

Летательные аппараты, авиационные двигатели и методы их эксплуатации/
Aircraft, Aircraft Engines and Methods of Their Operation

Научная статья

УДК 629.036

<https://doi.org/10.51955/2312-1327-2026-3-27>

**ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ ПОДШИПНИКОВ ГАЗОТУРБИННОГО
ДВИГАТЕЛЯ**

*Сергей Альбертович Ходацкий,
Московский государственный технический
университет гражданской авиации (Иркутский филиал),
Иркутск, Россия*

Аннотация. Подшипники авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) работают в сложных условиях, обусловленных высокими эксплуатационными нагрузками. Расчетно-теоретическое исследование характеристик подшипников затруднено ввиду сложности моделирования и учета всех факторов. В работе представлены результаты расчетно-экспериментального исследования теплового состояния подшипников ГТД. Дано описание экспериментальной установки, включающей объект исследования – ролик подшипника, систему передачи крутящего момента на внутреннюю обойму подшипника, систему измерений и регистрации. Методика проведения экспериментов и методов обработки экспериментальных данных основана на применении системы измерений ZetLab. Проведен анализ причин повышения температуры подшипников в эксплуатационных условиях, влияния уровня вибрации на характеристики потока масла к подшипнику.

Ключевые слова: двигатель; опора; подшипник; вибрация; поток масла; прокачка; температура; ротор.

Для цитирования:

Ходацкий, С. А. Тепловое состояние подшипников газотурбинного двигателя / С. А. Ходацкий // Crede Experto: транспорт, общество, образование, язык. – 2026. – Том 13. – № 03. – С. 27-41. – <https://doi.org/10.51955/2312-1327-2026-3-27>

Конфликт интересов: автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

Original research article

THERMAL STATE OF GAS TURBINE ENGINE BEARINGS

*Sergey A. Khodatsky,
Moscow State Technical University
University of Civil Aviation (Irkutsk branch),
Irkutsk, Russia*

Abstract. Aircraft gas turbine engine bearings operate under challenging conditions due to high operating loads. Computational and theoretical studies of bearing characteristics are challenging due to the complexity of modeling and accounting for all these factors. This paper presents the results of a computational and experimental study of the thermal state of gas turbine engine bearings. A description of the experimental setup is provided, including the test object – a roller bearing – a system for transmitting torque to the bearing's inner race, and a measurement and recording system. The experimental methodology and data processing methods are based on the ZetLab measurement

system. An analysis of the causes of increased bearing temperature under operating conditions and the influence of vibration levels on the characteristics of oil flow to the bearing is provided.

Keywords: engine; support; bearing; vibration; oil flow; pumping; temperature; rotor.

To cite this article:

Khodatsky, S. A. (2026). Thermal state of gas turbine engine bearings. *Crede Experto: transport, society, education, language*, vol. 13, no. 3, pp. 27-41 DOI: <https://doi.org/10.51955/2312-1327-2026-3-27> (in Russ.).

Conflict of Interest: The author declares no conflict of interest.

Введение (Introduction)

Длительная эксплуатация авиационных двигателей осуществляется в тяжелых условиях, особенно при взлете и посадке при использовании повышенных режимов [Караваев и др., 2019]. Особенности длительного пребывания в эксплуатации каждого из авиационных двигателей, как показывает статистика, обуславливают в целом рост числа отказов и неисправностей силовой установки [Оценка состояния..., 2024].

При работе авиационных двигателей основным источником вибрационных нагрузок является ротор. Уровень вибрации оценивается величиной виброскорости или виброускорения. Уровень вибрации во многом определяется упругими характеристиками опор двигателя [Li et al., 2023]. При этом, коэффициент виброперегрузки, действующей на элементы двигателя, может составлять $K_j=4...5$ [Жильников и др., 2008].

При разработке конструктивно-компоновочной схемы двухконтурного двигателя в качестве дополнительной опоры турбины низкого давления используется межвальный подшипник. Следует отметить, что существенным конструктивным недостатком данных двигателей является недостаточно высокая эксплуатационная надежность межвального подшипника. При подводе масла к опорам двигателя должен обеспечиваться ламинарный режим течения, без турбулизации и разрывов потока. При этом скорость потока не должна превышать 0,5...1,5 м/с [Мониторинг..., 2018].

Одной из причин изменения характера течения потока масла в маслопроводе с ламинарного на турбулентный может стать повышенный уровень вибрации [Оглобличев и др., 2020, Оглобличев и др., 2021]. Изменение характера течения масла приведет к повышению уровня гидравлических потерь в маслопроводе и, как следствие, уменьшению прокачки масла через опоры. При этом увеличивается температура масла, что ухудшает его характеристики.

Материалы и методы (Materials and Methods)

Основу методики представляют экспериментальные исследования по оценке теплового состояния подшипников. С использованием известных методов математического анализа была проведена обработка результатов. Результаты представлены в виде графических зависимостей.

Дискуссия (Discussion)

Опоры авиационных двигателей работают в очень тяжелых условиях [Серафимов, 2021]. Вследствие этого в подшипниках опор появляются такие неисправности, как износ беговых дорожек и тел качения, выкрашивание металла на сепараторе, беговых дорожках и телах качения.

Ввиду того, что теоретическое моделирование подшипниковых узлов затруднено из-за сложности моделирования теплового состояния, решением данного вопроса является проведение экспериментальных исследований.

Известны исследования теплового состояния межроторного подшипника в зависимости от способа подачи масла на стенде Т14-15/1 ЦИАМ [Кикоть и др., 2009], позволяющем испытывать подшипники с одновременным вращением колец как в одну, так и в противоположные стороны. Контроль технического состояния исследуемых подшипников проводился с помощью измерения температуры наружной и внутренней обойм подшипника и измерения температуры масла на входе и выходе из испытательного узла.

На рисунке 1 представлена разработанная экспериментальная установка по исследованию характеристик подшипника [Khodatsky, 2023]. Основу установки составляет станина. На ней крепятся такие элементы, как бак, насосы, опора, размещаются средства измерения. Центральным элементом опоры является роликовый подшипник.

Экспериментальная установка представлена на рисунке 1. Она состоит из станины, обеспечивающей стационарное состояние всей установки, масляного бака, в котором хранится все используемое масло нагнетающего и откачивающего насосов, обеспечивающих работоспособность системы. Система измерения включает датчики давления масла на входе и температуры масла на выходе. Объектом исследования является роликовый подшипник.

В масляный бак заливается масло объемом 35 л.



Рисунок 1 – Экспериментальная установка по исследованию характеристик подшипника (1 – станина; 2 – масляный бак; 3 – опора; 4 – система измерения ZetLab; 5 – измерительные модули ZET7121; 6 – насос в магистрали нагнетания; 7 – насос в магистрали откачки; 8 – датчики давления и температуры масла)

Figure 1 – Experimental setup for studying bearing characteristics (1 – frame; 2 – oil tank; 3 – support; 4 – ZetLab measurement system; 5 – ZET7121 measurement modules; 6 – pump in the discharge line; 7 – pump in the exhaust line; 8 – oil pressure and temperature sensors)

Нагнетающий насос обеспечивает потребную прокачку масла. Ввиду того, что исключен доступ воздуха к подшипниковой опоре, откачивающий насос обеспечивает полную откачку масла. Регулятор частоты оборотов обеспечивает плавное изменение частоты вращения ведущего вала. На рисунке 2 показан объект исследования – опора с роликовым межвальным подшипником.



Рисунок 2 – Основной узел экспериментальной установки (1 – подставки; 2 – ведомый вал; 3 – ведущий вал; 4 – корпус; 5 – крышка; 6 – поддерживающий подшипник; 7 – сальник; 8 – удерживающий подшипник; 9 – опоры; 10 – шкив ременного привода; 11 – штуцер подачи масла; 12 – штуцер отвода масла)

Figure 2 – Main unit of the experimental setup (1 – stands; 2 – driven shaft; 3 – drive shaft; 4 – housing; 5 – cover; 6 – support bearing; 7 – oil seal; 8 – retaining bearing; 9 – supports; 10 – belt drive pulley; 11 – oil supply nipple; 12 – oil drain nipple)

Ведомый вал приводится во вращение через шкив ременного привода от электродвигателя. В опоре смонтированы элементы уплотнений, штуцеры подачи и отвода масла. В прорезях ведомого вала установлены четыре термопреобразователя ЧЭМТ-50М. Данные датчики измеряют температуру обоймы подшипника и передают сигнал в систему измерения ZetLab.

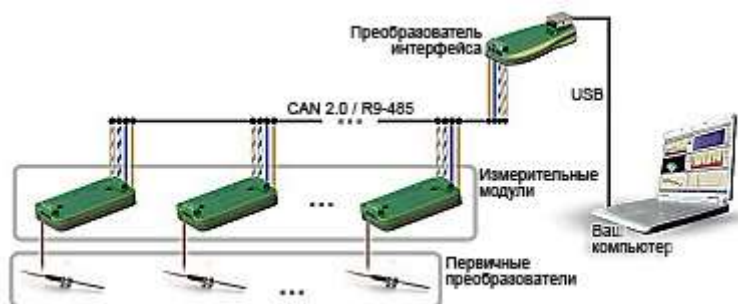


Рисунок 3 – Схема измерения температуры подшипника
Figure 3 – Bearing temperature measurement diagram

Уровень вибрации маслопровода измерялся системой измерения ТИК-ВТ.

Результаты (Results)

На основе разработанной установки были проведены экспериментальные исследования теплового состояния подшипника. Следует отметить, что тепловое состояние подшипников оказывает существенное влияние на его работоспособность и ресурс [Kanike et al., 2013; San Andrés et al., 2010]. Результаты исследования приведены на рисунке 4.

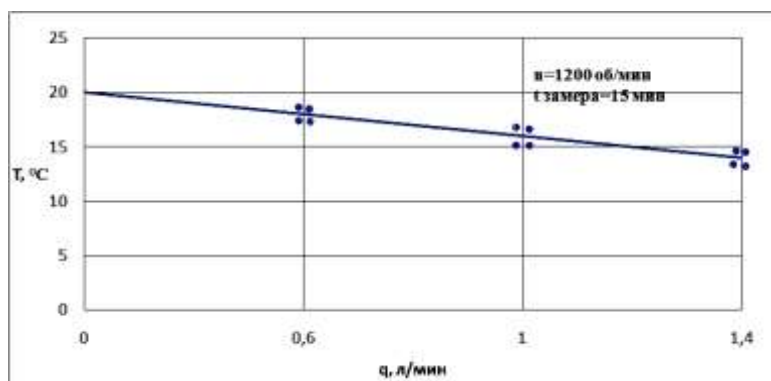


Рисунок 4 – Зависимость температуры наружной обоймы подшипника от прокачки масла

Figure 4 – Dependence of the temperature of the outer race of the bearing on oil flow

Полученные данные демонстрируют существенное влияние расхода масла через подшипник на его тепловой режим. Например, увеличение прокачки смазки на 43% приводит к снижению температуры обоймы подшипника на 62%. Таким образом, интенсивность потока масла является одним из ключевых факторов, определяющих температурное состояние узла.

Неуравновешенность ротора является одним из ключевых факторов, определяющих высокий уровень его вибрации. На рабочих режимах двигателя рост дисбаланса ротора приводит к увеличению радиальных и осевых нагрузок, которые воспринимаются его опорами, что отражено в работе [Ходацкий и др., 2018].

Для количественной оценки воздействия дисбаланса на срок службы подшипников в указанном источнике предложена расчетная формула (1):

$$L_H = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{c_{дин}}{P + P_{дон}} \right)^p, \quad (1)$$

где a_1 – коэффициент, учитывающий надежность;

a_{23} – коэффициент, зависящий от смазки и технологии изготовления;

$c_{дин}$ – динамическая грузоподъемность подшипника;

P – эквивалентная динамическая нагрузка;

$P_{дон}$ – дополнительная радиальная нагрузка.

Следует отметить, что оба их кольца подшипника вращаются с разными угловыми скоростями. Данное обстоятельство надо учитывать через дополнительные коэффициенты.

Дополнительная радиальная нагрузка ($P_{дон}$), возникающая из-за вибрации ротора, определяется по формуле:

$$P_{дон} = P_j = m \cdot j = m \cdot A \cdot \omega^2 = m \cdot v_j \cdot \omega, \quad (2)$$

где P_j – инерционная сила, вызванная вибрацией;

m – реакция со стороны межвального подшипника, обусловленная массой ротора;

A – амплитуда колебаний ротора;

v_j – виброскорость;

ω – угловая скорость вращения ротора.

Результаты расчета представлены на рисунке 5.

Из расчетов следует, что при постоянной величине виброскорости в рабочем диапазоне частот вращения ресурс подшипника меняется незначительно. Но при увеличении вибрации ее влияние увеличивается, и долговечность подшипника снижается на 75-84%. Поэтому необходим учет вибрационных нагрузок.

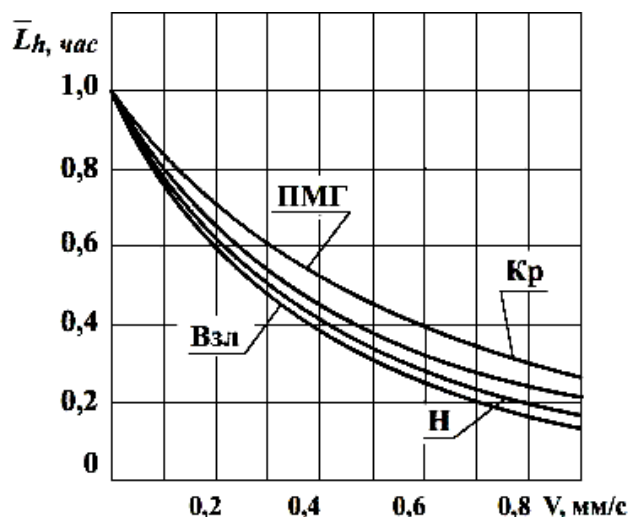


Рисунок 5 – Влияние режима работы двигателей и виброскорости на долговечность межвального подшипника

Figure 5 – The influence of engine operating mode and vibration velocity on the durability of the inter-shaft bearing

Дополнительную сложность вносит конструктивная особенность системы смазки. Значительная длина ротора низкого давления, внутри которого проложен маслопровод, подводящий смазку к межвальному подшипнику, придает процессу подачи масла сложный характер. Для оценки влияния уровня вибрации ротора двигателя на маслопровод подачи масла была создана экспериментальная установка под названием «маслопровод», изображенная на рисунке 6.

Особенность конструктивного выполнения маслопровода на двигателе состоит в том, что основная часть маслопровода зафиксирована внутри ротора с помощью втулок. Участок маслопровода, осуществляющий подвод масла через отверстия в валу, вращается вместе с ротором. При этом на поток масла действуют значительные центробежные силы, величина которых определяется режимом работы двигателя.



1 – маслораспределительная втулка; 2 – кожух защитный; 3 – электродвигатель;
4 – масляный насос; 5 – электропривод маслораспределительной втулки

Рисунок 6 – Экспериментальная установка «маслопровод»
Figure 6 – Experimental setup “oil pipeline”

Для оценки работоспособности маслопровода в условиях дисбаланса на выходной втулке установили кольцевой грузик. Для изучения влияния вибрации от дисбаланса на работу маслопровода в таких условиях на втулку в зоне выходного сечения радиального канала установили кольцевой грузик. Он позволял моделировать различную степень дисбаланса ротора. С использованием данной экспериментальной установки было исследовано изменение расхода масла. Было получено существенное снижение расхода масла на 35% при величине виброскорости 90 мм/с.

Определим амплитудную и логарифмическую амплитудную частотные характеристики колебательной системы, включающей маслопровод подвода масла к подшипнику и поток масла. Амплитуда колебаний маслопровода является входным сигналом системы. Выходным сигналом является перемещение масла относительно стенок маслопровода. Сделаем допущение, что колебания системы «маслопровод-поток масла» являются гармоническими. Решение уравнения будем искать в виде:

$$U = W(j\omega)e^{j\omega t}. \quad (3)$$

Тогда характеристики будут иметь вид:

$$W(\omega) = \sqrt{M^2(\omega) + N^2(\omega)} = \frac{R}{\sqrt{1 + T^2 + \omega^2}}; \quad (4)$$

$$\psi(\omega) = \arctg \frac{N(\omega)}{M(\omega)} \quad L(\omega) = 20 \lg K - 20 \lg T \omega.$$

Анализ характеристики, приведенной на рисунке 7, позволяет сделать вывод о том, что спектр частот колебательного движения в данной системе значительно больше диапазона рабочих частот вращения ротора. Это свидетельствует о влиянии колебательного движения маслопровода на режим течения масла.

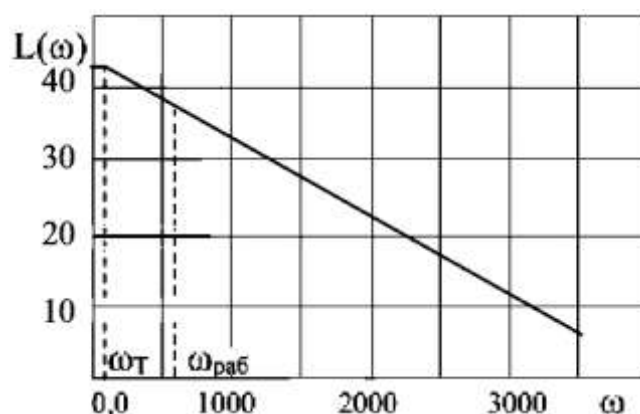


Рисунок 7 – Логарифмическая амплитудно-частотная характеристика
 Figure 7 – Logarithmic amplitude-frequency characteristic

На рисунке 8 представлено изменение ускорения потока масла по частоте вращения ротора.

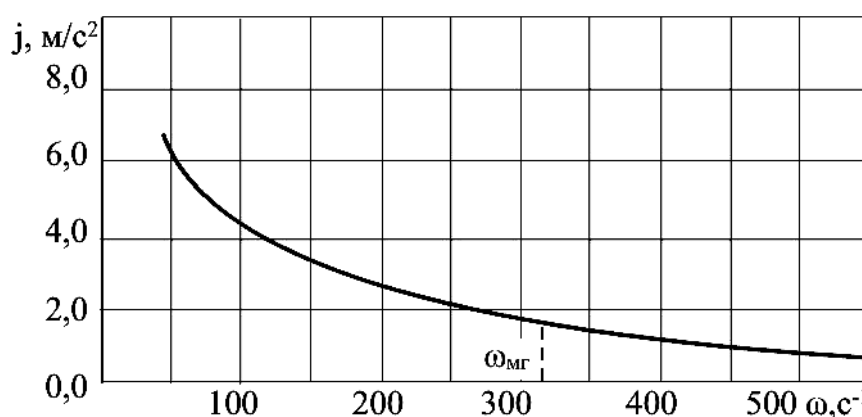


Рисунок 8 – Изменение ускорения ротора по частоте вращения
 Figure 8 – Change in rotor acceleration with rotation frequency

Следует отметить, что в диапазоне частот вращения 300...500 с⁻¹ величина ускорения значительно снижается. При этом в рабочем диапазоне частот вращения величина ускорения составляет 1,5...0,8 м/с², что является одной из возможных причин турбулизации потока масла.

На рисунке 9 представлена диаграмма изменения температуры масла и внутреннего кольца подшипника при проведении экспериментальных

исследований. При проведении исследований частота вращения ведущего вала была постоянной. Для исключения влияния других факторов прокачка масла через подшипник также была постоянной.

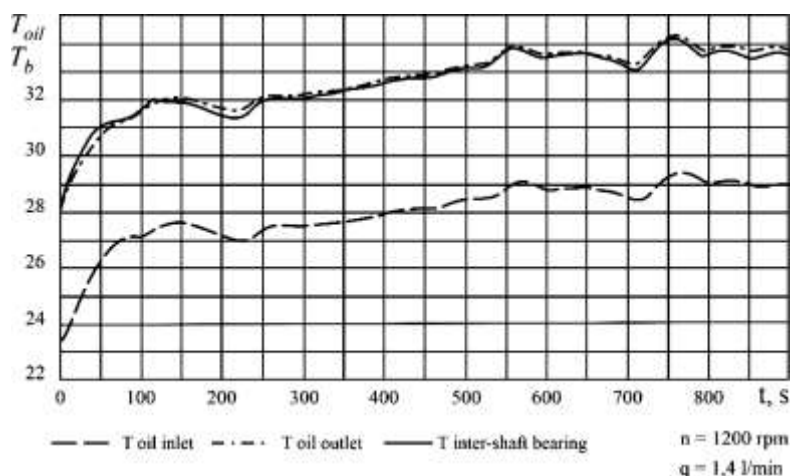


Рисунок 9 – Измерение температуры подшипника по времени
 Figure 9 – Measuring bearing temperature over time

Результаты измерения температуры подшипника при различной прокачке масла позволили уточнить ее влияние на изменение температуры (рисунок 10).

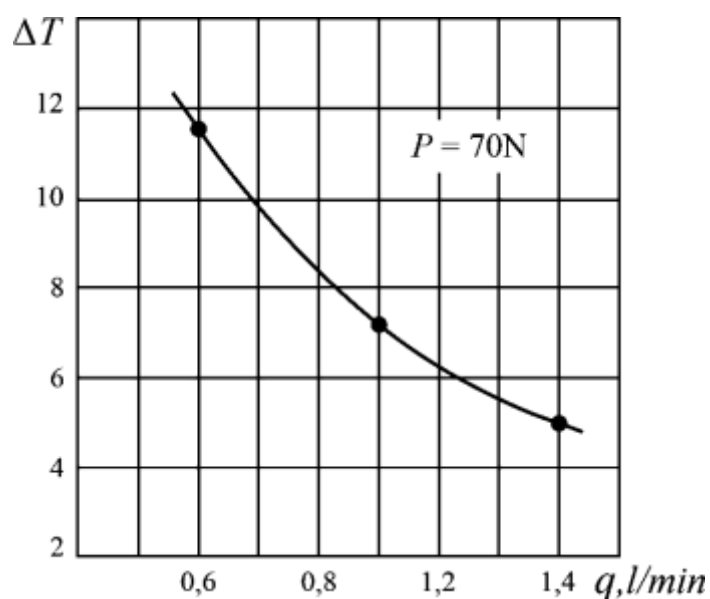


Рисунок 10 – Экспериментальное исследование влияния прокачки масла на его температуру

Figure 10 – Experimental study of the effect of oil pumping on its temperature

Нарушение работоспособности масляной системы проявляется при «масляном голодании». Это обусловлено недостаточной прокачкой масла через опоры. Можно предположить, что другим фактором, влияющим на прокачку

масла через подшипник, является повышенный уровень вибрации [Ходацкий и др., 2018].

Были приняты следующие допущения:

- внешний подвод тепла в подшипник принимался равным нулю;
- момент трения в подшипнике принимался прямо пропорциональным теплу, выделяющемуся в подшипнике при его работе;
- не учитывался теплообмен между маслом и элементами подшипника.

На подвод тепла к подшипнику влияет трение, возникающее в нем. Оно было определено по зависимости:

$$M_{fric} = d \cdot \mu \cdot P. \quad (5)$$

Таким образом, момент трения в подшипнике зависит от его внутреннего диаметра (d), коэффициента трения (μ) и эквивалентной динамической нагрузки (P).

Расчет теплового потока проводился по зависимости (4) с учетом экспериментальных исследований.

$$B_{fric} = q \cdot c \cdot \rho \cdot \Delta t. \quad (6)$$

Из зависимости следует, что тепловой поток прямо пропорционален потребной прокачке масла (q), его теплоемкости (c) и плотности (ρ), а также уровню нагрева масла (Δt).

Считая выделение тепла в подшипнике установки и двигателе пропорциональными, получим:

$$B_{fric b} = \frac{B_{fric} \cdot M_{fric b}}{M_{fric}}. \quad (7)$$

В зависимости (5) $B_{fric b}$ – это тепло, выделившееся в подшипнике на установке; $M_{fric b}$ – момент трения подшипника двигателя.

Изменение температуры подшипника показано на рисунке 11.

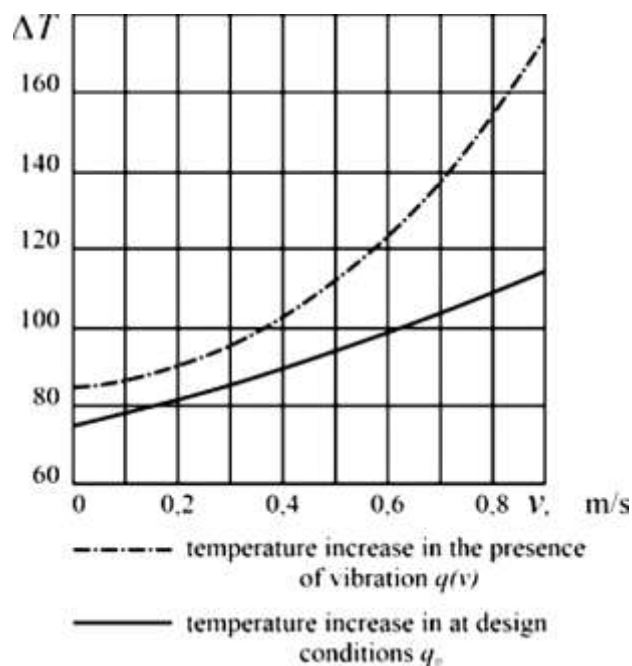


Рисунок 11 – Изменение температуры подшипника
Figure 11 – Bearing temperature change

Анализ зависимости показывает, что с увеличением виброскорости увеличивается степень подогрева подшипника [Kai et al., 2024]. Это можно объяснить влиянием уровня вибрации на характеристики потока масла в маслопроводе. Представляет интерес оценка долговечности подшипника при изменении его температуры (рисунок 12). Следует отметить, что при расчете долговечности авиационных подшипников существует определенная ошибка. Она обусловлена тем, что расчет проводится на усталостное разрушение подшипника. Однако статистический анализ неисправностей авиационных подшипников говорит о том, что выход подшипников из рабочего состояния обусловлен, прежде всего, чрезмерным износом дорожек и тел качения [DellaCorte et al., 2000]. При этом возможно полное разрушение подшипника в случае заклинивания тел качения [Чувилина и др., 2013].

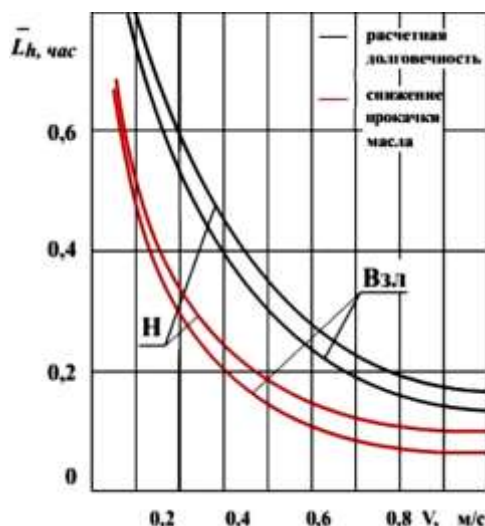


Рисунок 12 – Изменение относительной долговечности подшипника при изменении виброскорости

Figure 12 – Change in the relative durability of a bearing with a change in vibration velocity

Закключение (Conclusion)

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. При оценке теплового состояния подшипников ГТД целесообразно использовать экспериментальные методы исследований.
2. Вибрационное состояние ротора оказывает существенное влияние на характеристики потока масла, подводимого к опорам.
3. При увеличении прокачки масла на 43% температура обоймы подшипника уменьшается на 62%.
4. Уменьшение прокачки масла вследствие увеличения вибрации приводит к снижению долговечности на 45-50%.
5. Для повышения надежности работы подшипников в эксплуатационных условиях необходима разработка специальных мероприятий, снижающих отрицательное воздействие вибрации и теплового потока.

Список литературы

- Жильников Е. П. Системный подход к оценке работоспособности авиационных подшипников качения / Е. П. Жильников, В. В. Макачук, В. В. Мурашкин // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2008. № 6. С. 39-41. EDN JTISDR.
- Караваев Ю. А. Совершенствование методики оценки остаточного ресурса ТРДД / Ю. А. Караваев, С. А. Ходацкий // Crede Experto: транспорт, общество, образование, язык. 2019. № 2. С. 10-24. EDN LVWSUT.
- Кикоть Н. В. Исследование и разработка метода анализа теплового состояния межроторных роликовых подшипников ГТД / Н. В. Кикоть, Е. Ю. Марчуков // Вестник Московского авиационного института. 2009. Т. 16, № 4. С. 6. EDN KZWQRJ.
- Мониторинг прецессии роторных систем газотурбинных двигателей и оценка состояния межроторных подшипников / М. Ю. Охтилев, В. И. Хименко, В. Н. Коромысличенко [и др.] // Проблемы региональной энергетики. 2018. № 1(36). С. 12-25. EDN YWIJPP.

Оглобличев М. А. Влияние радиальных зазоров подшипников опор ротора на вибрацию газотурбинного двигателя / М. А. Оглобличев, А. С. Гишваров // Молодежный вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2020. № 1(22). С. 112-115. EDN ECGBPF.

Оглобличев М. А. Влияние радиальных зазоров подшипников опор ротора, дисбаланса турбокомпрессора, температуры и давления окружающей среды на вибрацию газотурбинного двигателя / М. А. Оглобличев, А. С. Гишваров // Молодежный вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2021. № 1(24). С. 38-42. EDN BZSQGF.

Оценка состояния смазываемых узлов трения авиационных двигателей Д-30КП/КП-2 при приёмсдаточных испытаниях / В. Г. Дроков, В. В. Дроков, А. Д. Казмиров [и др.] // Научный вестник ГосНИИ ГА. 2024. № 46. С. 20-31. EDN TQMAAE.

Серафимов П. П. Анализ причин основных отказов роторных подшипников авиационных ГТД // XXV Туполевские чтения (школа молодых ученых): Международная молодёжная научная конференция, посвященная 60-летию со дня осуществления Первого полета человека в космическое пространство и 90-летию Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н. Туполева-КАИ. Материалы конференции. Сборник докладов. В 6-ти томах, Казань, 10–11 ноября 2021 года. Том II. Казань: Индивидуальный предприниматель Сагиева А.Р., 2021. С. 104-108. EDN IBDXPT.

Ходацкий С. А. Влияние вибраций ротора ГТД на техническое состояние межвального подшипника / С. А. Ходацкий, Ю. А. Караваев // Crede Experto: транспорт, общество, образование, язык. 2018. № 4. С. 31-41. EDN VRPITO.

Чувиллина Е. В. Метод диагностики состояния подшипников на основе комплекса алгоритмов обнаружения локальных неоднородностей / Е. В. Чувиллина, Т. П. Грызлова // Вестник РГТА имени П. А. Соловьева. 2013. № 4(27). С. 27-35. EDN SZCKSL.

DellaCorte C. Load Capacity Estimation of Foil Air Journal Bearings for Oil-Free Turbomachinery Applications / C. DellaCorte, M. J. Valco // Tribology Transactions. 2000. Vol. 43, iss. 4. P. 795-801. DOI: 10.1080/10402000008982410.

Kai Xu. Research on Temperature Rise Characteristics Prediction of Main Shaft Dual-Rotor Rolling Bearings in Aircraft Engines/ Kai Xu, Hao Hu, Nan Guo, Xiqiang Ma, Xiaoping Li // 2024.Lubricants, Vol 12, Issue 6: 210. DOI:10.3390/lubricants12060210.

Kanike N. Thermal Analysis of Gas Turbine Bearing Compartment During Normal Operation Period / N. Kanike, D. Taluru, K. Nelanti, K. G. Gujar // Proceedings of the ASME 2012 Gas Turbine India Conference (GTINDIA2012). 2013. Paper No. GTINDIA2012-9620. P. 505-511. DOI: 10.1115/GTINDIA2012-9620.

Khodatsky S. A. Estimating the Operability of the Gas Turbine Engine Inter-Shaft Bearing. In: Gorbachev, O.A., Gao, X., Li, B. (eds) Proceedings of 10th International Conference on Recent Advances in Civil Aviation. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Singapore. 2023. P. 51-64. DOI: 10.1007/978-981-19-3788-0_5.

Li L. Dynamic stiffness characteristics of aero-engine elastic support structure and its effects on rotor systems: mechanism and numerical and experimental studies / Luo Z., Liu K., Zhou J. // Applied Mathematics and Mechanics (English Edition). 2023. Vol. 44. No. 4. P. 527-546. DOI: 10.1007/s10483-023-2973-9.

San Andrés L. Thermal Management and Rotordynamic Performance of a Hot Rotor-Gas Foil Bearings System-Part I: Measurements / San Andrés L., Ryu T., Kim T. // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2010. № 133(6). P. 062501-1-062501-9. DOI: 10.1115/GT2010-22981.

References

Chuvilina E. V., Gryzlova T. P. (2013). A method for diagnosing the state of bearings based on a complex of algorithms for detecting local inhomogeneities. *Bulletin of RSATU named after P.A. Solovyov*. 4(27): 27-35. (In Russian).

- DellaCorte C., Valco M. J. (2000). Load Capacity Estimation of Foil Air Journal Bearings for Oil-Free Turbomachinery Applications. *Tribology Transactions*. 43(4): 795-801. DOI: 10.1080/10402000008982410.
- Drokov V. G., Drokov V. V., Kazmirov A. D., Muryshchenko V. V., El'kes A. A. (2024). Assessment of the state of lubricated friction units of D-30KP/KP-2 aircraft engines during acceptance tests. *Scientific Bulletin of the State Scientific Research Institute of Civil Aviation*. 46: 20–31. (In Russian).
- Kai Xu. (2024). Research on Temperature Rise Characteristics Prediction of Main Shaft Dual-Rotor Rolling Bearings in Aircraft Engines/ Kai Xu, Hao Hu, Nan Guo, Xiqiang Ma, Xiaoping Li // *Lubricants*, Vol 12, Issue 6: 210. DOI: 10.3390/lubricants12060210.
- Karavaev Yu. A., Khodatskiy S. A. (2019). Improving the methodology for estimating the residual life of a bypass turbofan engine. *Crede Experto: transport, obshchestvo, obrazovanie, yazyk*. 2019. 2: 10-24. DOI 10.35267/2312-4601-2019-2-10-24. (In Russian).
- Kanike N. (2023) Thermal Analysis of Gas Turbine Bearing Compartment During Normal Operation Period/ Taluru D., Nelanti K., Gujar K. G. // *Proceedings of the ASME 2012 Gas Turbine India Conference (GTINDIA2012)*. Paper No. GTINDIA2012-9620: 505-511. DOI: 10.1115/GTINDIA2012-9620.
- Khodatskiy S. A., Karavaev Yu. A. (2018). Effect of GTE rotor vibrations on the technical condition of the inter-shaft bearing. *Crede Experto: transport, obshchestvo, obrazovanie, yazyk*. 4: 31-41. (In Russian).
- Khodatsky S. A. (2023). Estimating the Operability of the Gas Turbine Engine Inter-Shaft Bearing. In: Gorbachev, O.A., Gao, X., Li, B. (eds) *Proceedings of 10th International Conference on Recent Advances in Civil Aviation. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Singapore. 2023. P. 51-64. DOI: 10.1007/978-981-19-3788-0_5.
- Kikot' N. V., Marchukov E. Yu. (2009). Research and development of a method for analyzing the thermal state of inter-rotor roller bearings of a gas turbine engine. *Aerospace MAI Journal*. 16(4): 32-36. (In Russian).
- Li L. (2023). Dynamic stiffness characteristics of aero-engine elastic support structure and its effects on rotor systems: mechanism and numerical and experimental studies/ Luo Z., Liu K., Zhou J. // *Applied Mathematics and Mechanics (English Edition)*. Vol. 44. No. 4: 527-546. DOI: 10.1007/s10483-023-2973-9.
- Ogloblichev M. A., Gishvarov A. S. (2020). Influence of radial clearances of rotor support bearings on the vibration of a gas turbine engine. *Youth Bulletin of USATU*. 1(22): 112-115. (In Russian).
- Ogloblichev M. A., Gishvarov A. S. (2021). Influence of radial clearances of rotor support bearings, turbocompressor imbalance, ambient temperature and pressure on the vibration of a gas turbine engine. *Youth Bulletin of USATU*. 1(24): 38-42. (In Russian).
- Okhtilev M. Yu., Khimenko V. I., Koromyslichenko V. N., Klyucharev A. A., Zubko A. I. (2018). Monitoring the precession of rotor systems of gas turbine engines and assessing the state of inter-rotor bearings. *Problems of the Regional Energetics*. 1(36): 12-25. DOI 10.5281/zenodo.1213123 (In Russian).
- San Andrés L., Ryu T., Kim T. (2010) Thermal Management and Rotordynamic Performance of a Hot Rotor-Gas Foil Bearings System-Part I: Measurements // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. № 133(6): 062501-1-062501-9. DOI 10.1115/GT2010-22981.
- Serafimov P. P. (2021). Analysis of the causes of the main failures of rotor bearings of aircraft gas turbine engines. *Proc. 25th Tupolev Readings (School of Young Scientists)*. 2: 104-108. (In Russian).
- Zhil'nikov E. P., Makarchuk V. V., Murashkin V. V. (2008). A systematic approach to assessing the operability of aircraft rolling bearings. *Friction and Lubrication in Machines and Mechanisms*. 6: 39-41. (In Russian).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Ходацкий Сергей Альбертович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры летательных аппаратов и двигателей, Иркутский филиал МГТУ ГА, ул. Коммунаров, 3, Иркутск, 664047, Россия;
orcid.org/0000-0003-3066-082X; e-mail: sergeixodatski.kafedra@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Sergey A. Khodatsky, Cand. Sci. (Technology), Associate Professor, Associate Professor at the Department of Aircraft and Engines, Irkutsk Branch of Moscow State Technical University of Civil Aviation, 3 Kommunarov Street, Irkutsk, 664047, Russia;
orcid.org/0000-0003-3066-082X; e-mail: sergeixodatski.kafedra@mail.ru

Поступила в редакцию
Принята в печать
Опубликована

12.01.2026
01.07.2026
15.09.2026

Received
Accepted for publication
Published

12 January 2026
01 July 2026
15 September 2026