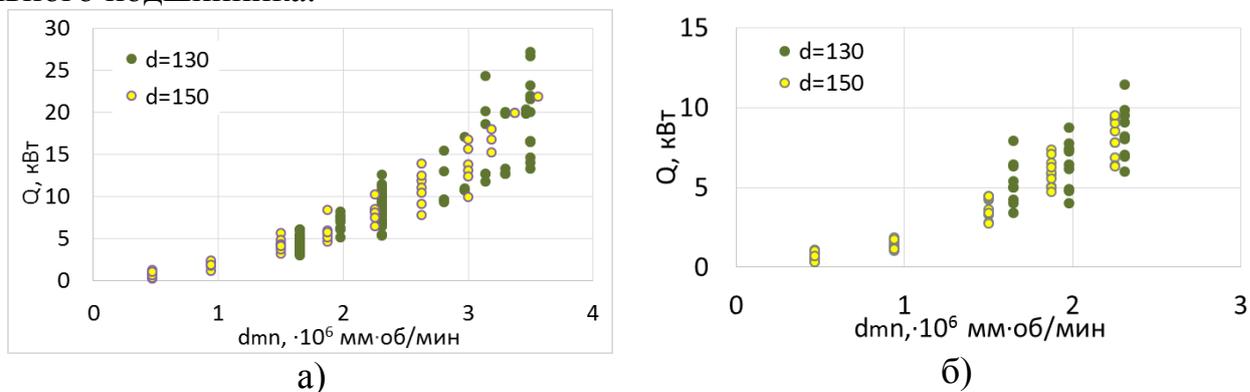


Рисунок 2. Тепловыделение в подшипниках. Экспериментальные данные: а – гибридные подшипники; б – стальные подшипники

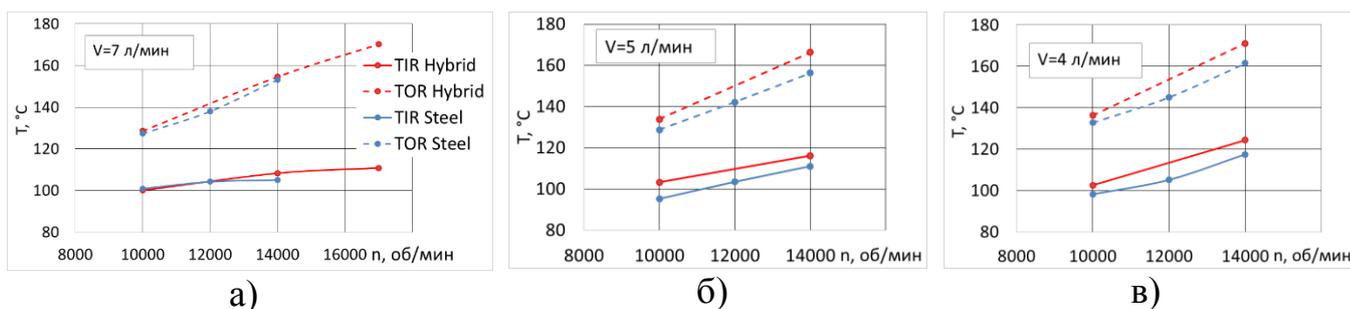


Рисунок 3. Температура колец гибридного и стального подшипников с внутренним диаметром 130 мм: а)  $V=7$  л/мин; б)  $V=5$  л/мин; в)  $V=4$  л/мин

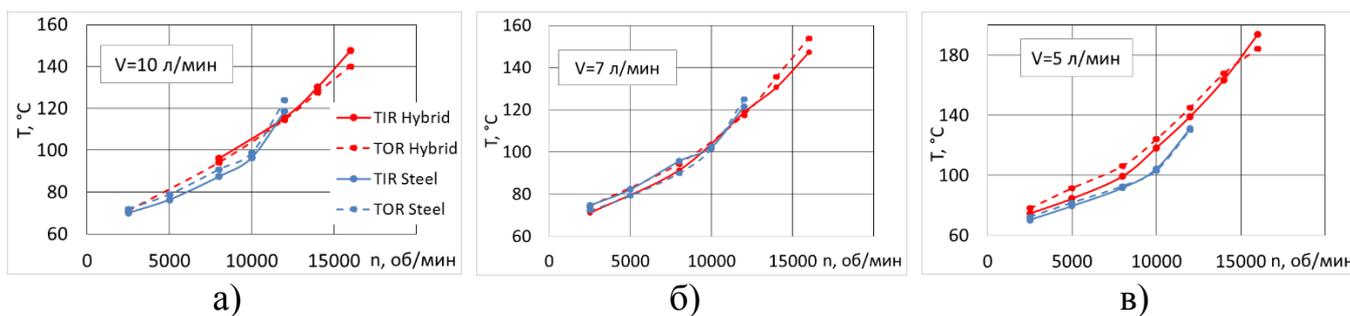


Рисунок 4. Температура колец гибридного и стального подшипников с внутренним диаметром 150 мм: а)  $V=10$  л/мин; б)  $V=7$  л/мин; в)  $V=5$  л/мин

Дополнительно с целью определения преимуществ использования гибридных подшипников проведены сравнительные испытания стального и гибридного подшипников с внутренним диаметром 30 мм в особых режимах эксплуатации: при наличии перекоса, при прекращении подачи масла, при работе на консистентной смазке (рисунок 5). Испытания подшипника с внутренним диаметром 30 мм проведены в диапазоне частот вращения  $n=1000\dots30000$  об/мин (до  $d_m n=1,4 \cdot 10^6$  мм·об/мин).

Из рисунка 5 видно, что при работе с перекосом, на консистентной смазке и при прекращении подачи масла температура гибридного подшипника на 5...10 °С ниже температуры стального. При испытаниях с прекращением подачи масла стальной подшипник заклинило (рисунок 5в), гибридный подшипник продолжил работу без признаков разрушений.

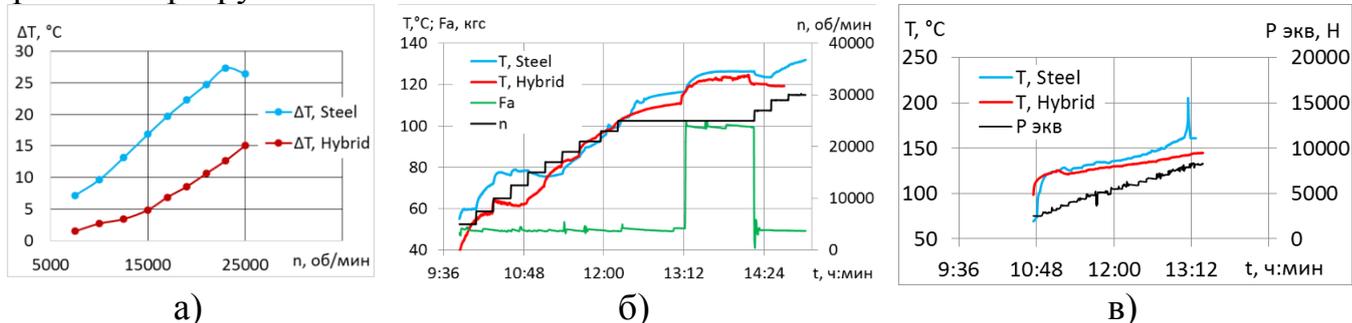


Рисунок 5. Повышение температуры наружных колец стального и гибридного подшипников в особых режимах эксплуатации: а) при перекосе колец 20°; б) при работе на консистентной смазке; в) при прекращении подачи масла

Состояние деталей стального и гибридного подшипников с внутренним диаметром 30 мм после проведения испытаний с прекращением подачи масла представлено на рисунке 6.

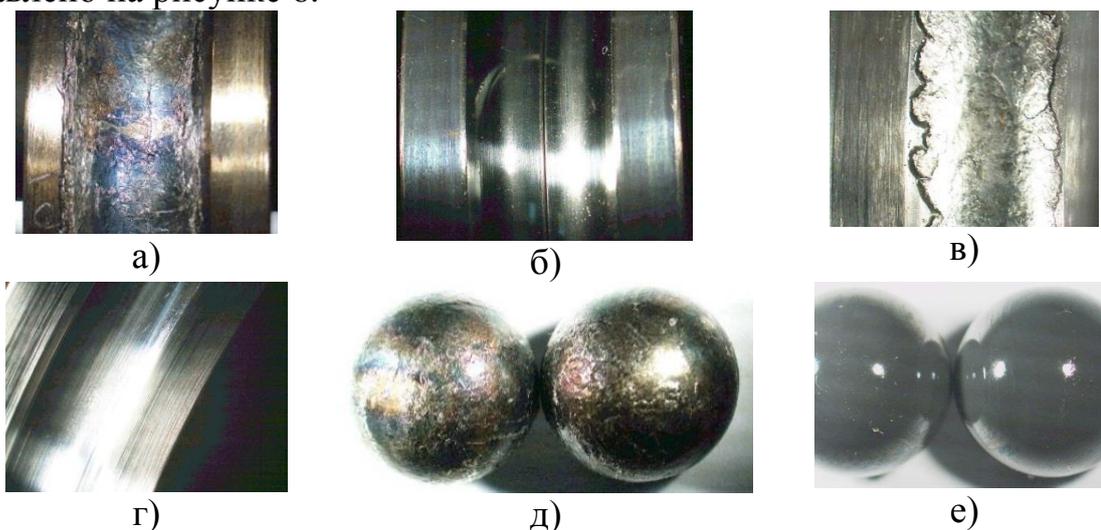


Рисунок 6. Состояние деталей стального и гибридного подшипников после проведения испытаний с прекращением подачи масла: дорожки качения внутреннего кольца стального (а) и гибридного (б) подшипников; дорожка качения наружного кольца стального (в) и гибридного (г) подшипников; д) стальные тела качения; е) керамические тела качения

**В четвертой главе** изложен разработанный в диссертации метод прогнозирования теплового состояния подшипников, работающих при высоких частотах вращения, получены эмпирические зависимости тепловыделения и температур колец гибридных и стальных подшипников от режимов работы подшипника. Проведены сравнения расчётных значений с экспериментальными данными ЦИАМ и с экспериментальными данными, представленными в литературе (экспериментальными данными КАИ, NASA, MTU, AFRL, NSK и др.).

Дополнительно проведено сравнение расчётных значений, полученных с помощью разработанного метода с значениями, полученными с использованием других известных методов (по формулам (1)-(5)).

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:

$$Q = 10^{x_0} \cdot d^{x_1} \cdot n^{x_2} \cdot F_a^{x_3} \cdot V^{x_4} \cdot v^{x_5}, \quad (7)$$

$$TOR = T_{m.вх} + 10^{y_0} \cdot d^{y_1} \cdot n^{y_2} \cdot F_a^{y_3} \cdot V^{y_4} \cdot v^{y_5}, \quad (8)$$

$$TIR = T_{m.вх} + 10^{z_0} \cdot d^{z_1} \cdot n^{z_2} \cdot F_a^{z_3} \cdot V^{z_4} \cdot v^{z_5}, \quad (9)$$

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

Данные зависимости являются нелинейными. Для сведения нелинейной модели к модели линейной по параметрам можно применить операцию логарифмирования отклика. Отклик (тепловыделение, температуры колец) может принимать только положительные значения, поэтому операция логарифмирования допустима.

Прологарифмировав выражения (7) – (9), получим линейные зависимости тепловыделения и температур колец от параметров  $d, n, F_a, V$  и  $v$ .

выражение 7:

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

$$\log_{10}(Q) = x_0 + x_1 \cdot \log_{10} d + x_2 \cdot \log_{10} n + x_3 \cdot \log_{10} F_a + x_4 \cdot \log_{10} V + x_5 \cdot \log_{10} v, \quad (11)$$

выражение 8:

$$\log_{10}(TOR - T_{m.вх}) = \log_{10}(10^{y_0} \cdot d^{y_1} \cdot n^{y_2} \cdot F_a^{y_3} \cdot V^{y_4} \cdot v^{y_5}), \quad (12)$$

$$\log_{10}(TOR - T_{m.вх}) = y_0 + y_1 \cdot \log_{10} d + y_2 \cdot \log_{10} n + y_3 \cdot \log_{10} F_a + y_4 \cdot \log_{10} V + y_5 \cdot \log_{10} v, \quad (13)$$

выражение 9:

$$\log_{10}(TIR - T_{m.вх}) = \log_{10}(10^{z_0} \cdot d^{z_1} \cdot n^{z_2} \cdot F_a^{z_3} \cdot V^{z_4} \cdot v^{z_5}), \quad (14)$$

$$\log_{10}(TIR - T_{m.вх}) = z_0 + z_1 \cdot \log_{10} d + z_2 \cdot \log_{10} n + z_3 \cdot \log_{10} F_a + z_4 \cdot \log_{10} V + z_5 \cdot \log_{10} v, \quad (15)$$

Результаты экспериментов были обработаны методом наименьших квадратов, позволяющим определить коэффициенты регрессии, обеспечивающие минимум суммы квадратов отклонений опытных данных от значений, вычисленных по обычному линейному уравнению регрессии (применительно к формулам (11), (13), (15)), т.е. минимум функции:

$$S = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (Q_{расч_i} - Q_{эксп_i})^2}, \quad (16)$$

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

Анализ результатов испытаний позволил определить коэффициенты в формулах (7) – (9) как для гибридных, так и для стальных подшипников. На рисунке 7 представлено сравнение расчетных значений тепловыделения и температур колец гибридных подшипников с экспериментальными данными.

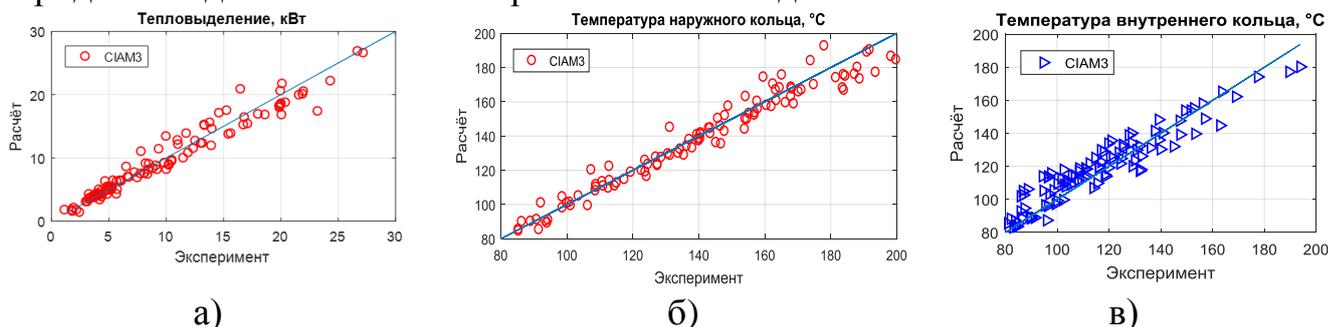


Рисунок 7. Сравнение расчетных значений тепловыделения и температур колец гибридных подшипников с экспериментальными данными: а) тепловыделение; б) температура наружного кольца; в) температура внутреннего кольца

Для проверки корректности полученных эмпирических зависимостей проведено сравнение расчетных значений с представленными в литературе экспериментальными данными. На рисунке 8 представлены результаты такого сравнения применительно к стальным подшипникам. Отмечено, что разработанный метод определения тепловыделения позволяет получить приемлемые результаты и может быть использован при проектировании и расчёте теплового состояния авиационных подшипников.

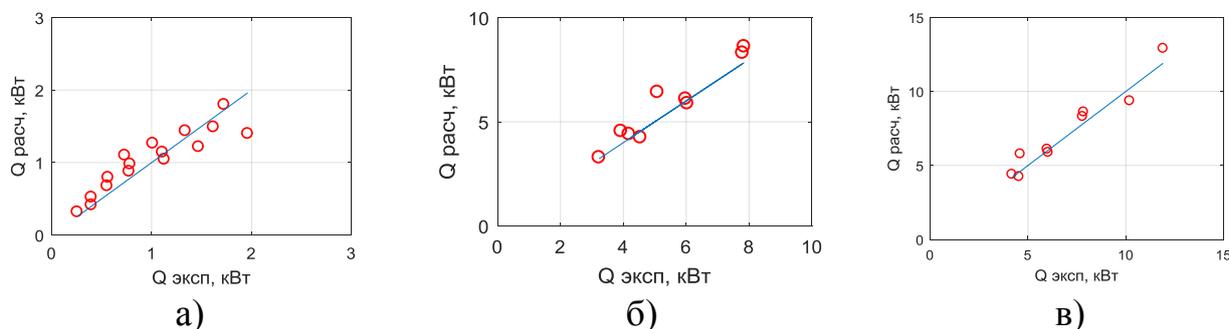


Рисунок 8. Сравнение экспериментальных данных тепловыделения в стальных подшипниках, представленных в литературе, с расчетными данными, полученными по разработанной зависимости: а) данные КАИ, В.М. Демидович; б) данные MTU, Dr. Michael Flouros; в) данные NASA, Richard J.Parker

**В пятой главе** представлен метод прогнозирования долговечности шариковых радиально-упорных подшипников с учётом их теплового состояния (рисунок 9). Расчёт реализован в программном комплексе Matlab и включает в себя 3 модуля, первый из которых учитывает изменение зазора в подшипнике. Второй модуль программы рассчитывает эквивалентную нагрузку на подшипник в зависимости от вида действующей нагрузки. Третий модуль программы рассчитывает номинальную ( $L_{10}$ ) и модифицированную долговечность подшипника (согласно ISO-ГОСТ, ЦИАМ-ВНИИП).

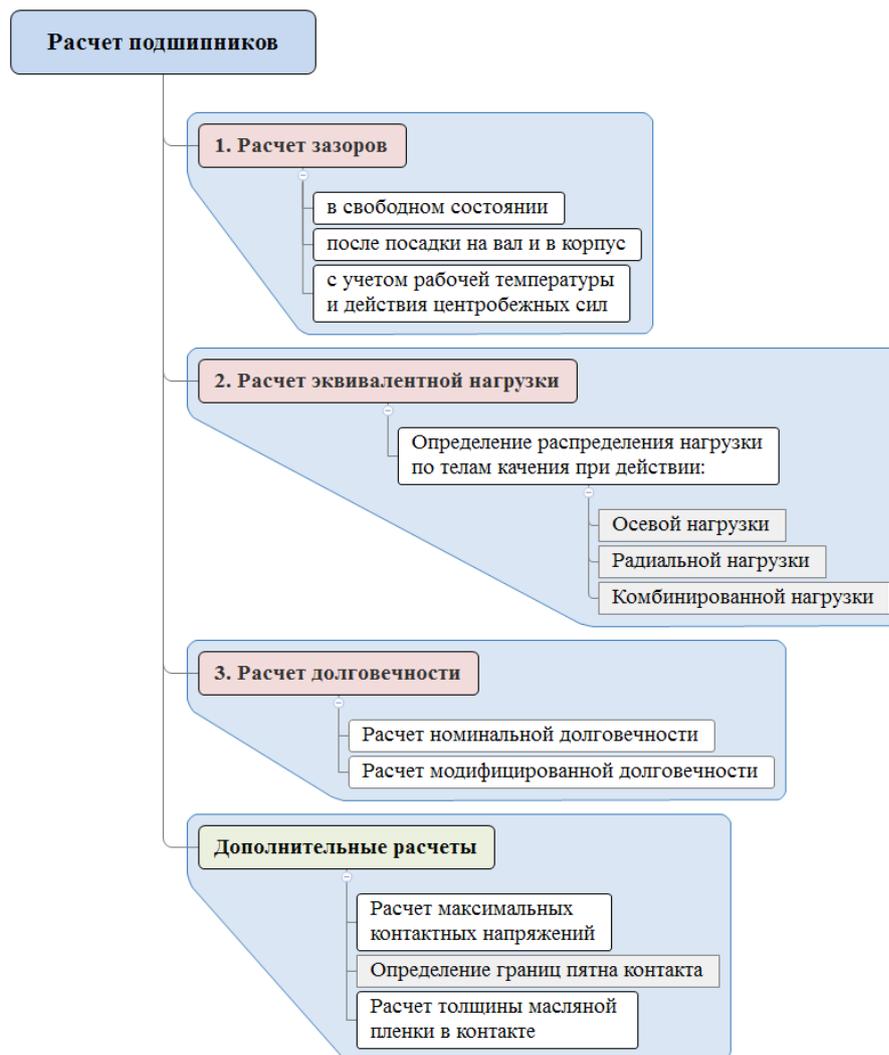


Рисунок 9. Схема расчёта долговечности подшипников

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. Для итогового радиального зазора определяется действительный угол контакта.
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.

Разработанные эмпирические формулы позволяют определить температуры внутреннего и наружного колец подшипника в зависимости от режима их эксплуатации. На рисунке 10 представлен график зависимости расчётных значений температур внутренних (TIR) и наружных (TOR) колец гибридного (Hybrid) и стального (Steel) подшипников от частоты вращения для подшипника с внутренним диаметром  $d=130$  мм, на который действует осевая сила  $F_a=30$  кН при расходе масла  $V=10$  л/мин.

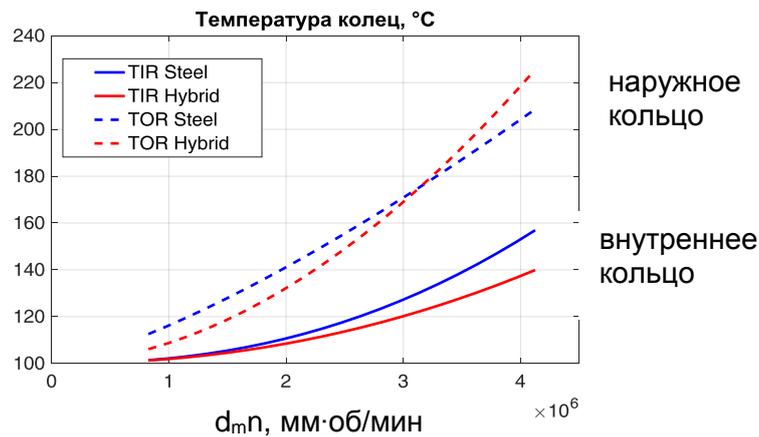


Рисунок 10. Расчётные температуры колец — стального и — гибридного подшипников

Для демонстрации необходимости учёта теплового состояния колец подшипников на рисунках 11-12 представлены результаты расчёта изменения радиального зазора и контактных напряжений в зависимости от частоты вращения для температур  $T=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T=140\text{ }^{\circ}\text{C}$  и для температур внутреннего и наружного колец, определенных по эмпирической зависимости при  $V=10\text{ л/мин}$  ( $T_{\text{расч}}$ ). Расчёты проведены для подшипника с внутренним диаметром  $d=130\text{ мм}$  при действии осевой нагрузки  $30\text{ кН}$ .

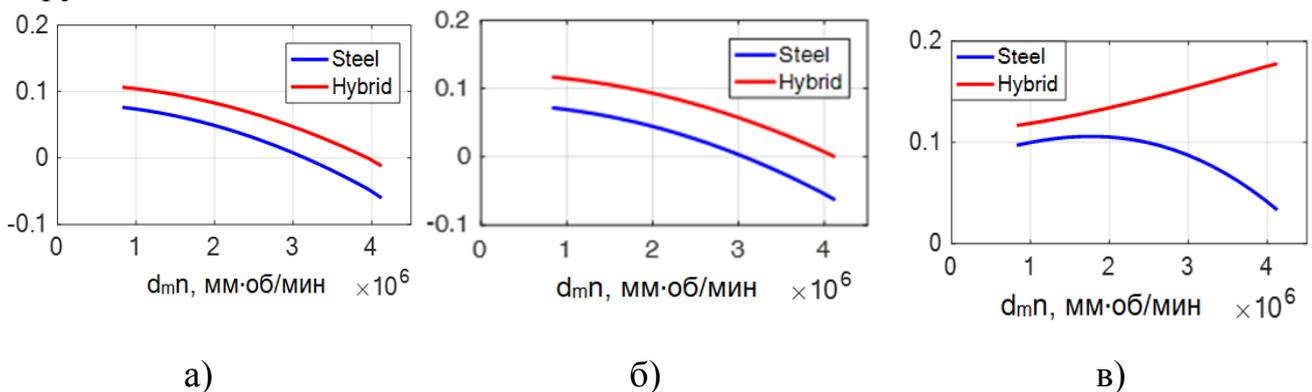


Рисунок 11. Изменение радиального зазора в — стальном и — гибридном подшипниках: а)  $T=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; б)  $T=140\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; в)  $T_{\text{расч}}$  при  $V=10\text{ л/мин}$

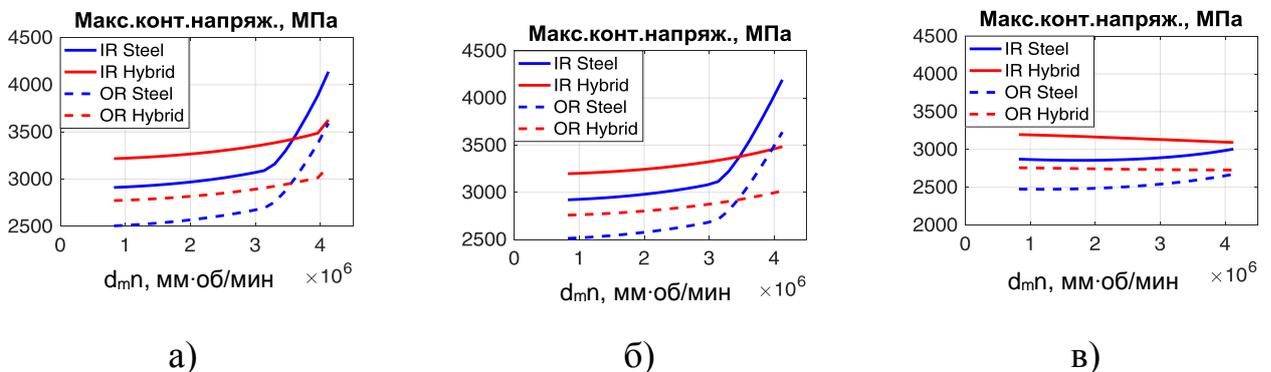


Рисунок 12. Изменение максимальных контактных напряжений:  
а)  $T=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; б)  $T=140\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; в)  $T_{\text{расч}}$  при  $V=10\text{ л/мин}$ .

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

Из рисунков 11-12 видно, как после выборки радиального зазора контактные напряжения существенно возрастают, что может привести к быстрому выходу подшипника из строя.

Современные подшипниковые стали позволяют сохранять работоспособность подшипника при температурах до 300 °С. Максимально допустимую температуру работы подшипников ограничивает температура окисления масла. Например, в сертификатах типа современных авиационных двигателей указаны следующие максимальные (не более 15 минут) значения температуры масла: GE90 – 135 °С, PW1000 – 152 °С, Leap – 155°С, Genx – 177 °С.

На рисунке 13 представлены результаты расчёта теплового состояния стальных и гибридных подшипников с внутренними диаметрами 130 мм (при  $F_a=30$  кН) при расходах масла (рисунок 13а), подобранных из условия обеспечения температуры масла при выходе  $T_{м.вых}$  не более 160 °С. Для выбранного расхода масла рассчитано тепловыделение в подшипнике (рисунок 13б) и температуры внутреннего и наружного колец (рисунок 13в) для гибридных и стальных подшипников.

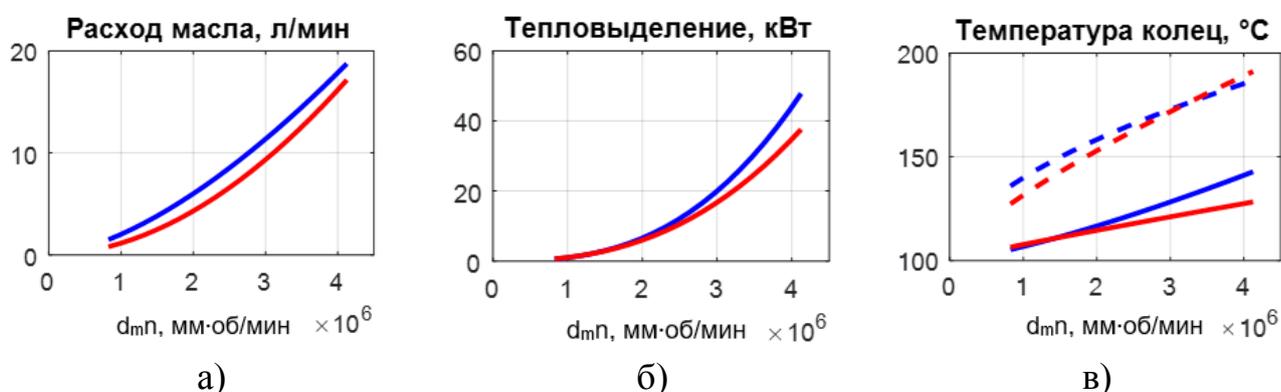


Рисунок 13. Результаты расчёта необходимого расхода масла (а). Тепловыделение в подшипнике (б) и температуры колец (в) для рассчитанного расхода масла.

— стальной подш. (вн. кольцо), - - нар. кольцо стального подш.;  
 — гибридный подш. (вн. кольцо), - - нар. кольцо гибридного подш.

Расчёт подшипников проведен с учётом ожидаемых температур колец при подобранном расходе масла для двух значений радиального зазора (0,10 и 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.

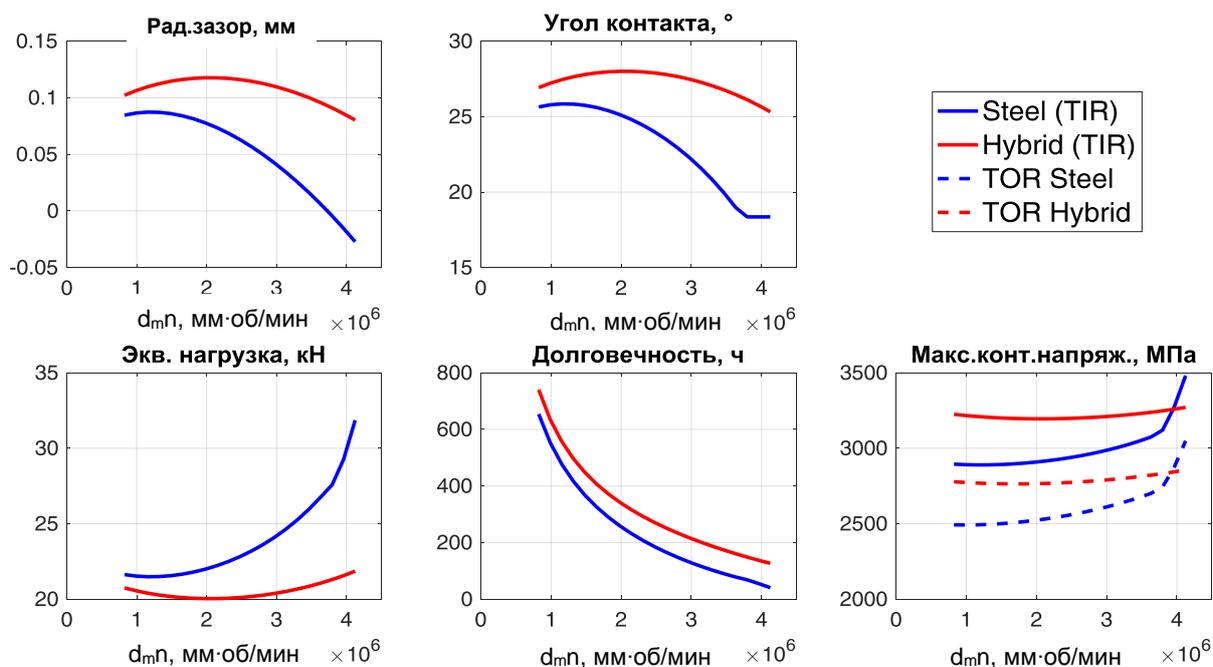


Рисунок 14. Результаты расчета подшипника с радиальным зазором 0,10 мм

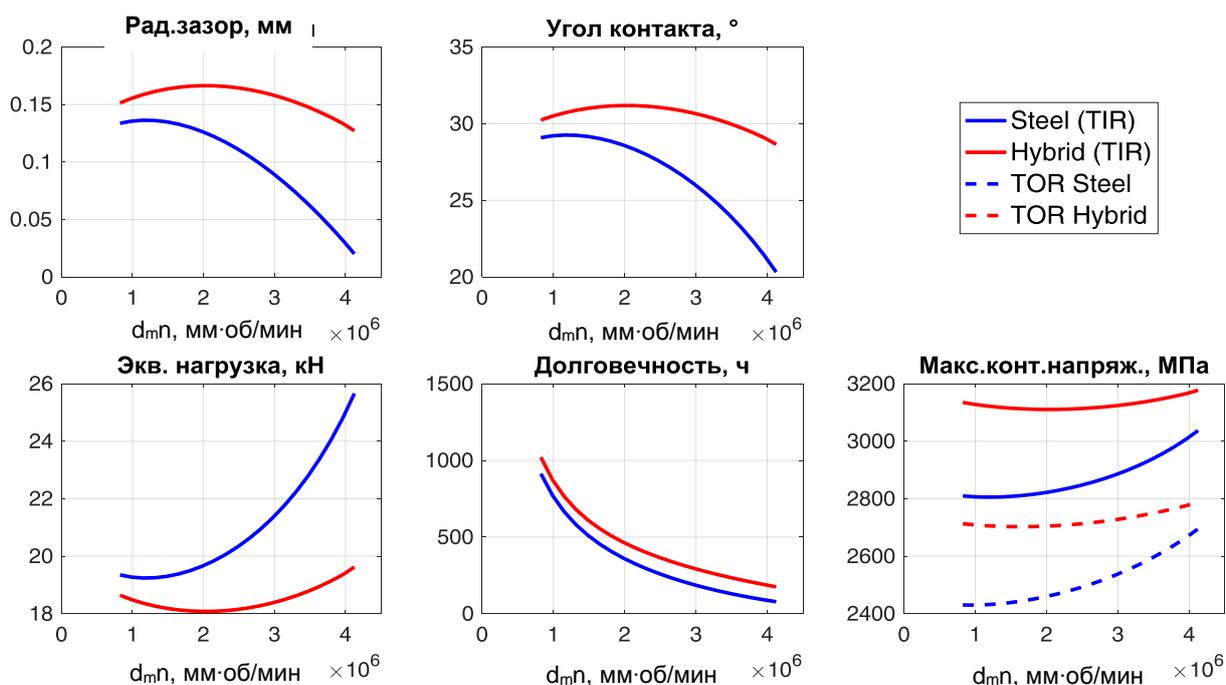


Рисунок 15. Результаты расчета подшипника с радиальным зазором 0,15 мм

**В шестой главе** объединены результаты, полученные в главах 4 и 5, и предложены критерии, ограничивающие область использования стальных и гибридных подшипников (рисунок 16):

- 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.

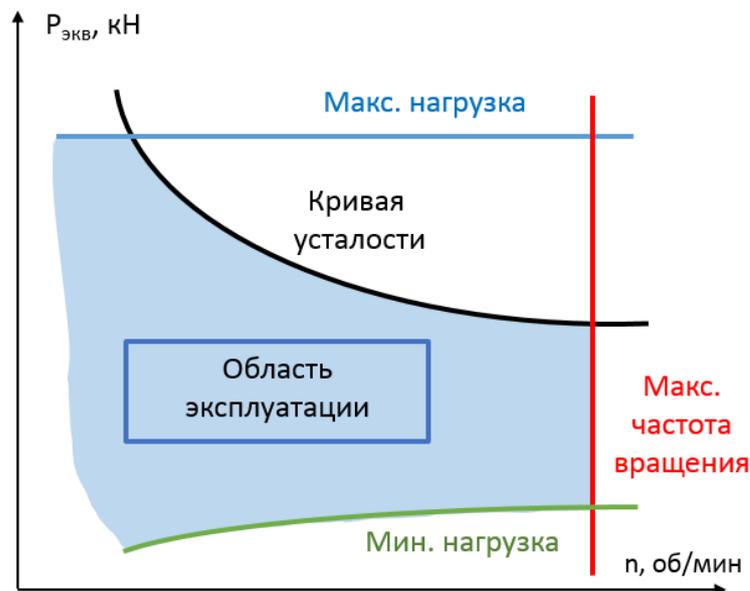


Рисунок 16. Критерии и область применения гибридных и стальных подшипников в зависимости от частоты вращения и нагрузки на подшипник

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).

Контактные напряжения при высоких частотах вращения за счёт действия центробежных сил становятся выше на наружной дорожке качения, а не на внутренней. Для определения контактных напряжений в гибридных подшипниках предлагается использовать следующую предложенную автором диссертации формулу:

$$\sigma_H = \sigma_S \left( \frac{1+RA}{1+A} \right)^{\frac{1}{3}} B, \quad (10)$$

где  $\sigma_H, \sigma_S$  – контактные напряжения в гибридном и стальном подшипниках соответственно; параметр  $A$  характеризует, насколько сильное влияние на максимальные контактные напряжения оказывают центробежные силы, а коэффициенты  $B \cong 1,12$ ,  $R \cong 0,385$  отражают разницу в физических и механических свойствах керамики и стали. Для внутреннего кольца подшипника  $A=0$ , и контактные напряжения в пятне контакта шариков с дорожками качения в гибридном подшипнике будут выше, чем в стальном приблизительно в 1,12 раз. Снизить контактные напряжения в гибридных подшипниках можно путём уменьшения радиусов желобов дорожек качения. Однако, как показали результаты испытаний подшипника с внутренним диаметром 130 мм, температура колец подшипника с уменьшенными радиусами желобов дорожек качения выше, чем у стального и гибридного подшипников стандартной геометрии, что может привести к заклиниванию подшипника при высоких частотах вращения.

## Критерий 2. Удовлетворение требованиям ресурса

Как было показано выше, при расчёте долговечности подшипников, работающих при высоких частотах вращения необходим учёт их теплового состояния. При этом в гибридных подшипниках радиальный зазор сохраняется в более широком диапазоне частот вращения (см. рисунки 14-15). За счёт этого эквивалентная нагрузка с увеличением частоты вращения будет ниже, чем в стальных подшипниках. С другой стороны, результаты сравнительных испытаний, представленные в литературе, показывают, что усталостная долговечность гибридных подшипников выше усталостной долговечности стальных подшипников. Согласно стандарту DIN 281 (см. Приложение 5) динамическая грузоподъемность рассчитывается по отдельной формуле. Как показали результаты расчёта по этой формуле для подшипника с внутренним диаметром 130 мм, динамические грузоподъемности стальных и гибридных подшипников отличаются незначительно. С учётом имеющихся данных, стоит ожидать, что усталостная долговечность гибридных подшипников будет выше, чем у стальных (см. рисунки 14-15).

Согласно Положению об установлении и увеличении ресурсов подшипников качения ГТД 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 стальными кольцами и для назначения коэффициентов запаса необходимо проведение длительных усталостных и ресурсных испытаний.

## 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. Гибридный подшипник сохраняет радиальный зазор в более широком диапазоне частот вращения, чем стальной подшипник (рисунки 14, 15). Расширить диапазон использования стальных подшипников можно путём увеличения внутреннего радиального зазора, однако при этом подшипниковый узел будет обладать другими жесткостными и усталостными характеристиками.

## Критерий 4. Нагрузка на подшипник выше 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.

#### Построение границ области применения стальных и гибридных подшипников

На рисунке 17 представлены результаты расчетов гибридного и стального подшипников ( $d=130$  мм) с построением области использования. Синими линиями показаны границы применения стальных подшипников, красными – гибридных. Для выбранного режима нагружения подшипника преимущества гибридных подшипников видны при высоких частотах вращения ( $d_m n$  более  $3,5 \cdot 10^6$  мм·об/мин). Кроме этого, гибридные подшипники обеспечивают большую усталостную долговечность.

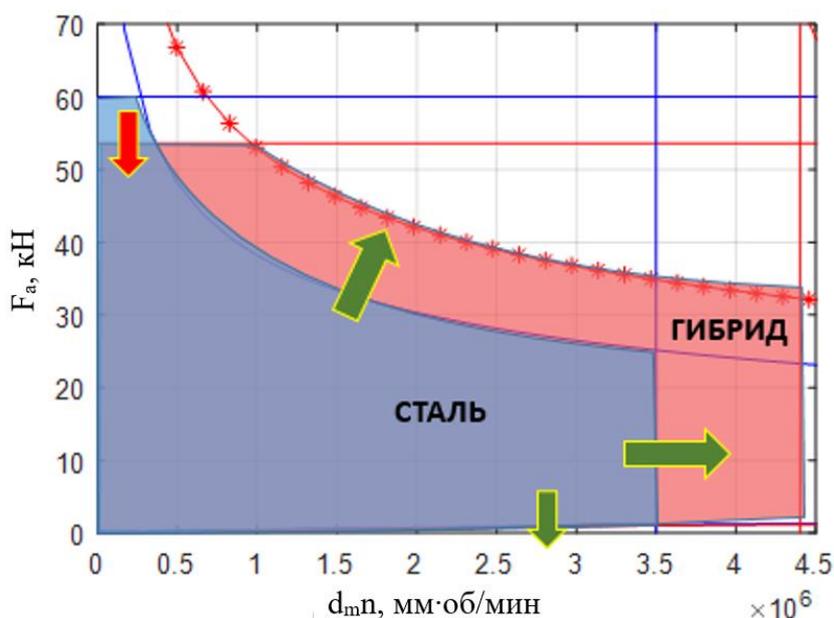


Рисунок 17. Области применения стальных и гибридных подшипников

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. Для роликовых гибридных подшипников также может быть применен представленный в диссертации подход.

В работе не рассматривались вопросы влияния на работоспособность гибридных подшипников дефектов материала и точности изготовления тел качения, высоких окружных напряжений во внутреннем стальном кольце подшипника. Для гибридных подшипников необходима разработка надежной диагностики технического состояния. Для подтверждения усталостных свойств гибридных подшипников необходимо проведение длительных усталостных испытаний. Все эти вопросы должны быть решены до внедрения гибридного подшипника качения в опору авиационного двигателя.

## 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, большая 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.

## ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

### Публикации в рецензируемых изданиях

1. Petrov N.I., Lavrentyev Yu.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. 012029.
2. 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, Ч.1. С. 228 – 237.
3. Лаврентьев Ю.Л. Определение оптимальной области применения гибридных подшипников качения // Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2018. № 1. С. 57 – 65.
4. Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Сравнение различных методов расчета тепловыделения в шариковых радиально-упорных подшипниках качения // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2018. Т. 17. №2. С. 154 – 163.

### Другие публикации

5. Петров Н.И., Комаров П.И., Лобанов А.В., Лаврентьев Ю.Л. 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.
6. Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л., Колобов Г.И., Критский В.Ю. Исследования подшипников с керамическими элементами на подшипниковых стендах // Научно-технический конгресс по двигателестроению (НТКД-2014), Москва, 15-18 апреля 2014 г. Москва: АССАД, 2014. Т.2. С. 52 – 54.
7. 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.: ФГУП «ЦИАМ им.П.И.Баранова», 2015. С. 241 – 242.
8. 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.
9. 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.
10. 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. Т.2. С. 218 – 219.
11. 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.
12. 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, 2019. С. 260 – 263.
13. 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.
14. Ножницкий Ю.А., Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Гибридные подшипники качения для авиационных двигателей (обзор) // Авиационные двигатели. 2019. Т.2. С. 63 – 76.