

На правах рукописи

Николаев Виталий Станиславович

**Разработка методики расчёта динамики ротора
турбохолодильника авиационной системы
кондиционирования воздуха на лепестковых
газодинамических опорах**

Специальность 2.4.8.
«Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной
техники»

Автореферат
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук



Москва — 2024

Диссертационная работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана» (национальный исследовательский университет) (МГТУ им. Н.Э. Баумана) на кафедре холодильной, криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения.

Научный руководитель: кандидат технических наук
Тищенко Игорь Валерьевич

Официальные оппоненты: **Цыганков Александр Васильевич**,
доктор технических наук, профессор,
профессор образовательного центра «Энерго-
эффективные инженерные системы» ФГАОУ
ВО Национальный исследовательский универ-
ситет ИТМО

Давыдов Аркадий Валентинович,
кандидат технических наук,
доцент кафедры 203 ФГБОУ ВО Московский
авиационный институт (НИУ)

Ведущая организация: ОАО «Научно-производственное объединение
«ГЕЛИЙМАШ»

Защита состоится «19» июня 2024 г. в 14 часов на заседании диссертационного совета 24.2.331.22 при Московском Государственном Техническом Университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, Лефортовская наб., д. 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Баумана и на сайте www.bmstu.ru.

Ваши отзывы на автореферат, в 2-х экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская улица, д. 5, стр. 1, ученому секретарю диссертационного совета 24.2.331.22.

Автореферат разослан: «__» _____ 20__ г.

Ученый секретарь
диссертационного совета 24.2.331.22,
к. ф.-м. н.



Протопопов Александр Андреевич

Общая характеристика работы

Актуальность темы.

Главными тенденциями развития многих отраслей техники является повышение экономичности, надёжности и экологичности машин и агрегатов. Это справедливо в том числе и для авиастроения. В авиационных системах кондиционирования воздуха (далее по тексту — СКВ) этим тенденциям наиболее отвечает применение лепестковых газодинамических подшипников (далее по тексту — ЛГП) как для турбоагрегатов традиционных СКВ с отбором сжатого воздуха от компрессора двигателя, так и для систем с автономным электрокомпрессором. По сравнению с опорами качения и гидравлическими опорами скольжения, ЛГП обладают рядом преимуществ таких как отсутствие смазочных жидкостей, отличных от вещества рабочего процесса, меньшее число деталей, меньшие потери на трение и широкий диапазон рабочих температур.

Повышение ресурса, надёжности, устойчивости, технологичности конструкции и экологичности авиационного турбохолодильника (далее по тексту — ТХ) за счёт применения современных газодинамических подшипников является одной из наиболее перспективных областей исследования.

Однако одним из недостатков ЛГП является наличие возможного большого перемещения ротора в опоре, что приводит к необходимости задания больших зазоров между рабочими колёсами и корпусом турбомашин, по сравнению с конструкциями на подшипниках качения. Это, в свою очередь, приводит к снижению эффективности процесса расширения, в частности, изэнтропного коэффициента полезного действия (далее по тексту — КПД).

Для решения указанной проблемы необходимо прогнозирование динамики ротора на основных и переходных режимах, а также в условиях внешнего воздействия для транспортных, в частности авиационных, СКВ. Для проверки устойчивости авиационного оборудования к внешнему механическому воздействию проводятся его испытания с помощью воздействия гармонической вибрации и широкополосной случайной вибрации, а также их совместного действия.

И в зарубежной, и в русскоязычной литературе имеется большое число работ, посвященных вопросам проектирования лепестковых газодинамических подшипников и машин, использующих их в качестве опор. Однако вопрос моделирования внешнего воздействия исследован недостаточно, а многие методики носят конфиденциальный характер и не доступны в печати.

Целью данной работы является разработка методики расчёта динамики роторов турбомашин на лепестковых газодинамических подшипниках для прогнозирования их работоспособности и устойчивости к внешним воздействующим факторам.

Основные задачи:

1. Оценить изменение изоэнтропного КПД ступени турбодетандера из-за изменения зазоров при использовании ЛГП.
2. Разработать методику расчёта динамики ротора турбомашин на ЛГП в условиях внешнего механического воздействия различных видов и его передачи от узлов крепления турбомашин к подшипникам.
3. Разработать программное обеспечение реализующее разработанную методику расчёта. Выполнить верификацию разработанного программного обеспечения.
4. Экспериментально исследовать динамику ротора ТХ, в том числе в условиях внешнего воздействия в виде гармонической вибрации, широкополосной случайной вибрации и их совместного действия.
5. Провести сравнение результатов расчёта с экспериментальными данными.
6. Выработать практические рекомендации по повышению эффективности и экономичности работы агрегата и системы кондиционирования в целом. Оценить возможное повышение изоэнтропного КПД.

Научная новизна:

1. Впервые разработана методика расчёта траектории движения ротора в системе ротор—ЛГП—корпус ТХ в условиях внешнего механического воздействия различных видов: гармонической и полигармонической вибрации, широкополосной случайной вибрации и их совместного действия.
2. Получены экспериментальные данные о движении ротора авиационного ТХ на ЛГП в условиях внешнего механического воздействия на нормативных режимах.

Практическая значимость:

1. Разработанная методика позволяет прогнозировать устойчивость турбомашин на ЛГП к внешним механическим воздействующим факторам на этапе проектирования, а также повысить эффективность процесса расширения за счёт более точного задания конструктивных зазоров в проточной части для заданного уровня воздействия.
2. Разработано программное обеспечение, позволяющее проводить поверочные расчёты движения ротора на основе разработанной методики.
3. Даны рекомендации по заданию конструктивных зазоров на примере образца авиационного ТХ.

На защиту выносятся:

1. Методика расчёта динамики ротора ТХ на ЛГП в условиях внешнего механического воздействия.
2. Результаты экспериментального исследования динамики ротора четырёхколесного ТХ авиационной СКВ на ЛГП.
3. Рекомендации по расчёту рациональных значений радиальных зазоров между рабочими колёсами и корпусом турбомашин для обеспечения эффективности и надёжности работы ТХ.

Достоверность полученных экспериментальных результатов обеспечивается применением поверенных средств измерений, опробованных методов измерений, воспроизводимостью результатов. Разработанное программное обеспечение верифицировалось по результатам представленным в литературе и собственным экспериментальным данным.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на: Третьей международной научно-практической конференции «Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2019 год), конференции «Будущее машиностроения России» (Москва, 2021 год) и конференции «Применение низких температур в науке и промышленности» (Москва, 2022 год).

Личный вклад. Автором разработана методика расчёта динамики ротора ТХ на ЛГП. На основе разработанной методики автором написана программа для ЭВМ. Автор принимал активное участие в изготовлении образцов ЛГП, сборке экспериментального образца ТХ, руководил сборкой испытательного стенда, подготовкой и проведением эксперимента. Автором выполнена обработка экспериментальных данных и сравнение с результатами расчётов.

Публикации. Основные результаты по теме диссертации изложены в 6 научных работах, 3 из которых опубликованы в научных статьях в журналах, рекомендованных ВАК РФ (1 переведена на английский язык и включена в базу данных Scopus), 3 — в тезисах докладов на конференциях. Получено 1 свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ. Общий объем работ — 3,92 печатного листа.

Содержание работы

Во **введении** обосновывается актуальность исследований, проводимых в рамках данной диссертационной работы, формулируется цель, ставятся задачи работы, излагается научная новизна и практическая значимость представляемой работы.

Первая глава посвящена обзору текущего состояния проблемы. Определено, что из-за различий в конструкции, турбомашин с опорами скольжения (лепестковые газодинамические подшипники, ЛГП) имеют большие конструктивные зазоры между рабочим колесом и корпусом,

чем турбомашин на опорах качения. Схема проточной части приведена на рисунке 1. Для оценки влияния зазоров на эффективность процесса расширения воздуха, рассмотрены экспериментальные и теоретические исследования влияния радиального и осевого зазоров на изэнтропный коэффициент полезного действия (КПД) η_s процесса. На данный момент не существует методики оценки перемещений ротора турбомашин на ЛГП в условиях внешнего воздействия, так что приходится назначать величину зазора, гарантирующую исключение касания ротора и корпуса. Сделан вывод о возможном повышении эффективности рабочего процесса расширения в турбодетандере в случае уменьшения радиального зазора до уровня зазоров на подшипниках качения.



Рисунок 1 — Схема проточной части детандера турбохолодильника.

Существующие работы по динамике ротора на лепестковых газодинамических подшипниках чаще посвящены рассмотрению вопросов несущей способности, предельной частоте вращения и устойчивости к малым возмущениям (дисбалансу). Небольшое количество работ посвящено устойчивости к ударным нагрузкам. Практически отсутствуют работы, посвященные прогнозированию траекторий движения ротора в условиях постоянного внешнего воздействия: синусоидальной и случайной вибрации, многократных ударов.

Для разработки математической модели динамики ротора в условиях внешнего механического воздействия рассмотрены основные элементы системы: уравнение динамики жёсткого ротора, уравнение газовой смазки и подходы к его решению, модели прогиба упругого лепестка, моделирование случайной вибрации.

Во второй главе приводится описание математической модели динамики ротора авиационного ТХ на ЛГП. Модель включает уравнение динамики жёсткого ротора (первая собственная частота ротора должна

быть больше частоты вращения в 1,5 раза)

$$[M_{\text{рот}}] \ddot{\mathbf{q}} - [G_{\text{рот}}] \omega \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{f}_g + \mathbf{f}_{\text{дисбаланс}} + \mathbf{f}_{\text{газ.силы.подшипн.}} + \mathbf{f}_{\text{осевого.подшипн.}},$$

где $[M_{\text{рот}}]$ — матрица масс ротора,

$[G_{\text{рот}}]$ — матрица гироскопических моментов ротора,

$\mathbf{q}$ — вектор координат ротора, $\mathbf{q} = (x \ y)^T$

$\mathbf{f}_g$ — вектор сил от действия гравитации,

$\mathbf{f}_{\text{дисбаланс}}$ — вектор сил, вызванных наличием дисбалансов ротора,

$\mathbf{f}_{\text{газ.силы.подшипн.}}$ — вектор сил газового слоя подшипников,

$\mathbf{f}_{\text{осевого.подшипн.}}$ — вектор сил реакции осевого подшипника на поворот ротора,

ω — угловая скорость вращения ротора.

Для ТХ среднего размера, рассматриваемого в этой работе, максимально возможное перемещение ротора находится в пределах $x, y \in [-0,5 \text{ мм}, +0,5 \text{ мм}]$. Матрица масс жёсткого ротора имеет вид

$$[M_{\text{рот}}] = \begin{bmatrix} m_{\text{рот}}\chi_A^2 + \frac{I_{yy}}{L_{AB}^2} & 0 & m_{\text{рот}}\chi_A\chi_B - \frac{I_{yy}}{L_{AB}^2} & 0 \\ 0 & m_{\text{рот}}\chi_A^2 + \frac{I_{xx}}{L_{AB}^2} & 0 & m_{\text{рот}}\chi_A\chi_B - \frac{I_{xx}}{L_{AB}^2} \\ m_{\text{рот}}\chi_A\chi_B - \frac{I_{yy}}{L_{AB}^2} & 0 & m_{\text{рот}}\chi_B^2 + \frac{I_{yy}}{L_{AB}^2} & 0 \\ 0 & m_{\text{рот}}\chi_A\chi_B - \frac{I_{xx}}{L_{AB}^2} & 0 & m_{\text{рот}}\chi_B^2 + \frac{I_{xx}}{L_{AB}^2} \end{bmatrix}$$

где $m_{\text{рот}}\chi_A^2, m_{\text{рот}}\chi_B^2$ — приведённые массы ротора. Для двухопорного ротора $\chi_A = L_B/L_{AB}$, $\chi_B = L_A/L_{AB}$.

Матрица гироскопических моментов вращающегося ротора имеет вид

$$[G_{\text{рот}}] = \frac{1}{L_{AB}^2} \begin{bmatrix} 0 & -I_{zz} & 0 & I_{zz} \\ -I_{zz} & 0 & I_{zz} & 0 \\ 0 & I_{zz} & 0 & -I_{zz} \\ I_{zz} & 0 & -I_{zz} & 0 \end{bmatrix}$$

Уравнение газовой смазки (уравнение Рейнольдса) в безразмерном виде связывает распределение относительного давления $\bar{p}$ и относительную высоту зазора $\bar{H}$ между поверхностью ротора и упругого лепестка в цилиндрической системе координат $O\theta\bar{z}$

$$\frac{\partial}{\partial\theta} \left(\bar{p}\bar{H}^3 \frac{\partial\bar{p}}{\partial\theta} \right) + \frac{R^2}{L^2} \frac{\partial}{\partial\bar{z}} \left(\bar{p}\bar{H}^3 \frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{z}} \right) = \Lambda \frac{\partial(\bar{p}\bar{H})}{\partial\theta} + \Lambda \frac{\partial(\bar{p}\bar{H})}{\partial\tau}, \quad \theta \in [0, 2\pi], \quad \bar{z} \in [0, 1]$$

с граничными условиями $\bar{p}(\theta, 0) = \bar{p}(\theta, 1) = 1$ и условием периодичности Зоммерфельда $\bar{p}(0, \bar{z}) = \bar{p}(2\pi, \bar{z})$.

Относительная высота зазора $\bar{H} = H/C$ между ротором и упругой поверхностью лепестка находится по формуле

$$\bar{H}(\theta) = 1 - \varepsilon \cos(\theta - \varphi) + \bar{w}(\theta), \quad \theta \in [0, 2\pi]$$

где ε — относительный эксцентриситет ротора, $\varepsilon = \sqrt{x^2 + y^2}/C$,
 φ — угол направления смещения ротора,
 $\bar{w}(\theta)$ — приведённый прогиб лепестка, $\bar{w}(\theta) = w(\theta)/C$, C — монтажный зазор в подшипнике.

Газовые силы, создаваемые радиальным подшипником находятся путём интегрирования распределения избыточного давления по поверхности лепестка в цилиндрической системе координат $O\theta\bar{z}$ и проецирования их на оси декартовой системы $Ox\bar{y}\bar{z}$.

$$f_{\text{газ.силы.подшипн.}x,y} = \begin{pmatrix} f_x \\ f_y \end{pmatrix} = \int_0^L \int_0^{2\pi} (p(\theta, z) - p_a) \begin{pmatrix} \cos(\theta) \\ -\sin(\theta) \end{pmatrix} R d\theta dz,$$

где p — текущее давление газа в зазоре, определяемое путём решения уравнения Рейнольдса и обратного приведения $p = \bar{p} p_a$,
 p_a — давление среды, окружающей подшипник.

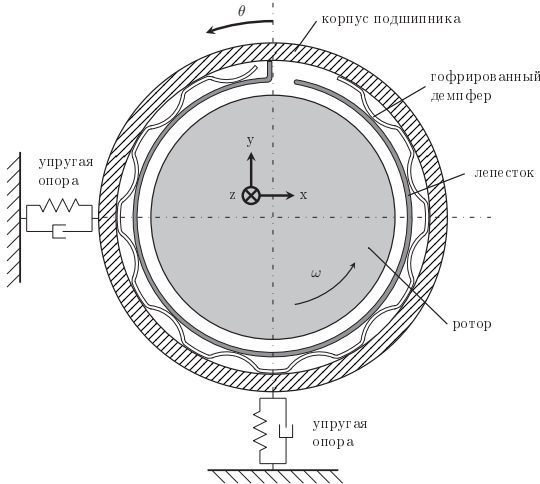


Рисунок 2 — Схема лепесткового газодинамического подшипника с корпусом на упругих опорах.

Уравнение динамики упругого лепестка для нахождения прогибов $\bar{w}$

$$\frac{d\bar{w}}{d\tau} = \frac{t_0}{\eta} \left(\frac{p_{cp}}{K(\theta)} - \bar{w} \right)$$

с коэффициентом жёсткости найденным по уравнению

$$K(\theta) = \left[\frac{S_r^4(1 - \nu^2)}{E t_r^3} \left(\frac{1}{60} - \frac{3}{2\pi^4} \cos \left(\frac{2\pi R\theta}{S_r} \right) \right) + \frac{2S_r(1 - \nu^2)}{E} \left(\frac{l_r}{t_r} \right)^3 \right]^{-1}$$

Уравнение динамики корпусов подшипников

$$[M_{\text{корп}}] \ddot{\mathbf{q}}_{\text{корп}} + [C_{\text{опоры}}](\dot{\mathbf{q}}_{\text{корп}} - \dot{\mathbf{q}}_{\text{ТХ}}) + [K_{\text{опоры}}](\mathbf{q}_{\text{корп}} - \mathbf{q}_{\text{ТХ}}) + \mathbf{f}_{\text{нелин.}}(\mathbf{q}_{\text{корп}}, \mathbf{q}_{\text{ТХ}}) = \mathbf{f}_g - \mathbf{f}_{\text{газ. силы. подшипн.}}$$

Матрица масс $[M_{\text{корп}}]$ и вектор координат $\mathbf{q}_{\text{корп}}$ корпусов подшипников имеют следующий вид

$$[M_{\text{корп}}] = \begin{pmatrix} m_{\text{корп.А}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{\text{корп.А}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{\text{корп.В}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{\text{корп.В}} \end{pmatrix} \quad \mathbf{q}_{\text{корп}} = \begin{pmatrix} x_{\text{корп.А}} \\ y_{\text{корп.А}} \\ x_{\text{корп.В}} \\ y_{\text{корп.В}} \end{pmatrix}$$

где $m_{\text{корп}}$ — масса корпуса подшипника,

$x_{\text{корп}}, y_{\text{корп}}$ — текущие координаты корпуса подшипника.

Матрицы жёсткости $[K_{\text{опоры}}]$ и демпфирования $[C_{\text{опоры}}]$ также имеют диагональный вид

$$[K_{\text{опоры}}] = \text{diag} \begin{bmatrix} k_{1\text{опоры А}} \\ k_{1\text{опоры А}} \\ k_{1\text{опоры В}} \\ k_{1\text{опоры В}} \end{bmatrix}; \quad [C_{\text{опоры}}] = \text{diag} \begin{bmatrix} 2\zeta_{\text{опоры А}} \sqrt{k_{1\text{опоры А}} m_{\text{корп А}}} \\ 2\zeta_{\text{опоры А}} \sqrt{k_{1\text{опоры А}} m_{\text{корп А}}} \\ 2\zeta_{\text{опоры В}} \sqrt{k_{1\text{опоры В}} m_{\text{корп В}}} \\ 2\zeta_{\text{опоры В}} \sqrt{k_{1\text{опоры В}} m_{\text{корп В}}} \end{bmatrix}$$

где $k_{1\text{опоры}}$ — коэффициент линейной жёсткости опоры,

$\zeta_{\text{опоры}}$ — коэффициент приведённого демпфирования.

В качестве модели реакции опор корпусов подшипников используется осциллятор Дуффинга, поэтому имеется нелинейная часть реакции опор

$$\mathbf{f}_{\text{нелин.}}(\mathbf{q}_{\text{корп}}, \mathbf{q}_{\text{ТХ}}) = \text{diag} \begin{bmatrix} k_{3\text{опоры А}} \\ k_{3\text{опоры А}} \\ k_{3\text{опоры В}} \\ k_{3\text{опоры В}} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} (x_{\text{корп.А}} - x_{\text{ТХ}})^3 \\ (y_{\text{корп.А}} - y_{\text{ТХ}})^3 \\ (x_{\text{корп.В}} - x_{\text{ТХ}})^3 \\ (y_{\text{корп.В}} - y_{\text{ТХ}})^3 \end{pmatrix}$$

где $k_{3\text{опоры}}$ — коэффициент пропорциональности кубического члена жёсткости опоры,

$x_{\text{ТХ}}, y_{\text{ТХ}}$ — текущие координаты корпуса ТХ.

Силы, действующие на радиальные опоры, создаваемые осевым подшипником при повороте пяты ротора

$$F_{\text{ос.А}} = \frac{-k_{\text{ос}} \sin(\varphi)}{z_{\text{ос.подшипн.}}}, \quad F_{\text{ос.В}} = \frac{k_{\text{ос}} \sin(\varphi)}{L_{AB} - z_{\text{ос.подшипн.}}},$$

где $k_{\text{ос}}$ — коэффициент угловой жёсткости осевого подшипника,
 φ — угол поворота пяты ротора,
 $z_{\text{ос.подшипн.}}$ — координата расположения осевого подшипника, начало отсчёта совпадает с опорой А.

Корпус ТХ моделировался как твёрдое тело. Схема представлена на рисунке 3. Центр масс этого тела имеет три степени свободы: перемещение вдоль вертикальной оси Oy и повороты вокруг поперечной оси Ox и продольной оси Oz . Корпус опирается на четыре резиновых амортизатора, которые моделируются упруго-демпфирующими пружинами. Корпуса подшипников устанавливаются в точки корпуса в соответствии с реальной конструкцией ТХ.

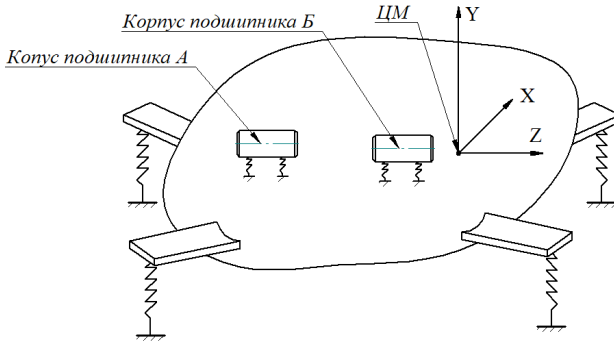


Рисунок 3 — Моделирование корпуса ТХ с помощью модели твёрдого тела.

Система дифференциальных уравнений, описывающая движение твёрдого тела

$$m_{\text{ТХ}} \frac{d^2 y}{dt^2} = -m_{\text{ТХ}} g + \sum_i F_i$$

$$I_{xx} \frac{d^2 \varphi_x}{dt^2} = \sum_i M_{xi} \quad I_{zz} \frac{d^2 \varphi_z}{dt^2} = \sum_i M_{zi}$$

Параметры корпуса ТХ для описанной модели определялись из физических параметров корпуса и по экспериментальным данным.

Третья глава посвящена описанию разработки и верификации оригинальной программы на языке программирования C++. Уравнения математической модели дискретизировались методом конечных разностей и представлены в форме системы обыкновенных дифференциальных уравнений с нелинейной правой частью

$$\frac{d\vec{u}}{dt} = D(t, \vec{u})$$

удобной для применения универсального решателя. В качестве такого решателя использовалась модифицированная программа `gdaub` реализующая метод Радо ПА, неявный жёстко-устойчивый метод Рунге-Кутта 5-го порядка (программа на языке C++ взята с персональной страницы Э. Хайпера на сайте Женевского университета <https://www.unige.ch/~haier/software.html>).

Программа верифицировалась с помощью результатов, полученных Bonelo P. и Pham H.; Gu Y., Ma Y. и Ren G. На разработанную программу получено Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ.

Программа работает в режиме поверочного расчёта, что позволяет задавать любые комбинации параметров (в пределах физических ограничений) и получать траектории движения. При несовместимой комбинации параметров движение ротора будет не устойчиво. Параметры исследованной в данной работе системы представлены в таблице 1.

Так как моделирование внешних воздействий по сути расширяет метод малых возмущений, устойчивость математической модели проверялась с помощью прямого численного решения. На рисунке 5в представлен график движения ротора: до воздействия, во время совместного воздействия широкополосной случайной вибрации (ШСВ) и гармонической вибрации, и после воздействия. Решение остаётся ограниченным и после прекращения воздействия возвращается к первоначальным периодическим траекториям. Это позволяет сделать заключение об устойчивости движения ротора.

В **четвертой главе** приведено описание экспериментального стенда и системы сбора данных. Также проведён анализ погрешности измерения экспериментального стенда.

В качестве экспериментального образца турбомашин использовался опытный образец четырёхколёсного ТХ модернизированного путём установки двух радиальных однолепестковых подшипников. Схема ротора приведена на рисунке 4.

Таблица 1 — Параметры жёсткого двухопорного ротора, исследуемого в натурном эксперименте.

Наименование параметра	Сторона турбинных колёс	Сторона колеса вентилятора
Диаметр ротора D , мм	49,4	49,4
Масса ротора, кг	4,516	
Расстояние до центра масс, мм	122,6	155,4
Межопорное расстояние, мм	278	
Поперечный момент инерции $I_{xx} = I_{yy}$, кг·м	0,08252	
Продольный момент инерции I_{zz} , кг·м	0,00392	
Эксцентриситет центра масс e , мкм	15	40
Длина подшипника L , мм	57	57
Радиальный зазор C , мкм	30,2	32,4
Давление воздуха в полости подшипника p_a , Па	$100 \cdot \omega^{1)}$	$88 \cdot \omega^{1)}$
Динамическая вязкость воздуха μ , Па·с	$1,95 \times 10^{-5}$	$1,95 \times 10^{-5}$
Удельная жёсткость лепестка k_b , ГН/м ³	1,308	1,308
Коэффициент трения η между гофром и корпусом	0,25	0,25
Коэффициенты линейной жёсткости опоры, Н/мм	429,8	1251,7
Коэффициенты кубической жёсткости опоры, Н/мм ³	2148,8	1423,2
Приведённый коэффициент демпфирования опры	1,0	1,0
Примечания: 1) приведена эмпирическая зависимость давления воздуха в полости подшипника от скорости вращения ротора для исследуемого ТХ.		

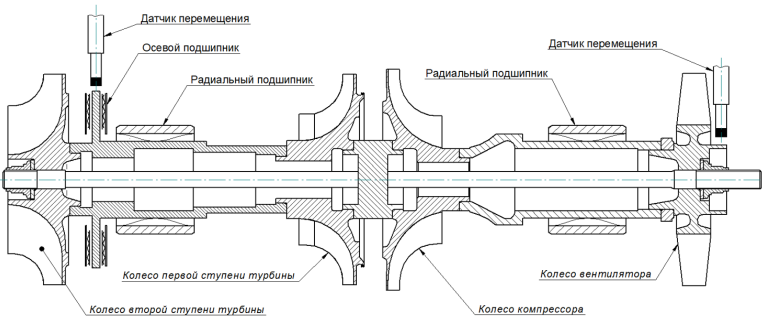
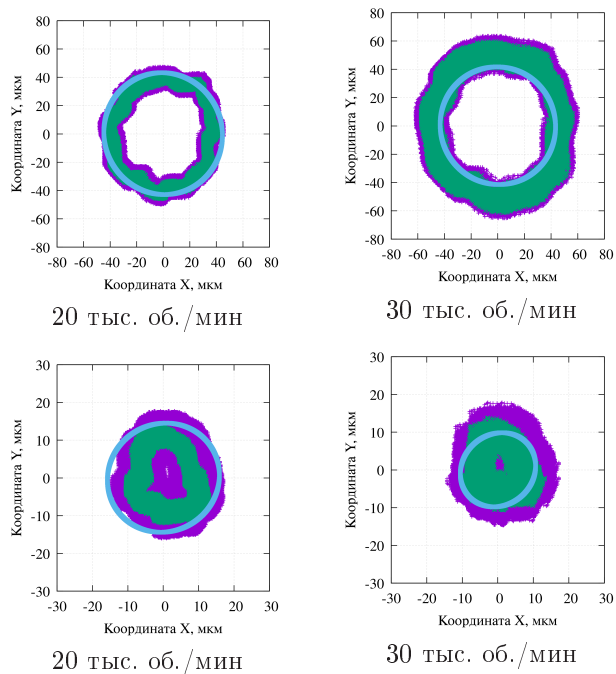
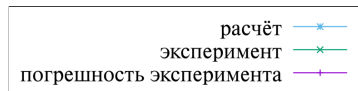
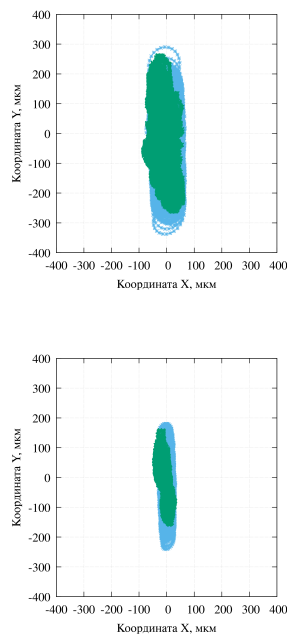


Рисунок 4 — Схема ротора опытного образца ТХ.

а) Стационарный режим



б) ШСВ+синус режим 25 %



в) Вибрационная устойчивость (ГОСТ 24346-80)

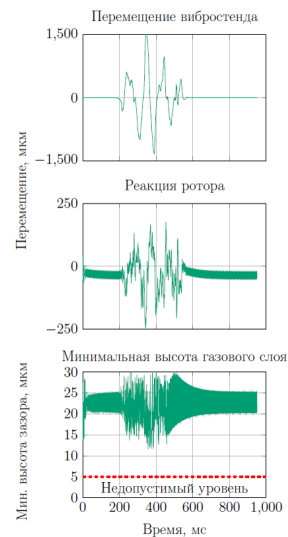


Рисунок 5 — Сравнение результатов математического моделирования траекторий движения пяты ротора и ступицы колеса вентилятора с натурным экспериментом на стационарном режиме работы (а) и при совместном воздействии ШСВ и полигармонической вибрации (б и в). Сверху - сторона вентилятора, снизу - сторона турбинных колёс.

Экспериментальное исследование динамики проводилось на стационарных режимах работы при частоте вращения ротора от 20 до 30 тыс. об./мин, при воздействии синусоидальной вибрации сканирующей частоты, ШСВ и совместном воздействии полигармонической и случайной вибрации. В таблицах 2 и 3 приведены уровни вибрационной нагрузки исследованные в эксперименте. Анализ экспериментальных данных проводился с помощью оконного дискретного преобразования Фурье со спектральным окном Ханна.

Перемещения ротора измерялись с помощью токовых датчиков. Постоянная составляющая погрешности измерения на стационарных режимах составила ± 4 мкм. На отдельных режимах вибрации погрешность составила до 50 мкм (13 %).

В пятой главе проводится сравнение результатов расчёта и результатов эксперимента.

На рисунке 5а приведено сравнение траекторий движения ротора на стационарных режимах при частоте вращения 20 и 30 тыс. об./мин. На рисунке 5б приведено сравнение траекторий движения при совместном воздействии ШСВ и синусоидальной вибрации на "режиме 75 %" (условный режим, соответствующий приблизительно 75 % от номинальных значений виброускорения и спектральной плотности мощности виброускорения, заданных для жёсткой вибрации оборудования вертолѐта по КТ-160G). В таблице 4 приведено сравнение амплитуд (половины размаха) колебаний соответствующих точек ротора (пяты ротора и ступицы колеса вентилятора) на различных режимах.

На основе информации о точности математической модели и проведѐнных расчётов для установки ТХ на следующие объекты:

- самолѐт с турбовентиляторным двигателем,
- тяжѐлый транспортный вертолѐт,

даются практические рекомендации о величине радиальных зазоров.

Для рассматриваемого в данной работе экспериментального образца ТХ зазоры Δ_r могут быть уменьшены на 49 % и 70 % для первой и второй ступени турбины, соответственно, при установке на самолѐт. На рисунках 7 и 8 представлены графики снижения эффективности в зависимости от величины радиального зазора. На рисунках отмечены исходный и рекомендуемый автором зазор. Повышение изоэнтропного КПД ступени в результате уменьшения зазора можно оценить по формуле

$$\Delta\eta_s = \eta_{s.max} \left(\frac{1}{\bar{\eta}_{s.исходный_зазор}} - \frac{1}{\bar{\eta}_{s.уменьшенный_зазор}} \right)$$

Для рассмотренного ТХ повышение может достигать: для первой ступени - 0,90 %, для второй ступени - 1,27 %.

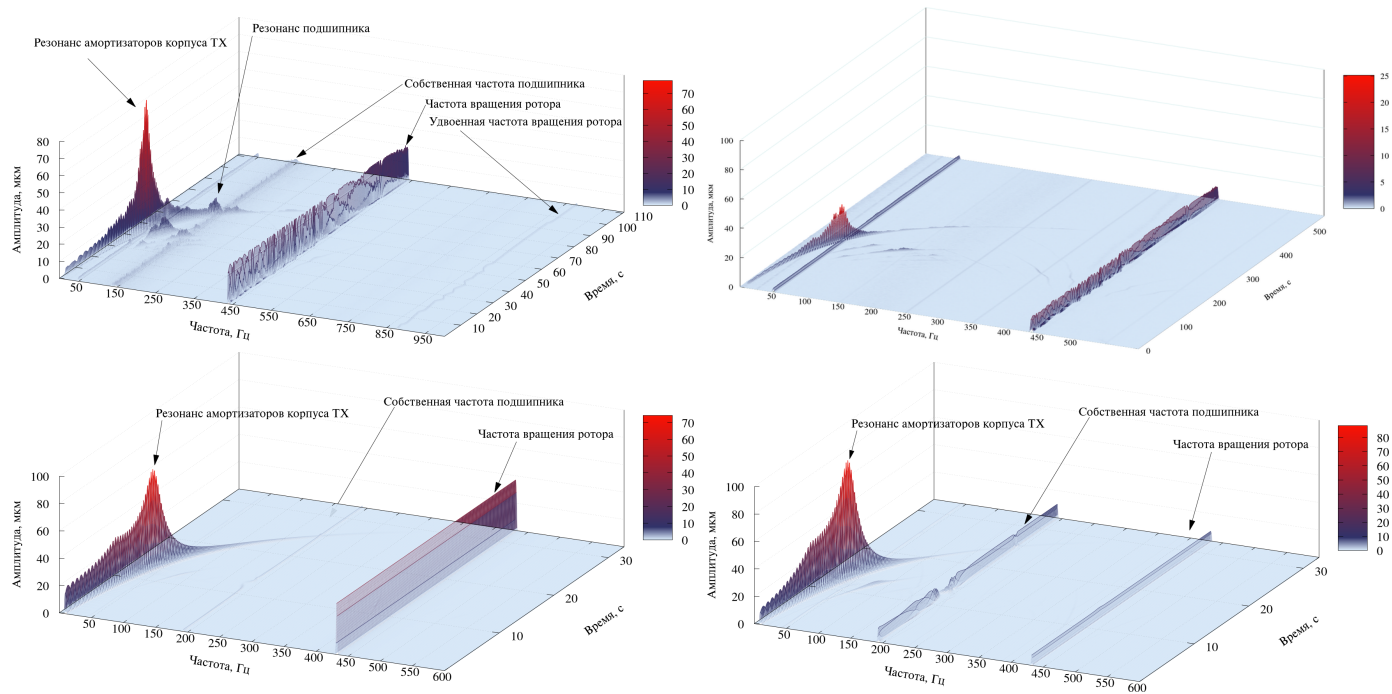


Рисунок 6 — Сравнение результатов математического моделирования движения ступицы вентилятора (слева) и пяты ротора (справа) с экспериментальными данными при воздействии синусоидальной вибрации сканирующей частоты и амплитудой виброускорения 0,5 g при частоте вращения ротора 26 тыс. об./мин: сверху - эксперимент, снизу - моделирование.

Таблица 2 — Параметры ШСВ на фоне полигармонической вибрации. Режим 25%

ШСВ	Диапазон частот, Гц	Спектральная плотность мощности виброускорения, $g^2/\text{Гц}$
	от 10 до 300 от 300 до 2000	0,005 от 0,005 до 0,0005 (-3,65 дБ)
	Суммарное СКЗ	1,95 g
Синус	Частота f_i , Гц	Амплитуда виброускорения a_i , g
	от 14,08 до 21,12	0,7
	от 28,16 до 42,24	1,6
	от 124,47 до 152,13	1,6
	от 164,25 до 200,75	1,6

Таблица 3 — Параметры ШСВ на фоне полигармонической вибрации. Режим 75%

ШСВ	Диапазон частот, Гц	Спектральная плотность мощности виброускорения, $g^2/\text{Гц}$
	от 10 до 300 от 300 до 2000	0,02 от 0,02 до 0,002 (-3,65 дБ)
	Суммарное СКЗ	3,90 g
Синус	Частота f_i , Гц	Амплитуда виброускорения a_i , g
	от 14,08 до 21,12	2,0
	от 28,16 до 42,24	2,5
	от 124,47 до 152,13	2,5
	от 164,25 до 200,75	2,5

Таблица 4 — Сравнение амплитуд колебаний полученных в эксперименте с результатами моделирования.

Режим	Частота вращения, тыс. об/мин	Амплитуда колебаний ротора со стороны Турбины			Амплитуда колебаний ротора со стороны Вентилятора		
		экспер., мкм	расчёт, мкм	разница с эксп., %	экспер., мкм	расчёт, мкм	разница с эксп., %
Стационарный	20	$9,4 \pm 4,0$	14,9	58	$39,1 \pm 4,0$	44,3	13
	26	$8,3 \pm 4,0$	11,5	38	$43,6 \pm 4,0$	43,3	1
	30	$7,2 \pm 4,0$	10,0	39	$50,3 \pm 4,0$	42,8	15
ШСВ 25%	20	$61,1 \pm 7,4$	100	64	$177,7 \pm 6,0$	140	21
ШСВ 100%	20	$122,9 \pm 6,4$	190	55	$254,7 \pm 9,2$	265	4
	30	$125,6 \pm 4,5$	180	43	$247,9 \pm 6,8$	265	7
ШСВ+синус 75%	20	$237,7 \pm 8,5$	345	45	348_{-36}^{+12}	560	60
	30	$278,0 \pm 4$	330	19	375_{-36}^{+12}	650	73

При установке ТХ в текущей конструкции на тяжёлый транспортный вертолёт, рекомендуется сохранить гарантированные зазоры, для обеспечения надёжности и исключения касания рабочих колёс и корпуса.

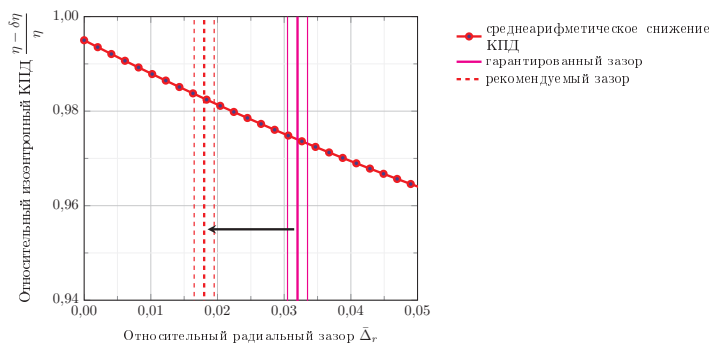


Рисунок 7 — Зависимость снижения эффективности в первой ступени ТХ холодопроизводительностью 23,0 кВт и $\eta_{s.max} = 0,852$ от величины относительного радиального зазора.

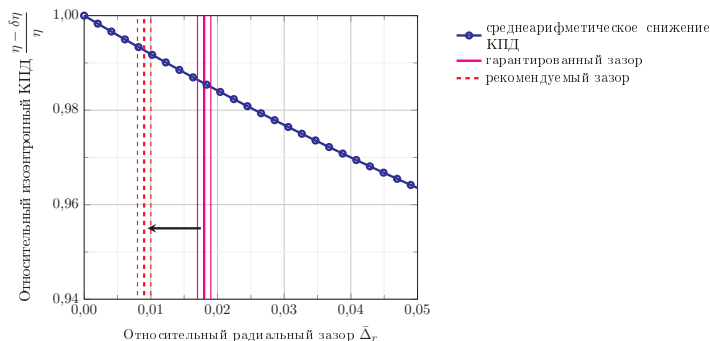


Рисунок 8 — Зависимость снижения эффективности во второй ступени ТХ холодопроизводительностью 24,7 кВт и $\eta_{s.max} = 0,877$ от величины относительного радиального зазора.

Кроме того, на основании результатов моделирования можно оценить тепловые потери вследствие газодинамического трения в подшипниках и рассчитать требуемый расход воздуха для их охлаждения.

$$\eta_v = \frac{G_{общ} - G_{охл}}{G_{общ}}.$$

Снижение расхода воздуха $G_{охл}$ повысит объёмный КПД η_v ТХ на 3 % до 99,5 %. Это, а также повышение холодильного коэффициента СКВ

в целом, в свою очередь, повысит топливную эффективность авиационного двигателя текущего поколения (ПД-14) на 0,264 % и на 0,172 % двигателя предыдущего поколения (ПС-90А).

В таком режиме отбор воздуха осуществляется главным образом на повышение избыточного давления воздуха в полости подшипников, а не на охлаждение.

В заклучении приведены основные результаты работы, сделаны выводы.

Основные результаты и выводы

1. На основе литературных данных собраны расчётные методы оценки снижения изэнтропного КПД ступени турбодетандера в зависимости от относительной величины радиального зазора. Приведён расчёт для конкретного образца ТХ.
2. Разработана методика расчёта динамики ротора ТХ на ЛГП в условиях внешнего механического воздействия.
3. Разработано оригинальное ПО позволяющее выполнять поверочный расчёт траектории движения ротора ТХ в условиях внешнего механического воздействия: гармонической и полигармонической вибрации, широкополосной случайной вибрации и их совместного действия.
4. Экспериментально исследована динамика ротора четырёхколёсного ТХ авиационной СКВ на ЛГП на частотах вращения от 20 до 30 тыс. об./мин в условиях внешнего механического воздействия.
5. Численные исследования показали, что расчёт согласуется с экспериментальными данными: разница с экспериментальными данными составляет в среднем 34 %.
6. Даны рекомендации по уменьшению радиальных зазоров на 49 % и 70 % для первой и второй ступеней турбины рассматриваемого ТХ, соответственно, что позволит повысить изэнтропный КПД процесса расширения на величину от 0,85 % до 1,27 %.
7. Увеличение изэнтропного КПД ступеней тубины ТХ повысит холодильный коэффициент СКВ с четырёхколёсным ТХ на 6 %.
8. При сохранении заданной холодопроизводительности, уменьшение массового расхода воздуха, отбираемого от компрессора двигателя повысит топливную эффективность двигателя ПД-14 на 0,264 %, а двигателя ПС-90А — на 0,172 %.

Публикации автора по теме диссертации

1. Николаев В. С., Тищенко И. В., Абалакин С. А. Сравнение потерь эффективности из-за перетечек для турбоагрегатов авиационных систем кондиционирования на лепестковых газодинамических подшипниках и шарикоподшипниках // Холодильная техника. 2022. Т. 111, № 1. С. 13—20. (0,98 п.л./0,78 п.л.)
2. Николаев В. С., Тищенко И. В. Математическое моделирование динамики ротора турбомшины на лепестковых газодинамических подшипниках при воздействии вибрации // Холодильная техника. 2022. Т. 111, № 3. С. 165—179. (2,08 п.л./1,68 п.л.)
3. Николаев В. С., Тищенко И. В. Моделирование воздействия внешних механических факторов на турбоагрегат транспортной системы кондиционирования воздуха с лепестковыми газодинамическими подшипниками // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2022. № 11. С. 34—39. (0,69 п.л./0,55 п.л.)
4. Николаев В. С., Батаева Д. В. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022611276 Российская Федерация. Foil Bearings Design Instruments : № 2022610363 : заявл. 09.01.2022 : опубл. 24.01.2022. EDN YQWCYГ.
5. Тищенко И. В., Николаев В. С., Меркулов В. И. Экспериментальное исследование динамики ротора авиационного турбохолодильника на газодинамических подшипниках // Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения : Третья международная научно-практическая конференция: материалы конференции. Москва, 19 ноября 2020 года. (0,58 п.л./0,41 п.л.)
6. Николаев В. С., Тищенко И. В. Моделирование вибрационного воздействия на динамику ротора турбомшины на лепестковых газодинамических подшипниках // Четырнадцатая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов (с международным участием) «Будущее машиностроения России». Москва, 21-24 сентября 2021 г. (0,57 п.л./0,46 п.л.)
7. Nikolaev V., Tischenko I. Modelling of an impact of external mechanical factors on turbine unit on gas foil bearings of transport environmental control system // Low Temperatures in Science and Industry : International Theoretical and Practical Conference : Abstracts. Moscow, October 12–14, 2022. (0,92 п.л./0,74 п.л.)

Подписано в печать 11.04.2024
Заказ 4569820
Формат А5
Тираж 80 экз.

Полиграфический центр RuCafe
Адрес: г. Москва, Проспект Мира, д. 47, стр. 1
7(499) 653-63-83, ru-cafe.ru