

На правах рукописи

Макарчук Владимир Владимирович

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ МЕЖВАЛЬНЫХ
РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ**

Специальность 01.02.06 - Динамика, прочность машин, приборов
и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Самара, 2009

Работа выполнена в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева» на кафедре основ конструирования машин и в специальном конструкторском бюро ОАО «Завод авиационных подшипников».

Научный руководитель –
кандидат технических наук, профессор
Жильников Евгений Петрович

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор Белоусов Анатолий Иванович,
кандидат технических наук, профессор Беломытцев Олег Михайлович

Ведущая организация: ФГУП «Салют» (г. Москва)

Защита состоится 18 декабря 2009 г. в 12⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 212.215.02 при государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева» (СГАУ) по адресу: 443086, Самара, Московское шоссе, 34.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГОУ ВПО «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева».

Автореферат разослан _____ 2009 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
Д 212.215.02 д.т.н., профессор

Скуратов Д.Л.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Выбор темы работы является не случайным – вопрос является весьма актуальным для подшипниковых опор авиационных газотурбинных двигателей (ГТД). Достаточно сказать, что в решении научно – технического совета Ассоциации авиационных двигателестроителей (АССАД) в апреле 2007 года вопрос о необходимости проведения работ по повышению работоспособности межвальных роликоподшипников ГТД отмечен отдельным пунктом.

Особенностью работы роликоподшипников ГТД являются, прежде всего, высокие скорости вращения, а также повышенные и высокие рабочие температуры.

Кроме того, для обеспечения долговечности подшипников при высоких скоростях вращения межвальные роликовые подшипники ГТД работают недогруженными радиальными усилиями. Это вызывает специфические дефекты в работе подшипников, связанные с их кинематикой и скольжением в контактах.

Вместе с тем стандартные методы расчета подшипников не соответствуют реальным условиям работы межвальных подшипников. В частности расчет долговечности рекомендуется выполнять по разности частот вращения колец, что не только не учитывает центробежных сил тел качения, но и не соответствует механике контактного выкрашивания вращающихся колец.

В этой связи актуальным является вопрос исследования работоспособности межвальных роликовых подшипников и разработка методик их расчета и проектирования с учетом реальных условий работы с целью повышения их надежности в эксплуатации.

Цель и задачи исследования. Целью работы является разработка методов расчета и проектирования высокоскоростных межвальных роликоподшипников ГТД с учетом проскальзывания роликов и сепаратора, нагрузок и скоростей скольжения в контактах роликов с дорожками колец и перекоса колец, а также применение полученных результатов для повышения работоспособности подшипниковых узлов роторов авиационных ГТД.

Для решения поставленной цели решены следующие **задачи:**

- разработана плоская квазидинамическая модель межвального цилиндрического роликоподшипника с учетом изменения внутренней геометрии деталей подшипника от посадок, тепловых расширений и деформаций от центробежных сил, гидродинамического сопротивления вращению роликов и сепаратора и неизотермического поведения смазки в контактах шероховатых поверхностей роликов и дорожек качения колец;

- разработан метод расчета межвального роликоподшипника на долговечность по базовым контактным напряжениям, предложено определение базовых контактных напряжений и напряжений, соответствующих пределу контактной выносливости подшипниковых материалов с учетом перекоса колец подшипника;

- разработана методика расчета оптимальной формы и размеров бомбинированных роликов и колец при заданных условиях эксплуатации;

- проведено экспериментальное исследование работоспособности высокоскоростных роликовых подшипников с бомбинированными роликами и сравнение результатов расчетов с экспериментом.

Объекты исследования:

- опоры роторов авиационных газотурбинных двигателей с роликовыми подшипниками качения;
- высокоскоростные межвальные роликовые подшипники качения авиационных газотурбинных двигателей.

Предметы исследований:

- методы расчета долговечности высокоскоростных межвальных роликовых подшипников авиационных ГТД;
- кинематика и изнашивание рабочих поверхностей межвальных подшипников качения;
- элементы внутренней геометрии межвальных роликовых подшипников с бомбинированными роликами.

Методы исследований. Методологической базой исследований являются труды отечественных и зарубежных ученых, исследовавших работоспособность и долговечность высокоскоростных подшипников качения с учетом перекоса колец и эластогидродинамических смазочных слоев. Теоретические исследования основаны на законах механики усталостного разрушения материалов и эластогидродинамики. Исследования проведены с использованием методов компьютерного моделирования и натуральных экспериментов.

Научная новизна работы заключается в том, что впервые получены следующие результаты:

- разработана плоская квазидинамическая модель высокоскоростного межвального цилиндрического роликоподшипника, которая позволяет рассчитывать его долговечность по базовым контактным напряжениям в зависимости от условий нагружения и режима работы. При расчете учитывается изменение внутренней геометрии от посадок, температурных расширений и деформаций от центробежных сил, влияние нагрева смазки в контактах роликов с дорожками качения колец от скольжения и термоэффекта входной зоны, а также влияние шероховатости рабочих поверхностей колец и роликов. Результаты расчетов хорошо согласуются с экспериментальными данными;
- разработан метод расчета долговечности высокоскоростных межвальных роликовых подшипников по базовым контактным напряжениям с учетом предела контактной выносливости подшипниковых сталей и влияния эластогидродинамических смазочных слоев. Предложенный метод позволяет выполнять расчет с учетом перекоса колец роликоподшипника;
- разработаны методики расчета и рекомендации по профилированию рабочих поверхностей роликов и беговых дорожек колец, выбору оптимальных значений радиальных зазоров для заданных условий эксплуатации.

Практическая значимость.

Результаты работы позволяют:

- определить диапазон допустимых радиальных зазоров в подшипнике (рабочих и монтажных);
- определить диапазон допустимых посадочных натягов колец подшипника с учетом деформаций деталей подшипникового узла и температурного расширения;

- определить количество и размеры роликов, обеспечивающие оптимальное соотношение долговечности и проскальзывания сепаратора в роликоподшипнике;
- определить влияние конструкции и деформаций деталей подшипникового узла на долговечность подшипника;
- оптимизировать внутреннюю геометрию подшипника (радиальный зазор, размеры и профиль роликов и колец и т. д.) для обеспечения надежности работы подшипника в заданных условиях эксплуатации.

Использование результатов в практике работы завода авиационных подшипников позволяет сократить время и расходы на проектирование и доводку подшипниковых узлов ГТД, повысить их работоспособность и тем самым увеличить надежность и долговечность самих ГТД.

Достоверность научных исследований подтверждается использованием математического аппарата, адекватного решаемым задачам, удовлетворительным совпадением теоретических и экспериментальных результатов и опытом использования предложенных рекомендаций при доводке подшипниковых опор реальных авиационных газотурбинных двигателей.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Математическая модель высокоскоростного цилиндрического роликоподшипника с учетом перекоса колец и совместности деформаций деталей подшипника и подшипникового узла.
2. Метод расчета долговечности межвальных роликовых подшипников по базовым контактными напряжениям.
3. Методика расчета радиальных зазоров роликоподшипника, посадочных натягов колец и характеристик внутренней геометрии подшипника.
4. Результаты исследования кинематики межвальных роликовых подшипников, используемых в качестве опор роторов ГТД.

Апробация работы.

Основные положения диссертационной работы доложены и обсуждены на 3-х Международных, 2-х Всероссийских и региональной научно – технических конференциях, на 2-х заседаниях НТС Ассоциации авиационных двигателестроителей (АССАД) и НТС кафедры основ конструирования машин СГАУ.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 20 работ. Из них 1 монография, 9 статей, 1 патент на полезную модель и 9 свидетельств о Государственной регистрации программ для ЭВМ.

Структура диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников из 145 наименований и приложений. Общий объем диссертации 165 страниц, 114 рисунков и 15 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы и выбранного направления исследований, дана краткая характеристика диссертационной работы и сформулированы основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе дан обзор исследований работоспособности высокоскоростных подшипников в опорах авиационных газотурбинных двигателей. Рассмотрены конструктивные особенности и условия нагружения опор ГТД с межвальными роликовыми подшипниками качения. Показано, что деформации тонкостенных деталей опор приводят к перекосам колец подшипников.

Приведен обзор современных методов расчета долговечности авиационных подшипников качения. Показано, что стандартные методы расчета не учитывают реальные условия нагружения и эксплуатации подшипников. Рассмотрены рекомендации ведущих подшипниковых фирм СКФ и ФАГ по уточнению расчета введением дополнительных коэффициентов к стандартным методам расчета. Отмечается, что большая часть поправочных коэффициентов выбирается в зависимости от предложенной Т. Тальяном характеристики режима смазывания в контактах шероховатых поверхностей тел качения и колец.

В связи с тем, что основным дефектом в работе межвальных подшипников является изнашивание рабочих поверхностей при проскальзывании тел качения, в работе приводится обзор исследований кинематики высокоскоростных, легко нагруженных роликовых подшипников. Методики расчета кинематики и проскальзывания в высокоскоростных роликовых подшипниках разрабатывались рядом ученых, среди которых следует отметить Т.А. Харриса, Ю.Г. Соколова и А.И. Акифьева. Вместе с тем следует отметить, что большинство исследователей рассматривали кинематику роторных подшипников и недостаточно работ, рассматривающих кинематику и условия работы межвальных подшипников.

Во всех рассмотренных работах в расчетах кинематики подшипников учитываются силы трения, определяемые на основе решений эластогидродинамической теории смазки. В этой связи в работе приведен анализ исследований в области гидродинамической и эластогидродинамической теории смазки. Наиболее полные решения в этой области приведены в работах А. Аллена, Д. Арчарда, М.А. Галахова, Д.С. Коднира, Д. Даусона и др. Дан обзор работ, посвященных решениям в области эластогидродинамики при неполном разделении смазочным слоем контакта шероховатых поверхностей. Этот вопрос рассматривался в работах Ю.Н. Дроздова, М.А. Галахова, Е.П. Жильникова, И.И. Карасика, Г. Христенсена, Т. Тальяна и Т.А. Столарски.

Расчеты распределения нагрузок и напряжений в роликовом контакте в условиях перекоса колец рассматриваются в работах М.А. Галахова, О.М. Беломытцева, Л. Левиншала, Ю. Лю, А.В. Орлова, Т. Харриса и др. Приводятся методики расчета как на основе положений теории упругости, так и для различных упрощенных моделей контакта. Вместе с тем большинство исследователей рассматривают отдельный контакт без учета равновесия ролика высокоскоростного подшипника при перекосе колец.

На основе проведенного анализа литературных источников по оценке работоспособности межвальных роликовых подшипников авиационных двигателей в диссертации сформулированы цель и задачи исследований.

Во второй главе разработана математическая модель высокоскоростного межвального цилиндрического роликового подшипника, метод и программа расчета межвального подшипника по базовым контактным напряжениям, дан анализ

влияния перекосов колец подшипника на распределение нагрузки и напряжений в контактах роликов с кольцами при различных формах бомбинированных роликов.

Математическая модель высокоскоростного подшипника предусматривает определение рабочих значений характеристик подшипника – посадочных натягов и радиальных зазоров. При этом учитывается как тепловое расширение деталей подшипника и валов, так и увеличение посадочных диаметров валов и колец под действием центробежных сил при высоких скоростях вращения. Для исключения фреттинг-коррозии и проворачивания колец на валах рекомендуется обеспечивать давление от посадки на рабочих поверхностях в рабочих условиях не менее 1...1,5 МПа. При определении рабочего значения радиального зазора учитывается также тепловое и центробежное расширение роликов.

Метод расчета долговечности подшипников по базовым контактным напряжениям базируется на известной кривой контактной выносливости сталей. В отличие от положенной в основу стандартным методам расчета долговечности подшипников предложенной А. Пальмгреном кривой выносливости подшипниковых сталей без предела контактной выносливости в диссертации предлагается использовать кривую выносливости, имеющую точку перехода к длительной выносливости. Наличие предела контактной выносливости подшипниковых сталей подтверждается экспериментальными исследованиями Ф. Эберта. Кроме того, фирма СКФ в настоящее время ввела в характеристики выпускаемых подшипников величину нагрузки, соответствующую пределу длительной выносливости.

При расчете долговечности по базовым контактным напряжениям используем известное уравнение кривой выносливости. При этом в качестве базового принимаем напряжение σ_{σ} , соответствующее 10^7 циклам перемены напряжений. Тогда уравнение кривой выносливости будет иметь вид:

$$N_u \sigma_E^{mh} = 10^7 \sigma_{\sigma}^{mh}.$$

Здесь σ_E - значение эквивалентного напряжения и соответствующее ему число циклов N_u до разрушения. Показатель степени кривой выносливости для роликового контакта принимаем $m_h = 8$.

С использованием характеристик динамической грузоподъемности стандартных подшипников, рекомендаций по расчету кинематики и распределения нагрузки то телам качения, а также стандартных зависимостей для расчета долговечности подшипников получены значения базовых контактных напряжений $\sigma_{\sigma} = 2258...2790$ МПа.

По рекомендациям фирмы СКФ нагрузку, соответствующую пределу выносливости для роликовых подшипников, можно принять равной $P_u = C_0/9$. В этом случае напряжение, соответствующее пределу контактной выносливости для стандартных роликовых подшипников будет равно $\sigma_{lim} = 815...1019$ МПа.

С использованием значений предела контактной выносливости значение эквивалентных напряжений каждого из колец подшипника на базе теории линейного суммирования повреждений предлагается определять по зависимостям:

$$\sigma_{E\sigma} = m\sigma \sqrt{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z (\sigma_{\sigma i}^{m\sigma} / \phi_{\sigma i})} \text{ при } \sigma_{\sigma i} \geq \sigma_{lim} \text{ и}$$

$$\sigma_{Eн} = mн \sqrt{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z (\sigma_{нi}^{mн} / \phi_{нi})} \text{ при } \sigma_{нi} \geq \sigma_{lim}.$$

Здесь: z - число роликов; $\sigma_{\sigma i}$ и $\sigma_{нi}$ - напряжения в контактах i -го ролика с внутренним и наружным кольцами; $\phi_{\sigma i}$ и $\phi_{нi}$ - коэффициенты, учитывающие условия смазывания в контактах i -го ролика с внутренним и наружным кольцами. Показатели степени m_{σ} и $m_{н}$ в приведенных зависимостях определяются кинематикой колец подшипника. Для вращающихся колец показатель степени равен 8, для не вращающихся (с учетом вероятности разрушения в любом из контактов) – 9.

Долговечности колец межвального подшипника с использованием уравнения кривой контактной выносливости определяются по формулам:

$$\begin{aligned} \text{- при } n_{\sigma} > n_{н} : \quad L_{h\sigma} &= \frac{10^6}{6(n_{\sigma} - n_0)z} \left(\frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_{E\sigma}} \right)^8; L_{hн} = \frac{10^6}{6(n_0 - n_{н})z} \left(\frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_{Eн}} \right)^8; \\ \text{- при } n_{\sigma} < n_{н} : \quad L_{h\sigma} &= \frac{10^6}{6(n_0 - n_{\sigma})z} \left(\frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_{E\sigma}} \right)^8; L_{hн} = \frac{10^6}{6(n_{н} - n_0)z} \left(\frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_{Eн}} \right)^8. \end{aligned}$$

Расчетную долговечность подшипника с учетом вероятности разрушения любого из колец определим по формуле:

$$L_h = \left(L_{h\sigma}^{-1,125} + L_{hн}^{-1,125} \right)^{-8/9}.$$

Здесь n_{σ} и $n_{н}$ - частоты вращения внутреннего и наружного колец, n_0 - частота вращения сепаратора.

Большое внимание в диссертации уделено исследованию влияния на работоспособность высокоскоростных подшипников перекоса колец. При этом рассматривались различные профили бомбинированных роликов и колец, включая наиболее современного – логарифмического профиля.

Перекосы ролика относительно колец (рис. 1) будут определяться условиями равновесия его под действием нагрузки, распределенной по линиям контакта и центробежной силы ролика.

Условия равновесия сил, действующих на ролик, имеют вид:

$$F_{н} = F_{\sigma} + F_c \quad \text{и} \quad \sum_{i=1}^n F_{нi} x_i = \sum_{i=1}^n F_{\sigma i} x_i + F_c l_p / 2.$$

Здесь: F_{σ} и $F_{н}$ - нормальные нагрузки в контактах ролика с внутренним и наружным кольцами, $F_{\sigma i}$ и $F_{нi}$ - значения нагрузок в точках с координатами x_i , F_c - центробежная сила ролика, l_p - рабочая длина ролика.

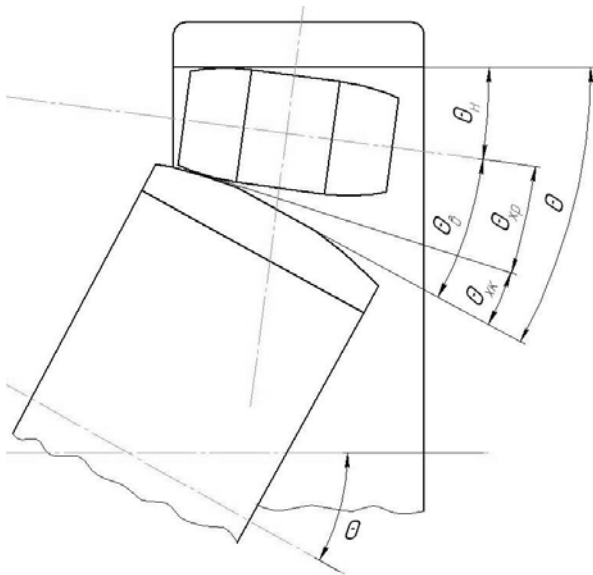


Рис.1. Перекосы ролика относительно колец

На рис. 2 приведены результаты расчета межвального роликового подшипника 5-272822P2 при частоте вращения внутреннего кольца $n_в = 10200$ об./мин., наружного - $n_н = 13300$ об./мин.

Радиальная нагрузка на подшипник $F_r = 7$ кН. Перекос колец $\Theta = 4$ мин.

Видно, что перекос ролика относительно наружного кольца значительно меньше. Следовательно, при проектировании подшипника беговую дорожку внутреннего кольца целесообразно также бомбинировать, оставляя цилиндрической поверхность беговой дорожки наружного кольца.

Для решения задачи о распределении нагрузки по длине линии контакта и определения оптимального профиля образующей роликов используем метод независимых плоских сечений. При этом область контакта ролика разбивается на n участков.

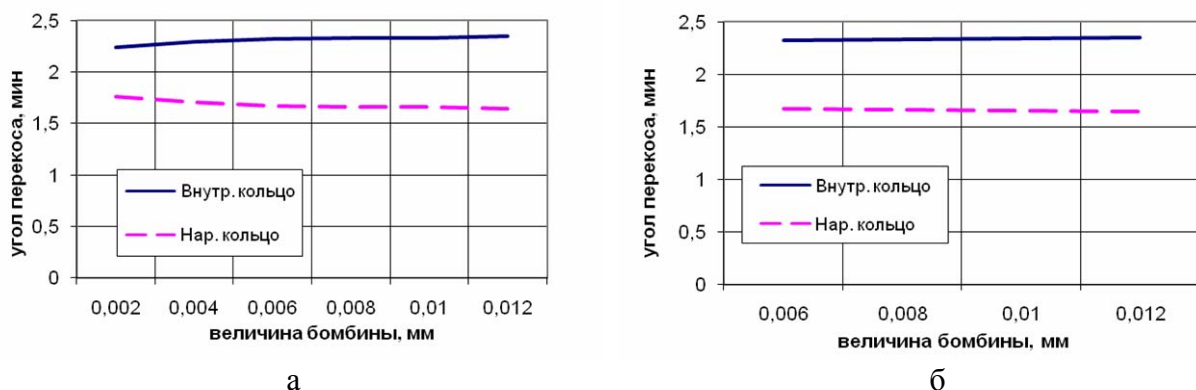


Рис. 2. Зависимость углов перекося ролика относительно колец от величины бомбины: а – с радиусной бомбиной; б – с логарифмическим профилем бомбины

По условию совместности перемещений величины деформаций в контактах в сечениях вдоль образующей ролика определяются по зависимости $\delta_i = \delta_0 - z_i$, где δ_0 - контактная деформация в точке с координатой x_0 , z_i - зазор между поверхностями ролика и кольца в данном сечении. При этом x_0 - координата точки, в которой $z = 0$ при $\delta = 0$, т.е. условной точки поворота ролика, зависит от формы ролика.

С другой стороны по аналогии с гипотезой Винклера о пропорциональности деформаций нагрузкам в данной точке деформации в каждой точке линии контакта можно приближенно определить по известной формуле:

$$\delta_i = 2F_i (\eta_w (\ln(2 R_{1i}/b_i) + 0,407) + \eta (\ln(2 R_{2i}/b_i) + 0,407)) / (\pi \cdot \Delta l).$$

Здесь: Δl - длина участка линии контакта, R_{1i} и R_{2i} - радиусы кривизны ролика и кольца в данном сечении, $b_i = 2\sqrt{F_i(\eta + \eta_w)R_{npi}/(\pi \cdot \Delta l)}$, η и η_w - относительные модули упругости, определяемые по формулам:

$$\eta = (1 - \varepsilon^2)/E \text{ и } \eta_w = (1 - \varepsilon_w^2)/E_w,$$

где E и E_w - модули упругости, ε и ε_w - коэффициенты Пуассона для материалов кольца и ролика соответственно.

При этом условии равновесия ролика в контакте можно написать в виде:

$$F_n = \sum_{i=1}^n F_i,$$

где F_n - нагрузка в контакте ролика с кольцом.

Решение приведенной системы уравнений выполняется численно последовательными приближениями.

На рис. 3 приведены для сравнения результаты расчета распределения напряжений в контакте ролика с внутренним кольцом для двух вариантов формы бомбины (радиусной и логарифмической) и двух значений длины l_c цилиндрического участка при $\Delta\phi = 0,012$ мм.

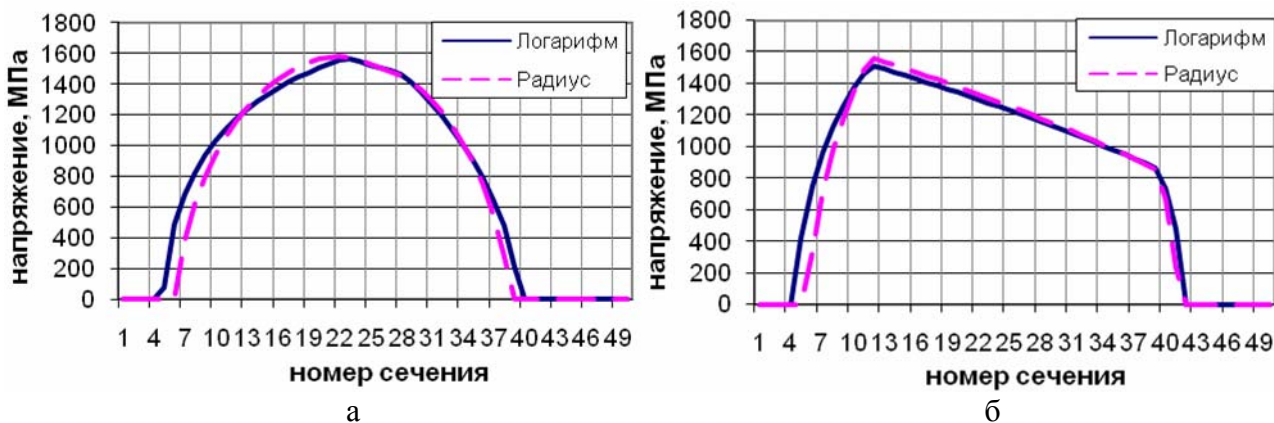


Рис. 3. Распределение напряжений в контакте роликов двух типов с внутренним кольцом:
а - при $l_c = 1$ мм; б - при $l_c = 5$ мм

При радиальном смещении S колец под нагрузкой величину зазора между кольцами в среднем сечении предлагается определять по формуле:

$$H_m(i) = H_0 - S \cdot \cos \varphi.$$

Здесь: φ - угловая координата ролика; H_0 - начальное значение зазора между кольцами, определяемое по формуле: $H_0 = D_w + g/2$, где D_w - номинальное значение диаметра ролика, g - радиальный зазор в подшипнике.

С другой стороны с учетом деформаций в контактах ролика с кольцами в среднем сечении найдем:

$$H_m(i) = D_w - (\delta_{sm} + \delta_{nm}).$$

При этом величины деформаций δ_{sm} и δ_{nm} определяются по формулам:

$$\partial_{вт} = \partial_{0в} - R_{0в} + D_w/2 - (l_p/2 - x_{ов}) \cdot I_в;$$

$$\partial_{нт} = \partial_{0н} - R_{0н} + D_w/2 - (l_p/2 - x_{он}) \cdot I_н.$$

В свою очередь величины максимальных деформаций $\partial_{0в}$ и $\partial_{0н}$ определяются усилиями в контактах ролика с внутренним $F_в(i)$ и наружным $F_н(i)$ кольцами. По условиям равновесия ролика $F_н(i) = F_в(i) + F_c$.

После определения усилий в контактах проверяется условие равновесия внутреннего кольца по зависимости:

$$F_r = \sum_{i=1}^z F_в(i) \cos \varphi.$$

При невыполнении приведенного условия вводится поправка величины радиального смещения S и расчет повторяется.



Рис.4. Распределение нагрузки по телам качения подшипника при нагрузке $F_r = 7$ кН

На рис. 4 и 5 приведены результаты расчета распределения нагрузки по роликам подшипника 5-272822P2 при рабочем значении радиального зазора $g = 0,01$ мм. Величина бомбины у всех профилированных роликов была принята $D_\phi = 0,004$ мм, длина цилиндрического участка - $l_c = 1$ мм.

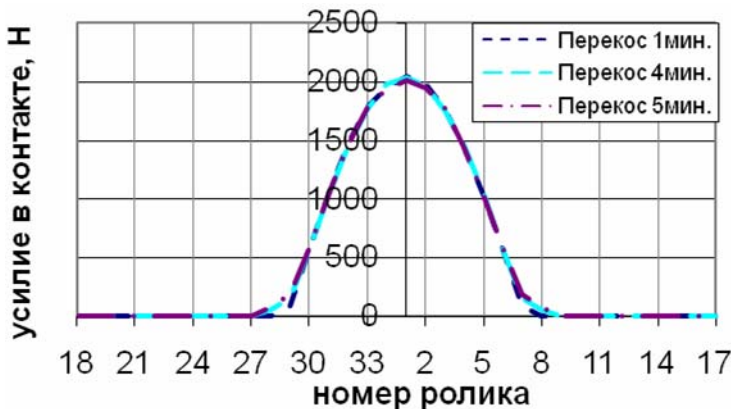


Рис.5. Распределение нагрузки по телам качения подшипника при нагрузке $F_r = 14$ кН

Результаты расчетов показали несущественное влияние перекоса колец на распределение радиальной нагрузки по телам качения. Вместе с тем, как показано ранее перекос колец оказывает существенное влияние на распределение нагрузки и напряжений по линии контакта роликов с кольцами. Это в свою очередь окажет влияние на значения эквивалентных напряжений и

долговечность подшипника по контактному выкрашиванию рабочих поверхностей.

Расчет эквивалентных напряжений в контактах роликов с внутренним и наружным кольцами при перекосе колец предлагается выполнять в 50-ти сечениях по линии контакта. Значение эквивалентного напряжения в данном сечении определяется для вращающихся колец по формулам:

$$y_{\text{вE}}(j) = \delta \sqrt{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z y_{\text{в}}^{\delta}(i, j)} \quad \text{и} \quad y_{\text{нE}}(j) = \delta \sqrt{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z y_{\text{н}}^{\delta}(i, j)},$$

где: i - номер ролика; j - номер сечения по линии контакта ролика с кольцом; $y_{\text{в}}(i, j)$ и $y_{\text{н}}(i, j)$ - напряжения в контакте i -го ролика в j -том сечении с внутренним и наружным кольцами соответственно.

При расчетах по приведенным формулам учитываются только напряжения, превышающие предел контактной выносливости y_{lim} подшипниковой стали.

С учетом вероятности разрушения в любом сечении в контакте ролика с кольцами значения эквивалентных напряжений для колец подшипника определяются по формулам:

$$\sigma_{\text{вE}} = \sqrt[9]{\frac{1}{50} \sum_{j=1}^{50} \sigma_{\text{вE}}^9(j)} \quad \text{и} \quad \sigma_{\text{нE}} = \sqrt[9]{\frac{1}{50} \sum_{j=1}^{50} \sigma_{\text{нE}}^9(j)}.$$

После определения эквивалентных напряжений расчет долговечности по контактному выкрашиванию поверхностей колец выполняется по зависимостям, приведенным ранее.

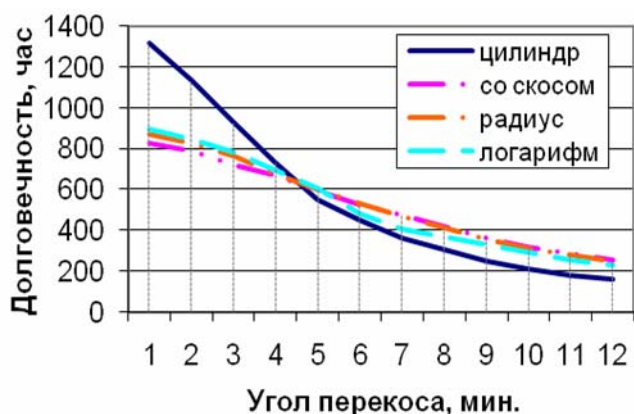


Рис. 6. Зависимость долговечности подшипника от угла перекоса колец при непрофилированном внутреннем кольце

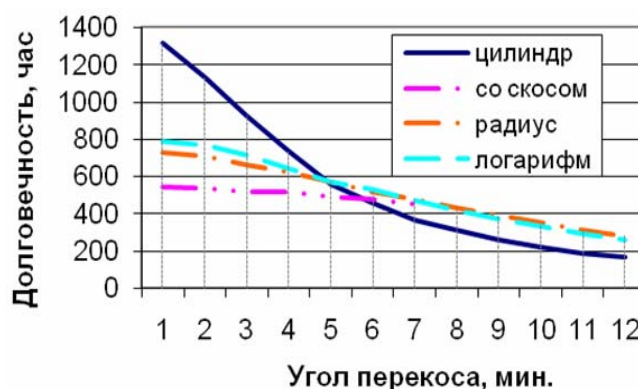


Рис. 7. Зависимость долговечности от угла перекоса колец при бомбинированном внутреннем кольце

На рис. 6 и 7 приведены графики зависимостей долговечности от величины перекоса колец для непрофилированного и профилированного внутреннего кольца при $F_r = 7$ кН.

Видно, что с увеличением перекоса долговечность подшипника уменьшается. При этом наиболее существенное снижение долговечности наблюдается у цилиндрического, не бомбинированного, ролика. Вместе с тем при отсутствии перекоса или незначительной его величине (в рассмотренном примере до 3 минут) долговечность подшипника с цилиндрическими роликами более высокая. Результаты расчетов показывают, что снижение долговечности с увеличением перекоса колец менее существенно при большой радиальной нагрузке.

В третьей главе приводятся результаты экспериментальных исследований скольжения сепаратора межвального роликового подшипника и сравнения с теоретическими расчетами.

Исследование проскальзывания межвальных подшипников 55-2672919P5 изделия 99В проводилось на стенде Т14-15/1 (ЦИАМ), обеспечивающем вращение внутреннего и наружного колец. Изменение скоростей вращения колец при испытаниях соответствовало реальным режимам работы подшипников в опоре изделия 99В. Радиальная нагрузка в испытаниях была равна $F_r = 50$ Н и 500 Н, температуры масла в подшипнике изменялись от 20 до 60°C.

Скольжение комплекта роликов с сепаратором подшипника оценивалось по отношению к «теоретической» скорости вращения сепаратора, определяемой по известным зависимостям без учета скольжения в контактах роликов с кольцами. Некоторые результаты экспериментов приведены на рис. 8.

Так как у межвального подшипника вращаются оба кольца на рисунке приведены зависимости проскальзывания от разности скоростей вращения колец, т.е. «скольжения роторов».

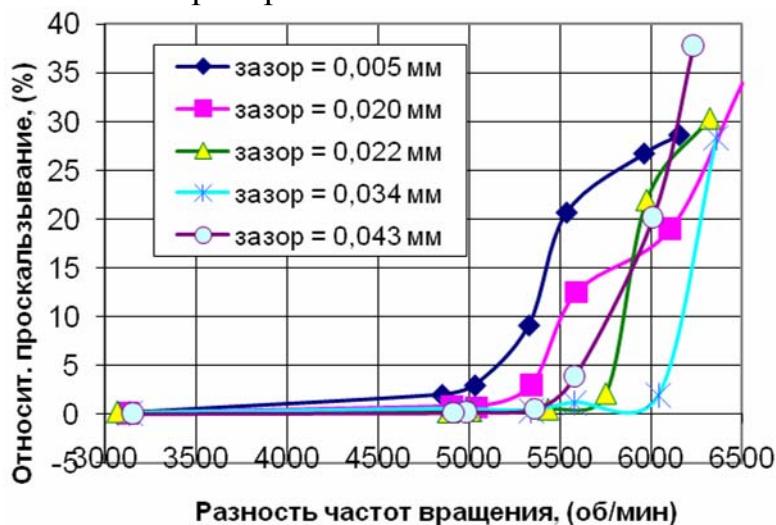


Рис.8. Зависимость проскальзывания комплекта роликов от разности частот вращения колец и радиального зазора при $F_r = 50$ Н

Эти зависимости показывают увеличение проскальзывания с увеличением разности скоростей вращения. Вместе с тем скорости вращения колец межвального подшипника определяют центробежные силы роликов, тепловой режим подшипника и изменение радиальных зазоров от центробежного расширения колец. Для сравнения с экспериментом разработана методика расчета кинематики и скольжения в высокоскоростном межвальном роликовом подшипнике.

Расчет сил трения в контактах роликов с кольцами выполняется на базе эластогидродинамики с учетом неполного разделения смазочным слоем шероховатых поверхностей деталей подшипника. При этом учитывается профиль бомбинированных роликов. Коэффициент трения в контакте определяется суммой $f = f_{мет} \eta + f_{см} (1 - \eta)$. Здесь $f_{мет}$ - коэффициент трения в контакте металлических поверхностей, $f_{см}$ - коэффициент трения, определяемый сдвигом смазочного слоя, η - относительная площадь металлического контакта шероховатых поверхностей. Кроме сил трения определяются также температуры поверхностей в контактах.

Аналогично выполняется расчет сил трения в контактах роликов с перемычками сепаратора. При этом усилие взаимодействия ролика с перемычкой F_s определяется суммой сил: $F_s(i) = \pm F_{f6} \pm F_{fн} \pm 2F_{f\bar{o}}$.

Здесь F_{f_b} и F_{f_h} - силы трения в контактах роликов с кольцами, $F_{f_{\bar{o}}}$ - сила трения в контактах торцов роликов с направляющими бортиками наружного кольца. Знак в приведенной формуле определяется направлением скорости скольжения.

Момент сил трения в контакте сепаратора с центрирующей поверхностью бортиков наружного кольца определяется с использованием теории узкого подшипника скольжения. При этом также учитывается степень разделения шероховатых поверхностей сплошным смазочным слоем.

Усилие прижатия сепаратора к центрирующей поверхности определяется по формуле $F_{RS} = F_{cs} + \sqrt{F_{SB}^2 + F_{ST}^2}$. Здесь F_{cs} - центробежная сила сепаратора. Вертикальная и горизонтальная составляющие силы прижатия сепаратора роликами определяются суммированием:

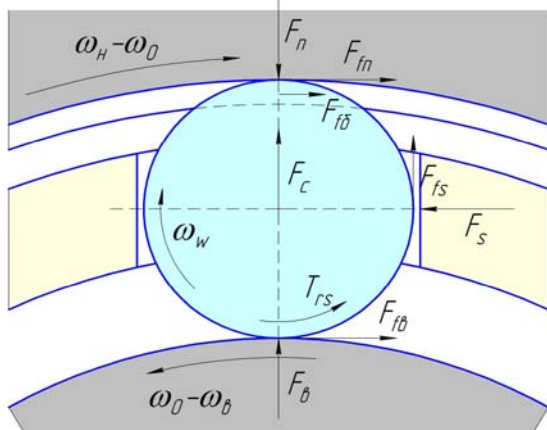


Рис. 9. Схема сил в контактах ролика

$$F_{SB} = \sum_{i=1}^z (F_s(i) \sin(\varphi) - F_{fs}(i) \cos(\varphi)) \text{ и}$$

$$F_{ST} = \sum_{i=1}^z (F_s(i) \cos(\varphi) + F_{fs}(i) \sin(\varphi)).$$

Кинематика ролика определялась условиями равновесия нормальных сил и сил трения в контактах, показанных на рис. 9.

Кинематика сепаратора определяется условиями равновесия действующих на него моментов.

При равномерном вращении сепаратора условие равновесия будет иметь вид:

$$\Phi(\varepsilon_0) \equiv T_S + T_{s\bar{o}} - T_{ts} = 0.$$

Здесь ε_0 - величина относительного скольжения сепаратора; $T_S, T_{s\bar{o}}, T_{ts}$ - моменты от сил взаимодействия роликов с перемычками сепаратора, сил трения сепаратора в контакте с направляющими бортиками и сопротивления вращению сепаратора в воздушно – масляной среде.



Рис. 10. Зависимость скольжения сепаратора от разности частот вращения колец при $g = 43$ мкм и

$$F_r = 50 \text{ Н}$$

Полученное уравнение, является функцией одной переменной ε_0 . Его решение выполняется итерационным методом.

На рис. 10 приведено сравнение результатов расчета и эксперимента для межвального подшипника 55-2672919P5 изделия "99В".

Необходимо отметить, что для условий эксперимента частота вращения сепаратора больше рассчитанной без учета сил трения и скольжения в контактах.

Это подтверждается расчетами.

В четвертой главе приводится анализ дефектов в работе межвальных подшипников реальных авиационных двигателей. Показано соответствие характера износа рабочих поверхностей теоретическим оценкам скольжения в контактах роликов с кольцами. Наибольшие по величине скорости скольжения и износы наблюдаются в контактах роликов с внутренним кольцом, контактное выкрашивание под действием нагрузок от центробежных сил роликов наблюдается преимущественно на беговой дорожке наружного кольца. В ряде случаев характер выкрашивания поверхности свидетельствует о работе подшипника с перекосом колец, как показано на рис. 11.

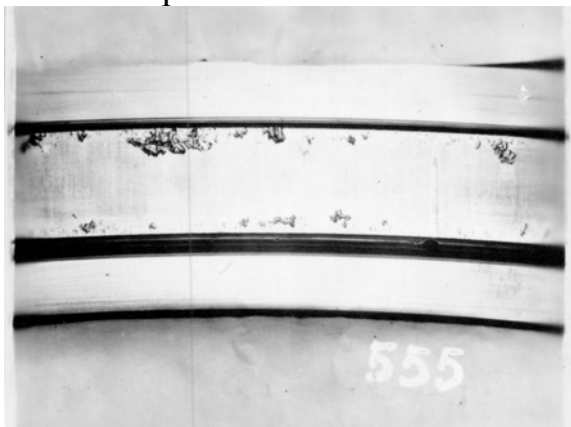


Рис.11. Беговая дорожка наружного кольца подшипника 55-2672919Р4

В качестве практической рекомендации разработана программа расчета оптимальных характеристик рабочих поверхностей бомбинированных роликов и внутренних колец подшипников при работе с перекосами. В качестве критерия оптимальности можно принять минимум напряжений в зоне контакта у кромки ролика.

Для определения величин бомбины для ролика и для кольца составим уравнения:

$$U_1(\Delta_\phi, \Delta_\kappa) \equiv \sigma_n(1) - \sigma_{нт} = 0 \text{ и}$$

$$U_2(\Delta_\phi, \Delta_\kappa) \equiv \sigma_v(1) - \sigma_{вт} = 0.$$

Здесь $\sigma_v(1)$ и $\sigma_n(1)$ - напряжения в сечении 1 у кромки ролика при перекосе.

На рис. 12 приведены результаты расчета распределения напряжений в контактах ролика при не профилированном внутреннем кольце. При этом получено, что оптимальным значением величины бомбины ролика было $\Delta_\phi = 0,004$ мм.

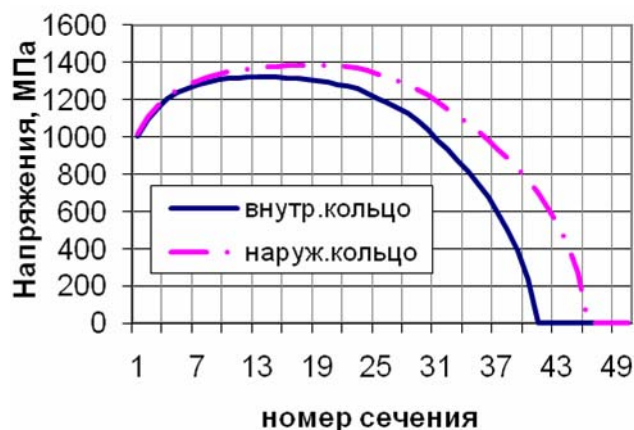


Рис. 12. Напряжения в контактах ролика с не профилированным внутренним кольцом при перекосе 4' и $F_r = 7$ кН

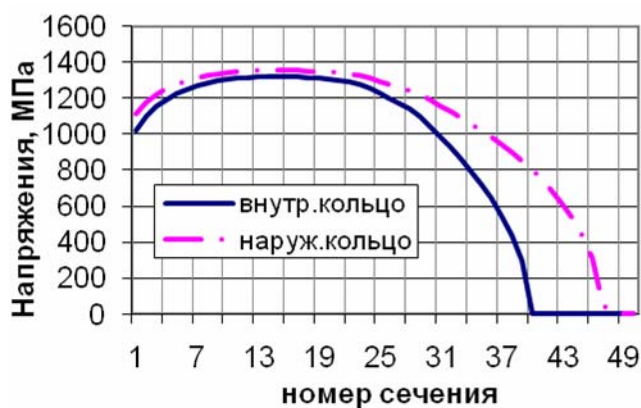


Рис.13. Напряжения в контактах ролика с профилированным внутренним кольцом при перекосе 4' и $F_r = 7$ кН

На рис.13 приведены результаты расчета напряжений при тех же условиях, но при профилированном внутреннем кольце. В этом случае величина бомбины ролика при нагрузке $F_r = 7$ кН составила $\Delta\phi = 0,0032$ мм.

Максимальные напряжения в контактах ролика с профилированным и с непрофилированным кольцом изменяются незначительно.

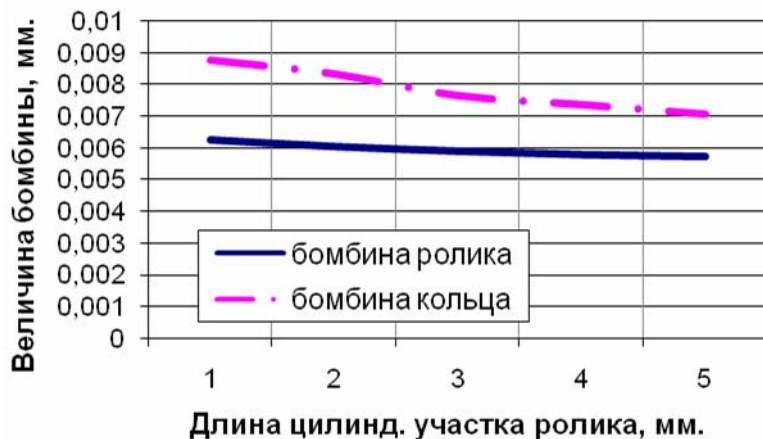


Рис.14. Зависимость величин бомбины ролика и внутреннего кольца от длины цилиндрического участка

Распределение напряжений в контакте при перекосе ролика зависит как от величины бомбины, так и от длины цилиндрического участка образующей. Результаты расчетов показывают, что с увеличением длины цилиндрического участка с 1 мм до 5 мм значения максимальных напряжений в контакте с внутренним непрофилированным кольцом увеличиваются с 1882,2 МПа

до 2030,3 МПа, а с профилированным с 1884,6 МПа до 2041,9 МПа.

На рис. 14 приведены результаты расчета величины бомбины у ролика и у внутреннего кольца в зависимости от длины цилиндрического участка. Видно, что величина бомбины мало зависит от длины цилиндрического участка профиля ролика и кольца. Значительно более существенной является зависимость величины бомбины от величины угла перекоса колец.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

Решена научно – техническая задача, имеющая существенное значение для повышения надежности опор роторов авиационных газотурбинных двигателей за счет совершенствования внутренней геометрии роликовых подшипников качения с учетом реальных условий их эксплуатации на основе разработанных методов расчета и проектирования подшипников.

На основании решения этой задачи получены следующие результаты:

1. Разработана плоская квазидинамическая модель межвального цилиндрического роликоподшипника с учетом изменения внутренней геометрии деталей подшипника от посадок, тепловых расширений и деформаций от центробежных сил, гидродинамического сопротивления вращению роликов и сепаратора и неизо-термического поведения смазки в контактах шероховатых поверхностей роликов и дорожек качения колец. Эта модель позволила создать методику расчета распределения нагрузки и напряжений по длине линии контакта роликов с наружным и внутренним кольцами радиального роликового подшипника при относительном перекосе колец. Методикой расчета предусмотрена возможность определения геометрии и напряженного состояния трех типов роликов, в том числе с бомбиной логарифмического профиля.

2. При расчете распределения нагрузки определяется положение и углы перекося ролика относительно каждого из колец. Показано, что центробежные силы роликов при высоких скоростях вращения увеличивают угол перекося ролика относительно внутреннего кольца и уменьшают относительно наружного. Поэтому предложено в высокоскоростных подшипниках выполнять профилирование образующей, как ролика, так и беговой дорожки внутреннего кольца. Кроме того, при расчете определяются разворачивающие моменты, действующие на ролики при перекосах, что, в свою очередь, обеспечивает расчет и профилирование контакта торца ролика с направляющими бортиками колец, благодаря чему уменьшаются потери на трение, тепловыделение и проскальзывание подшипника.

3. Впервые предложено расчет долговечности роликового подшипника выполнять по базовым контактным напряжениям с учетом предела контактной выносливости подшипниковых материалов. Эквивалентные напряжения для вращающихся и не вращающихся колец при перекосах предложено рассчитывать с учетом вероятности разрушения в нескольких сечениях колец. Предложенный метод расчета использован для создания алгоритма и программы расчета долговечности роликового подшипника по базовым контактным напряжениям.

4. На подшипниковом стенде проведены исследования проскальзывания роликов подшипника 55-2672919P5, устанавливаемого в межвальный подшипниковый узел изделия 99В. Исследования показали, что величина проскальзывания зависит от температуры масла на входе в подшипник, действия радиальной нагрузки, величины радиального зазора подшипника в сборе и разности скоростей вращения колец (скольжения роторов).

Максимальное проскальзывание исследованных подшипников зарегистрировано на режиме малого газа (МГ) при радиальной нагрузке $F_r = 50 \text{ Н}$ и составляет 28,6...37,8 %. Скорость скольжения роликов относительно внутреннего кольца при этом равна 10,74...14,35 м/сек. При действии на подшипник нагрузки $F_r = 500 \text{ Н}$ проскальзывание сепаратора незначительно и не превышает величины 1 %.

При увеличении температуры масла, подаваемого на подшипник, с 19⁰С до 58⁰С величина проскальзывания на постоянных режимах МГ и 75% от номинальных оборотов снизилась, соответственно, с 22,45% до 0,72%.

Установлено, что при зазоре 0,043 мм проскальзывание уменьшается с 37,8% (режим МГ) до ~1% на режиме 85% от номинальных оборотов. При величине зазора 0,022 мм проскальзывание уменьшается с 34% (режим МГ) до ~1% на режиме 95% от номинальных оборотов. При величине зазора 0,005 мм проскальзывание уменьшается с 28,6% (режим МГ) до ~2% на режиме 98% от номинальных оборотов. В подшипнике собранном с натягом 0,004 мм в сборе проскальзывание отсутствует во всем диапазоне исследованных режимов.

5. Разработана методика расчета скольжения сепаратора применительно к условиям эксперимента. При этом силы трения в контактах роликов с кольцами и перемычками сепаратора, а также в контакте сепаратора с центрирующим бортиком наружного кольца определяются на базе гидродинамики с учетом контакта микронеровностей шероховатых поверхностей деталей. Теоретически установлено, что в межвальном подшипнике скорость вращения сепаратора должна превышать

теоретическую, определенную без учета скольжения в контактах. Полученные экспериментальные данные подтвердили предложенную методику расчета проскальзывания в межвальных подшипниках и целесообразность её использования при проектировании высокоскоростных роликоподшипников.

6. Проведен анализ работоспособности межвальных подшипников в опорах газотурбинных двигателей. Характер дефектов, возникающих в эксплуатации, полностью соответствует теоретическим предпосылкам.

Основным видом дефектов является изнашивание поверхностей колец и роликов вследствие проскальзывания. Наиболее интенсивное изнашивание для случаев, когда частота вращения наружного кольца больше частоты вращения внутреннего, наблюдается на беговой дорожке внутреннего кольца.

На беговой дорожке наружного кольца чаще, чем внутреннего, наблюдается выкрашивание рабочих поверхностей. Это объясняется действием центробежных сил роликов при высоких скоростях вращения.

В ряде случаев наблюдается изнашивание торцов роликов, что свидетельствует о работе подшипников с перекосом колец.

7. Разработаны рекомендации по оптимизации внутренней геометрии подшипников при работе с перекосом колец. Рассмотрены подшипники как с радиусным, так и с логарифмическим профилем бомбины. Разработанная методика расчета позволяет проводить оптимизацию формы и размеров роликов. В качестве критерия оптимальности предложено использовать минимум максимальных напряжений в контакте при заданных условиях эксплуатации – нагрузки, перекосы и скорости вращения.

Показана целесообразность выполнения бомбины также на беговой дорожке внутреннего кольца, что обеспечивает снижение контактных напряжений и повышение ресурса подшипника на 20-30%. Беговую дорожку наружного кольца целесообразно выполнять цилиндрической (не бомбинированной).

8. Компьютерные программы расчета долговечности межвального роликоподшипника по базовым контактным напряжениям при перекосе колец и расчета оптимального профиля бомбинированных роликов и колец получили регистрацию в Государственном Реестре.

9. Разработанные методики расчета и рекомендации по проектированию подшипников используются в практике работы завода авиационных подшипников для повышения надежности подшипниковых узлов опор роторов отечественных ГТД.

Основное содержание работы изложено

- в монографии –

1. Балякин, В.Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД [Текст]/ В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макачук - Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 254 стр.

- в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, определяемых Высшей аттестационной комиссией Российской Федерации:

2. Жильников, Е. П. Оптимизация геометрии высокоскоростного роликового подшипника при перекосах колец [Текст]/ Е.П. Жильников, В.В. Макаrchук, А.Н. Пахомов// Известия СНЦ РАН, 2009. – С. 110-119.

3. Жильников, Е. П. Долговечность высокоскоростного роликового подшипника при перекосах колец [Текст]/ Е.П. Жильников, В.В. Макаrchук, А.Н. Пахомов// Известия СНЦ РАН, 2009. – С. 120-129.

- в других изданиях:

4. Жильников Е.П. Совершенствование методов расчета опор ГТД с подшипниками качения [Текст]/ Е.П. Жильников, В.В. Макаrchук, В.В. Мурашкин// Российская научно – техническая конференция «Мавлютовские чтения». Современные проблемы расчета, проектирования и производства авиационно-ракетной техники. Сборник трудов. Том 2. Уфа, 2006 г. – стр. 91 – 99

5. Жильников, Е.П. Расчет роликовых подшипников качения в опорах сателлитных шестерен редуктора ТВД [Текст]/ Е.П. Жильников, В.Б. Балякин, В.В. Макаrchук // Гидродинамическая теория смазки – 120 лет: Труды Международного научного симпозиума. В 2-х томах. Т.1 – М: машиностроение – 1, Орел: ОрелГТУ, 2006. – стр. 362 – 372

6. Силаев, Б.М. Характер контактного взаимодействия при граничной смазке поверхностей качения подшипников из теплостойкой стали [Текст]/ Б.М. Силаев, В.В. Макаrchук, В.В. Мурашкин// Проблемы и перспективы развития двигателестроения / Материалы докладов междунар. науч. – техн. конф.21-23 июня 2006 г. - Самара: СГАУ, 2006. – В 2 ч. Ч.1. – стр. 48 – 53

7. Жильников, Е.П. Исследования в области повышения ресурса и надежности опор роторов авиационно-космической техники [Текст]/ Е.П. Жильников, В.В. Макаrchук// Проблемы и перспективы развития двигателестроения / Материалы докладов междунар. науч. – техн. конф.21-23 июня 2006 г. - Самара: СГАУ, 2006. – В 2 ч. Ч.2. – стр.214 - 215

8. Жильников, Е.П. Системный подход к оценке работоспособности авиационных подшипников качения [Текст]/ Е.П. Жильников, В.В. Макаrchук, В.В. Мурашкин// Сборник трудов международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы трибологии», июнь 2007 г., в 2-х томах. Том 1.- М.:Изд. «Машиностроение», 2007. – стр.175 - 185

9. Макаrchук, В.В. Современные технологии конструирования и изготовления высокоскоростных подшипников аэрокосмического применения [Текст]/ В.В. Макаrchук//Современные технологии – ключевое звено в возрождении отечественного авиастроения/ Сборник докладов международной научно – практической конференции «АКТО-2008». – Казань, 2008 г. – с. 46-52.

10. Жильников, Е.П. Системный подход к расчету и проектированию подшипниковых опор аэрокосмической техники [Текст]/ В.В. Макаrchук// «Проблемы машиноведения». Сборник докладов Юбилейной научно-технической конференции, посвященной 70-летию ИМАШ РАН. – Москва, изд. ИМАШ. 2008 г. – с. 350-355.

11. Макаrchук, В.В. Расчет оптимального профиля ролика при перекосе колец высокоскоростного роликового подшипника [Текст]/ В.В. Макаrchук, Е.П. Жильников, А.И. Балашов// «Актуальные проблемы трибологии». Сборник докладов регионального научно-технического семинара.- Самара, изд. СамГТУ. 2008.- с.69-70.

12. Балякин, В.Б. Упруго – демпферная опора [Текст]/ В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.В. Макаrchук - Патент на полезную модель № 78889. Зарегистрирован в Государственном Реестре полезных моделей РФ 10.12.2008 г