

На правах рукописи



Худяков Владислав Сергеевич

**ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ
ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ПРИМЕНЕНИЕМ КОМПЛЕКСНОЙ МЕТО-
ДИКИ РАСЧЕТА ДИНАМИКИ ГИБКОГО РОТОРА С УЧЕТОМ ПРО-
ЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА**

Специальность 2.5.2 – «Машиноведение»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск – 2023

Работа выполнена на кафедре «Автомобильный транспорт»
ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»

Научный руководитель – **Задорожная Елена Анатольевна**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры автомобильного транспорта ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)», г. Челябинск

**Официальные
оппоненты:**

Лагунова Елена Олеговна, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой, доцент «Строительная механика» ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», г. Ростов-на-Дону.

Корнеев Андрей Юрьевич, доктор технических наук, доцент, декан факультета среднего профессионального образования ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева», г. Орел.

Ведущая организация – ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», г. Санкт-Петербург.

Защита диссертации состоится «6» декабря 2023 г., в 13:35 часов, на заседании диссертационного совета 24.2.437.09 при ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (НИУ)» по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, 76, ауд. 1001. Тел/факс (351) 267-93-06, e-mail: dc242437-09@mail.ru

С авторефератом и диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке Южно-Уральского государственного университета и на его официальном сайте: <https://www.susu.ru/ru/dissertation/24243709-d-21229809/hudyakov-vladislav-sergeevich>

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просьба направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, на имя ученого секретаря диссертационного совета 24.2.437.09, e-mail: dc242437-09@mail.ru

Автореферат разослан «___» _____ 2023 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета 24.2.437.09,
доктор технических наук, доцент



А.А. Абызов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. В современных реалиях любое производство стремится к высокому уровню качества и надежности изделий, а также к достойному техническому уровню исполнения машин и агрегатов. Технологии являются важным фактором, определяющим геополитическое и экономическое влияние государств и корпораций на мировом рынке, поэтому их развитие активно поощряется и стимулируется в современном обществе.

Повышение эффективности двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является задачей, которой ученые посвящают многочисленные исследования. Форсирование поршневых двигателей предусматривает увеличение нагрузки на все его элементы и сопутствующие механизмы. Турбокомпрессор (ТКР) является одним из самых распространенных агрегатов, обеспечивающих повышение мощности и уровня экологичности поршневого двигателя. Условия работы ТКР неразрывно связаны с высокими значениями давления и температуры выхлопных газов, а также переменными динамическими нагрузками, действующими на ротор. Увеличение скорости вращения приводит к увеличению тепловых и механических нагрузок, действующих на элементы турбокомпрессора, что существенно сказывается на их работоспособности.

Исходя из условий эксплуатации ТКР, можно сделать заключение, что эффективность работы смазочной системы и зависящих от нее опорных узлов определяют надежность его работы. При этом многослойные подшипники скольжения, выполняющие роль опорных узлов и воспринимающие радиальные и осевые нагрузки, должны быть конструктивно простыми, надежными и экономически выгодными.

По статистике большинство отказов турбокомпрессоров происходит из-за масляного голодания, загрязнения смазочного материала и повреждения поверхностей посторонними объектами. Чрезмерные температуры приводят к ускоренному окислению масла, формированию коксовых отложений, загрязняющих узлы трения абразивными частицами, а также падению несущей способности трибосопряжений и увеличению амплитуды колебаний ротора. Прогнозирование неблагоприятных условий работы и предотвращения неисправностей из-за перегрева является актуальной и нерешенной задачей современного машиностроения.

Степень разработанности темы. Физическим явлениям и процессам теплообмена, протекающих в подшипниках скольжения, посвящено множество работ авторов по всему миру: К.В. Гаврилов, С.М. Захаров, Е.А. Задорожная, М.В. Коровчинский, А.Ю. Корнеев, Е.О. Лагунова, И.Г. Леванов, В.А. Луцко, М.А. Мукутадзе, Е.Ф. Паровой, В.Н. Прокопьев, Н.А. Райковский, Ю.В. Рождественский, И.А. Суворов, П.А. Тараненко, Н.А. Хозенюк, Н.С. Ханин, M. Cormerais, A. Gil, Q. Hu, T. Helmig, E. Jiaqiang, M.M. Khonsari, Y. Li, H. Nguyen-Scafer, D. Porzig, T. Planetegenet, A.A. Romagnoli, L.A. San-Andreas, J.R. Serrano, O. Willers, G.Xiang, J. Zheng и многие другие.

Гидродинамические подшипники скольжения широко распространены в роторных системах из-за их эффективности, простоты конструкции, низкой стоимости, длительного срока службы, бесшумной работы и хорошего рассеивания тепла. Эксплуатационные характеристики подшипников зависят от множества параметров, где не последнее место занимают качество смазочного материала и температурные условия.

Тепловое состояние элементов ТКР влияет на множество его характеристик: энергоэффективность, экологичность, надежность, гидромеханические характеристики опорных узлов, дисбаланс ротора, амплитуды колебаний ротора и т.д. Поэтому необходимо учитывать явление теплообмена уже на стадии проектирования агрегата турбонаддува.

Для оценки устойчивости движения большинства высокоскоростных вращающихся механизмов в современных численных программных комплексах, необходимо знать динамические коэффициенты жесткости и демпфирования. Зачастую решение задач роторной динамики ограничивается невозможностью их определения.

На данный момент не существует комплексной методики расчета динамики гибкого ротора турбокомпрессора, учитывающей процессы теплообмена в корпусе подшипников, теплодеформированное состояние элементов ТКР, а также оценивающей влияние данных явлений на гидромеханические параметры трибосопряжений. Большинство ученых решают локальные задачи, не объединяя их в комплексный системный подход, что указывает на недостаточную проработанность темы в данном аспекте.

Цель исследования – разработать методику расчета динамики гибкого ротора турбокомпрессора, учитывающую процессы теплообмена в корпусе подшипников и теплодеформированное состояние его элементов, позволяющую на основе анализа гидромеханических характеристик прогнозировать работоспособность трибосопряжений.

Задачи исследования сформулированы следующим образом:

1. Разработать методику и алгоритм расчета динамики гибкого ротора с учетом процессов теплообмена и теплодеформированного состояния элементов подшипникового узла;

2. Создать численную модель в трехмерной постановке для расчета процессов теплообмена в корпусе подшипников ТКР и теплодеформированного состояния элементов;

3. Сформулировать алгоритм расчета коэффициентов жесткости и демпфирования многослойного трибосопряжения;

4. Оценить влияния неравномерного распределения температуры на работоспособность трибосопряжений и динамику ротора турбокомпрессора.

5. Оценить влияния теплодеформированного состояния элементов турбокомпрессора на работоспособность трибосопряжений и динамику ротора.

Объект исследования. Многослойные подшипники скольжения турбокомпрессора поршневого двигателя.

Предмет исследования. Закономерности изменения гидромеханических характеристик подшипников скольжения с учетом процессов теплообмена и теплодеформированного состояния элементов.

Методы исследования. Метод конечных элементов, метод конечных разностей, метод конечных объемов, методы гидродинамической теории смазки, метод Рунге-Кутты-Мерсона.

Научная новизна

1. Впервые разработана комплексная методика и алгоритм, учитывающие процессы теплообмена в корпусе подшипников ТКР 100 и динамику гибкого ротора турбокомпрессора.

2. Установлено влияние нагрузочно-скоростных режимов работы ТКР-100 на характер изменения температур в корпусе подшипников турбокомпрессора.

3. Проведена оценка влияния неравномерного распределения температуры на гидромеханические характеристики трибосопряжений и динамику ротора турбокомпрессора.

Теоретическая и практическая значимость.

Предложена новая комплексная методика моделирования динамики ротора, учитывающая процессы теплообмена в корпусе подшипников ТКР, а также тепловые деформации элементов подшипникового узла. Методика дополнена алгоритмом определения жесткости опор для возможности симуляции подшипниковых опор в современных численных программных комплексах (например, ANSYS Mechanical, Comsol и т.д.).

Модернизированное программное обеспечение позволяет: определять наиболее выгодные температурные условия эксплуатации подшипника турбокомпрессора; прогнозировать неисправности вследствие чрезмерных температур и возникающих в роторе напряжений; оптимизировать конструкцию подшипникового узла для достижения устойчивости движения ротора турбокомпрессора.

С помощью разработанных алгоритмов и созданного на их основе программного комплекса проведены параметрические исследования изменения гидромеханических характеристик подшипников скольжения турбокомпрессоров.

Разработанное программное обеспечение использовано при создании оптимальной конструкции подшипников турбокомпрессоров различной размерности (60, 70, 80, 90, 100, 200, 700).

Реализация. Результаты работы нашли применение при проектировании подшипниковых узлов турбокомпрессоров в АО СКБ «Турбина» (г. Челябинск), в частности при выполнении НИР «Расчёт опоры скольжения турбокомпрессоров ТК 200 и ТКР 201», а также НИР «Расчет подшипникового узла» в АО «ТУРБОКОМПЛЕКТ» (г. Протвино).

Апробации работ. Основные результаты работы доложены на конференциях различного уровня: 15-я Международная конференция по трибологии SERBIATRIB '17 (17–19 мая, 2017, г. Крагуевац, Сербия), 13-я Международная конференции по трибологии BULTRIB' 18 (25–27 октября, 2018, г. София, Бол-

гария), Международная конференция ICIE 2019 (25–29 марта, 2019, г. Сочи, Россия), 10-я Международная конференция по трибологии BALKANTRIB '20 (20–22 мая, 2021, г. Белград, Сербия), а также ежегодные научно-технические конференции, проводимых в ЮУрГУ (Челябинск, 2018–2023 гг.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 15 научных работ, включая 3 статьи в научных изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 5 статей в изданиях, индексируемых в Scopus и Web of Science, 4 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ.

На защиту выносятся следующие научные результаты.

1. Методика расчета динамики гибкого ротора с учетом процессов теплообмена в корпусе подшипников ТКР и изменением зазоров в подшипниковых узлах под действием теплового расширения.

2. Численная модель в трехмерной постановке для расчета процессов теплообмена в корпусе подшипников ТКР и теплодеформированного состояния элементов.

3. Алгоритм расчета коэффициентов жесткости и демпфирования сопряжения «ротор-втулка».

4. Оценка влияния неравномерного распределения температуры на гидромеханические характеристики трибосопряжений и динамику ротора.

5. Оценка влияния теплонапряженного состояния элементов турбокомпрессора на работоспособность трибосопряжений и динамику ротора.

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректной постановкой задач, обоснованностью используемых теоретических зависимостей и принятых допущений, применением хорошо известных численных методов; подтверждается качественным и количественным совпадением полученных результатов решения тестовых задач с известными теоретическими и экспериментальными результатами отечественных и зарубежных исследователей.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и 3 приложений, изложена на 138 страницах машинописного текста, включая 69 иллюстраций, 19 таблиц, 14 формул и библиографический список, содержащий 119 наименований.

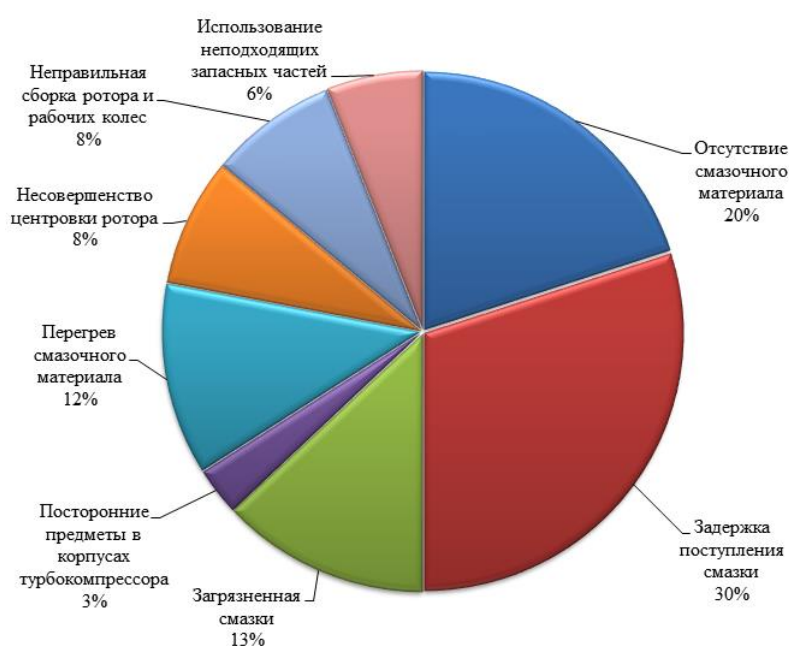
ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, показана научная новизна и практическая значимость работы, приведены сведения об апробации, реализации и структуре диссертации.

В первой главе рассмотрены современные направления развития исследований определения теплового состояния подшипников скольжения. Описаны основные неисправности турбокомпрессора и подшипникового узла из-за чрезмерных температур, проведен сравнительный анализ опор качения и скольжения, а также сформулированы цель и задачи исследования.

Условия работы турбокомпрессора неразрывно связаны с высокими переменными механическими и тепловыми нагрузками, вследствие чего предъявляются особые требования к надежности уплотнений и опорных узлов. Основными причинами отказа турбокомпрессора являются проблемы, связанные с качеством смазочного материала или масляным голоданием (75-90%). На рисунке 1 представлена статистика основных причин отказа ТКР.

Чрезмерные значения температур сказываются на состоянии смазочного материала и работоспособности подшипникового узла. Происходит ускоренное окисление масла, ухудшение его смазывающих свойств и образование коксовых отложений. Присутствие коксовых отложений в моторном масле приводит к засорению зазоров подшипников и магистралей смазочной системы, из-за чего возникают перебои с подачей смазки или масляное голодание.



При повышении температуры может нарушаться гидродинамический режим смазки между поверхностями трения трибосопряжения и осуществляться переход к граничной смазке, что в свою очередь, вызывает повышение потерь на трение и величины износа, а в худшем случае приводит к отказу подшипников из-за абразивного или адгезионного изнашивания.

Рисунок 1. Статистика основных причин отказа ТКР

ротора, тепловые нагрузки сказываются на его жесткости. Повышенные температуры уменьшают вязкость смазочного материала, из-за чего уменьшается толщина смазочного слоя и повышается амплитуда колебаний ротора. Соответственно, по-

вышается вероятность контакта рабочих колес с корпусом, что ведет к полной неисправности, как турбокомпрессора, так и двигателя в целом. Основные неисправности турбокомпрессора при превышении температурного режима представлены на рисунке 2.

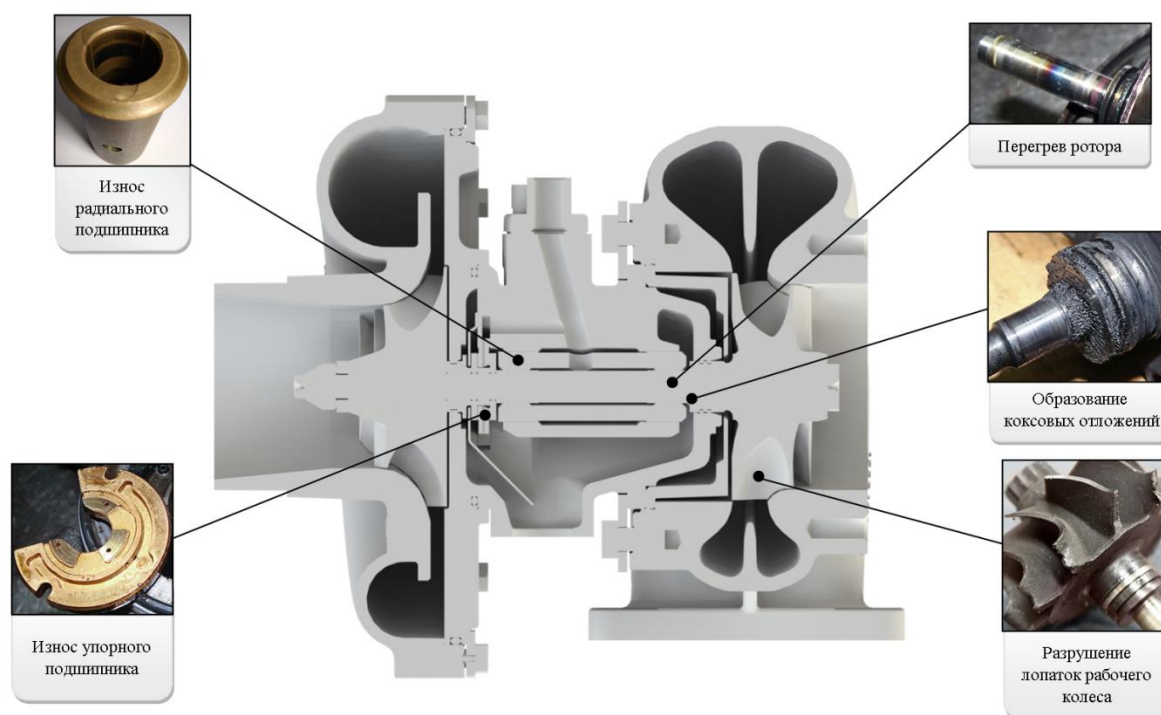


Рисунок 2. Основные виды неисправностей турбокомпрессора при превышении температурного режима

Анализ современных научных источников показал, что моделирование тепловых потоков в турбокомпрессоре и его элементах является актуальной задачей. Большинство авторов принимают весомые допущения и зачастую решают локальные задачи, не объединяя их в единый комплексный алгоритм. Определение тенденций изменения температуры в слое от режима эксплуатации турбокомпрессора, а также влияние теплодеформированного состояния на гидромеханические характеристики подшипников скольжения и амплитуду колебаний упругого ротора были впервые выполнены в едином системном подходе.

Исходя из выполненного обзора отечественных и зарубежных источников, ознакомления с основными используемыми численными и экспериментальными подходами, сформулированы цель и задачи исследования.

Вторая глава диссертационной работы посвящена сравнительному анализу современных численных методов и описанию алгоритма методики расчета динамики упругого ротора ТКР с учетом процессов теплообмена.

В работе выделены особенности разных численных методов, а также выявлены достоинства и недостатки. Так как современные научно-технические задачи являются междисциплинарными, требуется использовать все возможные численные методы, чтобы нивелировать их недостатки. Подобный подход к решению научно-технических задач позволяет отвечать современным требованиям машиностроения.

В данной работе для моделирования использовались различные модули коммерческого программного комплекса «ANSYS». Для моделирования гидродинамических и газодинамических процессов использовался «ANSYS Fluent», для моделирования процессов теплопередачи и теплodeформированного состояния элементов – «ANSYS Mechanical». Для расчета динамики гибкого ротора применялось разработанное программное обеспечение «Гибкий ротор», основанного на многолетнем научном опыте сотрудников кафедры «Автомобильный транспорт» ЮУрГУ. Схематично алгоритм расчета изображен на рисунке 3.

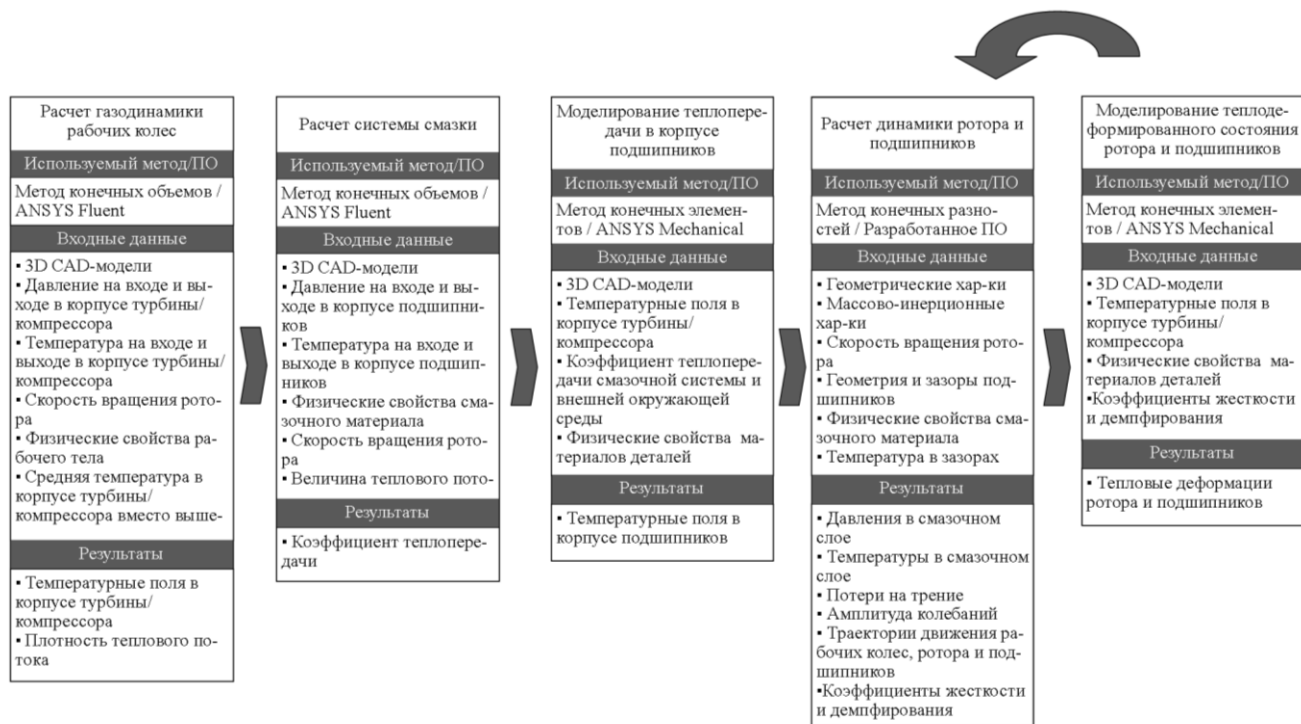


Рисунок 3. Алгоритм расчета

Особое внимание уделено моделированию процессов теплообмена в корпусе подшипников ТКР. В качестве источников тепла используются значения температуры в корпусах компрессора и турбины, полученные путем моделирования газодинамических процессов, основываясь на экспериментальных или эмпирических данных. Полученные значения температур импортируются на твердотельную модель ТКР, учитывающей теплофизические и механические свойства материалов каждой детали сборочной единицы.

Моделирование процесса теплопередачи основано на численном решении начально-краевой задачи для уравнения теплопроводности:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_x \frac{\partial T(x,y,z,t)}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_y \frac{\partial T(x,y,z,t)}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \frac{\partial T(x,y,z,t)}{\partial z} \right)$$

где $T(x, y, z, t)$ – искомая функция распределения температуры; $\lambda_x, \lambda_y, \lambda_z$ – коэффициенты теплопроводности в направлении осей x, y, z ; ρ – плотность; c – удельная теплоемкость среды.

При стационарном тепловом анализе значения температуры в расчетной области моделируемой конструкции вычисляются по приведенной ниже матрице:

$$[K(T)]\{T\} = \{Q(T)\}$$

где $\{T\}$ – температура; $[K]$ – матрица проводимости; $\{Q\}$ – вектор нагрузки теплового потока.

Разработанная на кафедре «Автомобильный транспорт», программа «Гибкий ротор» была модифицирована автором, с целью получить значения коэффициентов жесткости и демпфирования и использовать их для симуляции двумерной подшипниковой опоры в «ANSYS Mechanical» при моделировании тепलोдеформированного состояния подшипникового узла, а также различных видов динамического анализа. Схема многослойного подшипника представлена на рисунке 4.

Коэффициенты жесткости и демпфирования рассчитываются следующим образом:

$$\begin{aligned} k_{xx} &= \Delta F_x / \Delta x; & k_{yx} &= \Delta F_y / \Delta x; \\ k_{xy} &= \Delta F_x / \Delta y; & k_{yy} &= \Delta F_y / \Delta y. \\ c_{xx} &= \Delta F_x / \Delta \dot{x}; & c_{yx} &= \Delta F_y / \Delta \dot{x}; \\ c_{xy} &= \Delta F_x / \Delta \dot{y}; & c_{yy} &= \Delta F_y / \Delta \dot{y}. \end{aligned}$$

где ΔF_i – приращение силы, Δx и Δy – приращение перемещения в направлении x и y , $\Delta \dot{x}$ и $\Delta \dot{y}$ приращение скоростей в направлении x и y .

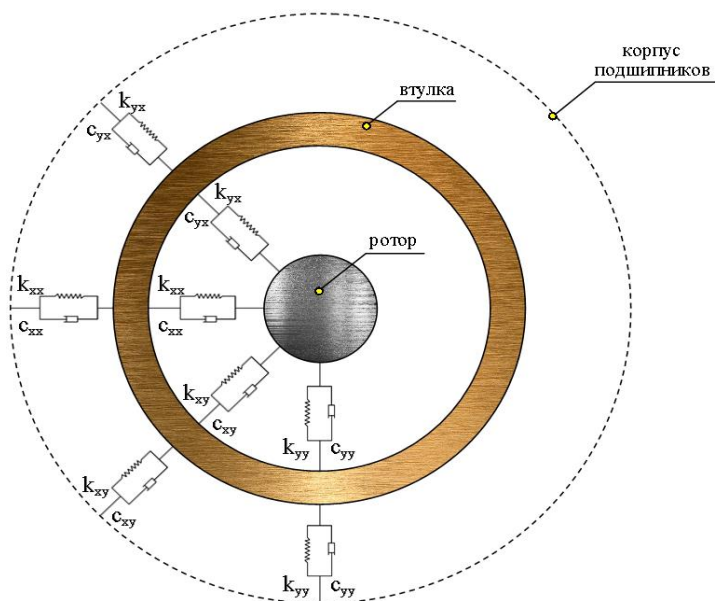


Рисунок 4. Схема многослойного подшипника в ANSYS Mechanical

Результатом решения задачи динамики являются траектории движения центров масс, а также ряд гидромеханических характеристик подшипников скольжения. В качестве гидромеханических характеристик рассматривались следующие параметры: минимальная толщина каждого смазочного слоя в подшипнике; максимальное гидродинамическое давление в каждом сма-

зочном слое; потери мощности на трение в каждом подшипнике; тепловое состояние узла трения; положение оси ротора в пространстве зазора для каждого временного шага.

Расчет тепलोдеформированного состояния проводился в модуле ANSYS Static Structural. Тепловая деформация моделируемой конструкции рассчитывается как:

$$\varepsilon^{th} = \alpha^{se} (T - T_{ref})$$

где ε^{th} – тепловая деформация в направлении x, y, z ; α^{se} – коэффициент теплового расширения; T – температура элемента; T_{ref} – относительная температура.

В третьей главе представлены результаты исследования теплового состояния двух конструкций ТКР 100: с моноштулкой и автономными подшипниками. Полученные тепловые поля и значения температур свидетельствуют о нелинейности и неравномерности тепловой нагруженности подшипников. На рисунке 5 представлены поля температур в корпусе подшипников ТКР с моноштулкой.

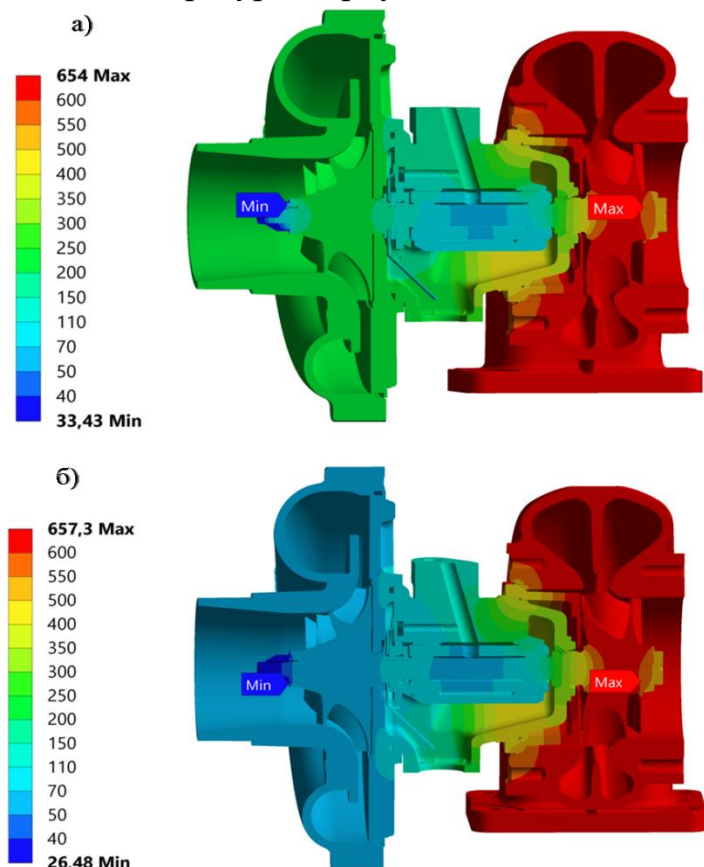


Рисунок 5. Поля температур T (К) в корпусе ТКР с моноштулкой при частоте вращения ротора 95 000 (а) и 48 000 об/мин (б)

турбины это ведет к увеличению температуры воздуха, а в корпусе компрессора наблюдается противоположная ситуация. Средняя температура воздуха начинает снижаться вследствие уменьшения давления, влияющего на процессы сжатия.

Стоит заметить, что при увеличении скорости вращения высокая теплопроводность материалов корпуса компрессора негативно сказывается на температуре внешнего смазочного слоя подшипника. Если в случае турбины внешний смазочный слой изолирован за тепловыми экранами из жаропрочных материалов, а наиболее теплонагруженным является внутренний слой, так как материал ротора является более теплопроводным, чем материалы корпуса турбины, то в случае компрессора ситуация противоположная. При нагреве воздуха за счет процессов сжатия и трения, тепло активно передается через алюминиевый корпус, из-за чего

В случае ТКР с моноштулкой перепад температур во внутреннем слое варьировался от 20 до 55 °С, а в случае ТКР с автономными подшипниками перепад составлял 2-81 °С. Разница температур во внешнем слое в зависимости от режима работы ТКР составляла 7-43 °С для ТКР с моноштулкой, а для ТКР с автономными подшипниками – 4-68 °С. При снижении частоты вращения ротора перепад температур стремится к максимальному значению, так как скорость воздушного потока в корпусах турбины и компрессора снижается. В корпусе

внешний смазочный слой подшипника является более теплонагруженным, чем внутренний.

Верификацию результатов проводилась путем сравнения с данными, полученными другими авторами при численных и экспериментальных исследованиях. Результаты верификации полученных результатов приведены в таблице 1.

Таблица 1. Значения температуры в узлах радиального подшипника

Автор	Режим работы, об/мин	Узел радиального подшипника	Температура, °С		Полученные результаты, °С	
			Моделирование	Эксперимент	ТКР с мотопушкой	ТКР с автономными подшипниками
Луцко (2017)	100000	Внешний зазор турбины	109-112	115-133	121	126
		Внешний зазор компрессор	104-105	113-116	115	122
Li et al (2017)	50000-100000	Внешний зазор турбины	142-156	150-155	121-124	126-134
		Внешний зазор компрессор	118-122	111-121	82-115	90-122
		Внутренний зазор турбины	155-184	-	123-128	127-135
		Внутренний зазор компрессор	118-135	-	73-104	80-116
Zadorozhnaya et al (2017)	90000	Слив масла со стороны турбины	107-122	109-111	123	128
		Слив масла со стороны компрессора	97-112	103-104	104	106
Эксперимент с полной подачей топлива						
Эксперимент на холостом ходу						
Ханин (1991)	60000	Внешний зазор турбины	147-167	127-132	122	131
		Внутренний зазор турбины	147-277	107-137	125	133

Сравнение данных, указанных в таблице 1, позволяет заключить, что несмотря на различия в конструкции ТКР, материалах, значений параметров рабочих процессов, полученные температуры являются адекватными и соответствуют диапазонам, приведенным в работах других авторов.

Четвертая глава посвящена моделированию динамики гибкого ротора с учетом полученных значений температур и теплодеформированного состояния элементов подшипникового узла. В качестве исходных данных выступают геометрические и массово-инерционные характеристики элементов ротора и подшипников, а также теплофизические свойства смазочного материала.

Для каждой конструкции подшипникового узла, проводилось два варианта расчетов: с учетом полученных температур (предложенная методика) и с температурой масла 90 °С (старый подход), при которой не учитывается теплообмен между элементами в корпусе подшипников ТКР. Результаты расчета гидромеханических характеристик и траектории движений элементов ротора ТКР представлены на рисунках 6–7.

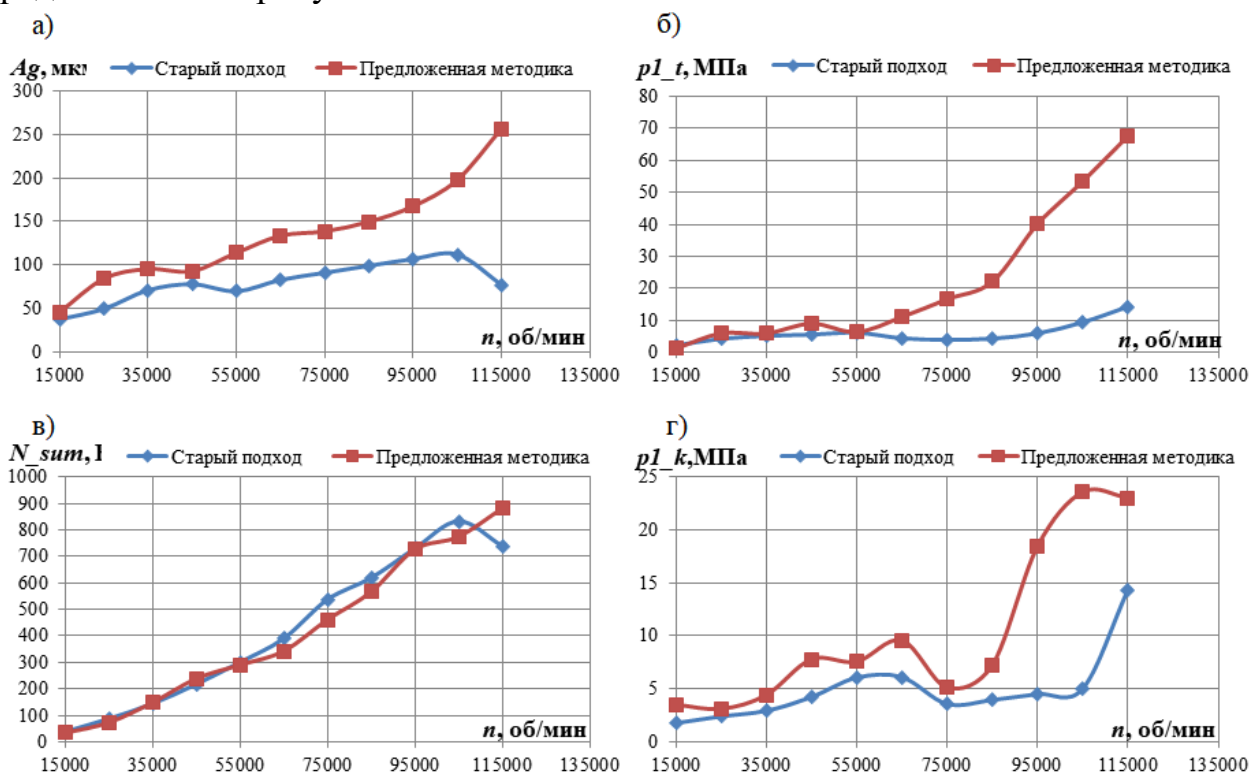


Рисунок 6. Результаты расчета ТКР с автономными подшипниками:

- а) абс. значение амплитуды колебаний гайки колеса компрессора; б) макс. давление во внутреннем смазочном слое подшипника турбины; в) сумм. потери мощности на трение в подшипниках; г) макс. давление во внутреннем смазочном слое подшипника компрессора

В турбокомпрессоре с моноштулкой, при учете теплообмена в деталях подшипникового узла, гидромеханические характеристики максимально изменяются следующим образом: амплитуды цапф подшипников снижаются в 1,7 раза, толщина смазочного слоя увеличивается в 1,4 раза, максимальное давление в смазочном слое снижается в 3,8 раза, амплитуда колебаний гайки колеса компрессора снижается в 1,8 раза, суммарные потери на трение уменьшаются в 1,4 раза.

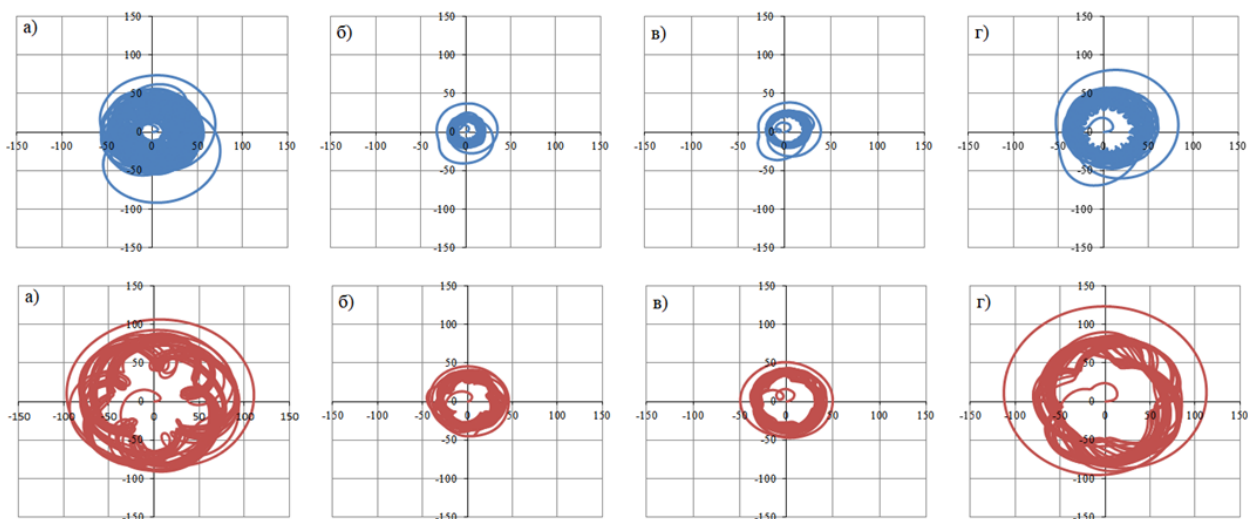


Рисунок 7. Траектории движений (в мкм) элементов ротора ТКР с автономными подшипниками в радиальном направлении с использованием старого подхода (сверху) и предложенной методикой (снизу): а) колесо компрессора; б), в) подшипники; г) колесо турбины

В турбокомпрессоре с автономными подшипниками, при учете теплообмена в деталях подшипникового узла, гидромеханические характеристики максимально изменяются следующим образом: амплитуды цапф подшипников возрастают в 1,6 раза, толщина смазочного слоя уменьшается в 3,2 раза, максимальное давление в смазочном слое возрастает в 1,85 раза, амплитуда колебаний гайки колеса компрессора возрастает в 1,6 раза, суммарные потери на трение снижаются в 1,2 раза.

Учет процессов теплообмена значительно сказывается на температуре смазочного слоя и амплитуде колебаний элементов ротора, что повышает риски контакта колес с корпусом, ускоренного износа подшипников и коксования смазочного материала, что напрямую сказывается на работоспособности трибосопряжений.

Работоспособность подшипников скольжения оценивалась по значениям амплитуды колебаний гайки колеса компрессора и температуры смазочного слоя трибосопряжений. Радиальная амплитуда колебаний гайки не должна превышать критического значения, при котором возможен контакт лопаток рабочего колеса с корпусом компрессора, а также диапазона значений, в котором повышается риск износа подшипников. Для турбокомпрессоров серии ТКР 100, критическое значение амплитуды колебаний гайки, установленное производителем, составляет 400 мкм, а диапазон значений, при котором высокий риск износа подшипника – 260-320 мкм. Температура в смазочном слое подшипника не должна превышать температуры вспышки. Оценка значений амплитуды колебаний гайки колеса компрессора и температуры смазочных слоев подшипников для двух вариантов конструкций ТКР представлены на рисунках 8–9.

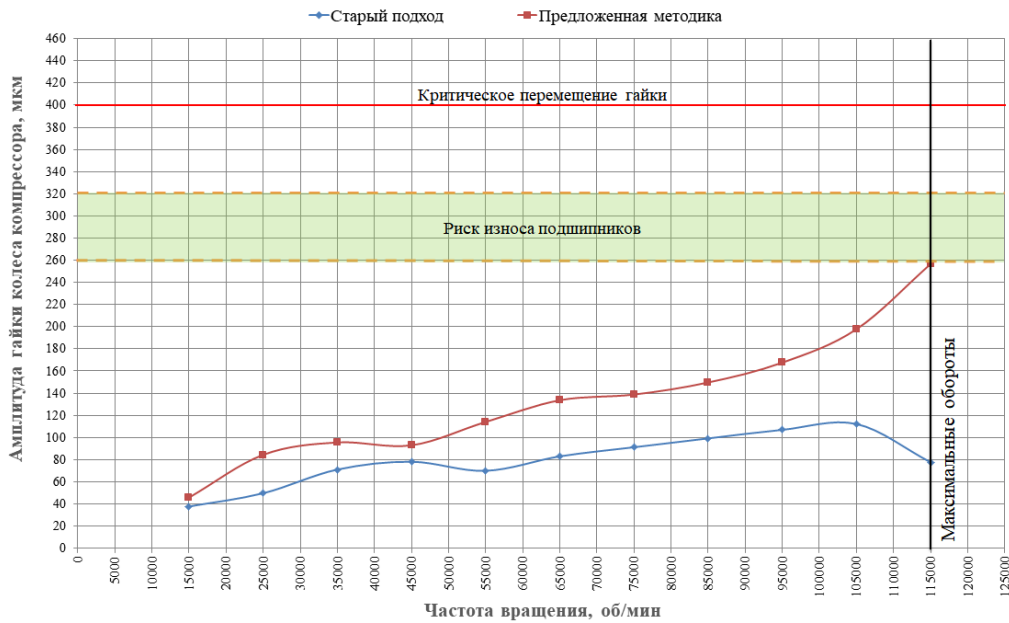


Рисунок 8. Оценка значений амплитуды колебаний гайки колеса компрессора ТКР с автономными подшипниками

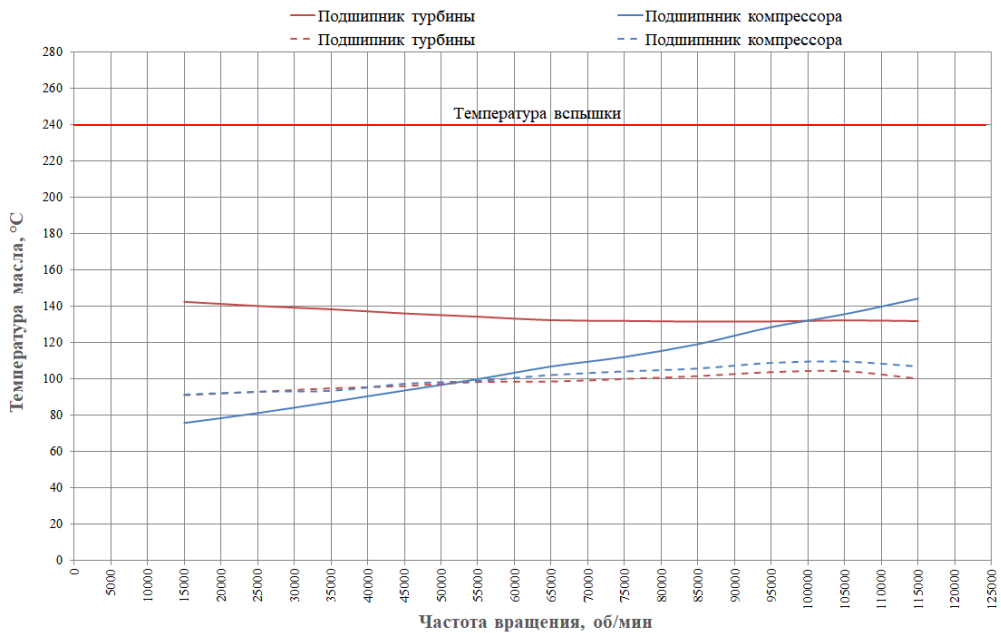


Рисунок 9. Оценка значений температуры смазочного слоя ТКР с автономными подшипниками: — — — — — предложенная методика; - - - - - старый подход

Исходя из анализа результатов, можно заключить, что учет теплового состояния деталей подшипникового узла и смазочного слоя значительно влияет на эксплуатационные параметры подшипников, что доказывает необходимость учета процессов теплообмена в корпусе подшипников на стадии проектирования турбокомпрессора.

При моделировании тепलोдеформированного состояния подшипникового узла было выявлено, что внутренний зазор подшипника со стороны турбины изменяется на 0,4-5,4%, а со стороны компрессора на 0,95-1,3%. Внешние зазо-

ры подшипников изменяются на величину 0,1-4,1%. Холодное (недеформированное) и тепलोдеформированное состояния подшипникового узла ТКР с автономными опорами представлены на рисунке 10.

В турбокомпрессоре с моноштулкой, при учете тепलोдеформированного состояния элементов подшипникового узла, наблюдаются следующие изменения в зависимости от режима работы: амплитуды цапф подшипников возрастают до 15%, минимальная толщина смазочного слоя снижается до 7%, максимальное давление в смазочном слое возрастает до 33%, амплитуда колебаний гайки колеса компрессора увеличивается до 13%, суммарные потери на трение возрастают на 2-6%.

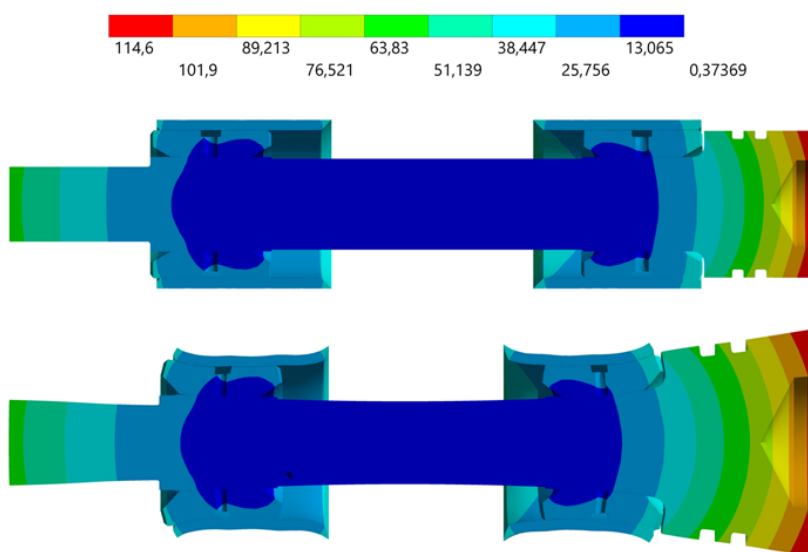


Рисунок 10. Тепловые деформации подшипникового узла ТКР с автономными подшипниками при частоте вращения ротора 95000 об/мин (сверху вниз): холодное состояние; тепलोдеформированное состояние

В турбокомпрессоре с автономными подшипниками, при учете тепलोдеформированного состояния элементов подшипникового узла, наблюдаются следующие изменения в зависимости от режима работы: амплитуды цапф подшипников снижаются до 5%, толщина смазочного слоя возрастает до 14%, максимальное давление в смазочном слое снижается до 45%, амплитуда колебаний гайки колеса

компрессора увеличивается на 2-5%, суммарные потери на трение снижаются до 10%.

Таким образом, можно заключить, что изменение зазоров трибосопряжений ротора ТКР, вследствие теплового расширения элементов, негативно сказывается на гидромеханических характеристиках подшипникового узла и амплитуде колебаний ротора. Стоит учитывать, что современные тенденции проектирования ТКР направлены на уменьшение зазоров подшипникового узла, чтобы достичь наиболее устойчивого движения ротора, что означает повышение влияния тепловых деформаций, а также качества смазочного материала на работоспособность подшипникового узла в ближайшем будущем.

В заключении приводятся итоги выполненной работы. В приложении помещены результаты расчета гидромеханических характеристик; свидетельства о регистрации разработанных комплексов программ; акты, подтверждающие использование и внедрение результатов работы.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ВЫВОДЫ

В результате выполненных исследований разработана комплексная методика и решена важная научно-техническая задача определения теплового состояния подшипников скольжения ротора турбокомпрессора на основе численного моделирования процессов теплообмена и динамики ротора.

В соответствии с поставленными ранее целью и задачами основные результаты и выводы исследования сводятся к следующему.

1. Разработана методика расчета динамики гибкого ротора с учетом процессов теплообмена и тепलोдеформированного состояния элементов подшипникового узла, позволяющая оценивать работоспособность и предотказное состояние трибосопряжений;

2. Создана численная модель в трехмерной постановке для расчета процессов теплообмена в корпусе подшипников ТКР и тепलोдеформированного состояния элементов подшипникового узла. Выявлено, что перепад температуры во внутреннем слое подшипника может достигать 81 °С, а во внешнем слое – 68 °С. Данный факт значительно сказывается на гидромеханических характеристиках подшипников и на их работоспособности;

3. Сформулирован и реализован алгоритм расчета коэффициентов жесткости и демпфирования многослойного трибосопряжения, позволяющий моделировать двухмерную подшипниковую опору в «ANSYS Mechanical», что позволяет проводить статический анализ и различные виды динамического анализа ротора (переходный, модальный и гармонический);

4. Оценено влияние неравномерного распределения температуры на работоспособность трибосопряжений и динамику ротора турбокомпрессора. Учет процессов теплообмена значительно сказывается на гидромеханических характеристиках узлов трения, температуре смазочного слоя и амплитуде колебаний элементов ротора. Эти факторы повышают риски контакта колес с корпусом, ускоренного износа подшипников и коксования смазочного материала, что напрямую сказывается на работоспособности трибосопряжений. В зависимости конструкции опоры, гидромеханические характеристики максимально изменяются следующим образом: амплитуды цапф в 1,6-1,7 раза, минимальная толщина смазочного слоя в 1,4-3,2 раза, максимальное давление в смазочном слое в 1,85-3,8 раза, амплитуда колебаний гайки колеса компрессора в 1,6-1,8 раза, суммарные потери на трение в 1,2-1,4 раза.

5. Оценено влияние тепलोдеформированного состояния элементов на работоспособность трибосопряжений и динамику ротора турбокомпрессора. В среднем, внутренний зазор подшипника со стороны турбины изменяется на 0,4-5,4 %, а со стороны компрессора на 0,95-1,3%. Внешние зазоры подшипников изменяются на величину 0,1-4,1%. Выявлено, что изменение зазоров, вследствие теплового расширения элементов, негативно сказывается на гидромеханических характеристиках подшипникового узла следующим образом: амплитуды цапф подшипников возрастает до 15%, минимальная толщина смазочного слоя снижается до 14%, максимальное давление в смазочном слое возрастает до

45%, амплитуда колебаний гайки колеса компрессора увеличивается до 13%, суммарные потери на трение снижаются до 10%. Теплодеформированное состояние повышает риски контакта колес с корпусом и износа подшипников, что напрямую сказывается на их работоспособности.

В дальнейшем предложенную комплексную методику расчета динамики гибкого ротора планируется развивать в следующих направлениях: оценка влияния кавитационных и иных многофазных явлений в подшипниковом узле; оценка влияния движения абразивных частиц на параметры течения жидкости в смазочном слое; проведение различных видов динамического анализа ротора (модальный, переходный, гармонический) для определения напряженно-деформированного состояния ротора; оценка влияния текстурирования на гидромеханические характеристики подшипников ТКР; использование предложенной методики на насосных агрегатах; учет перекоса втулки при расчете динамики гибкого ротора.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ, ОТРАЖАЮЩИХ ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАБОТЫ

В изданиях, рекомендованных ВАК России

1. Гаврилов, К.В. Оценка потерь на трение в текстурированных гидродинамических трибосопряжениях поршневых машин. Часть 1. Обзор методики моделирования / К.В. Гаврилов, **В.С. Худяков**, М.А. Иззатуллоев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т.21, №1. – С. 5–13. (лично автором 4 с.)
2. Zadorozhnaya, E.A. Study of the influence of heat load and cavitations on the carry capacity of a turbocharger bearing / E.A. Zadorozhnaya, **V.S. Hudyakov**, E.V. Polyasko // Транспортное машиностроение. – 2022. – № 1-2. – С. 76–88. (лично автором 7 с.)
3. Задорожная, Е. Определение теплового состояния элементов турбокомпрессора поршневого двигателя / Е. Задорожная, **В. Худяков**, С. Сибиряков, Е. Напримерова // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2022. – № 10(751). – С. 11–25. (лично автором 10 с.)

В изданиях, индексируемых в Scopus и Web of Science

4. Zadorozhnaya, E. Theoretical and experimental investigations of the rotor vibration amplitude of the turbocharger and bearings temperature / E. Zadorozhnaya, S. Sibiriyakov, **V. Hudyakov** // Tribology in Industry. – 2017. – V. 39, № 4. – P. 452–459. (лично автором 3 с.)
5. Zadorozhnaya, E. Investigation of the effect of non-isothermal flow of non-newtonian fluid in a thin layer and thermal state of the turbocharger radial bearings on the rotor dynamics / E. Zadorozhnaya, M. Kandeва, **V. Hudyakov**, I. Dolgushin // Journal of the Balkan Tribological Association. – 2019. – V. 25, №4. – P. 985–1001. (лично автором 5 с.)
6. Zadorozhnaya, E. Evaluation of Thermal Condition of Turbocharger Rotor Bearing / E. Zadorozhnaya, **V. Hudyakov**, I. Dolgushin // Lecture Notes in Mechanical Engineering. – 2020. – P. 1183–1193. (лично автором 7 с.)

7. Zadorozhnaya, E. Modelling the thermal state of a turbocharger bearing housing when calculating the rotor dynamics at transient modes / E. Zadorozhnaya, **V. Hudyakov**, E. Polyacko, I. Dolgushin // Industrial Lubrication and Tribology. – 2022. – V. 74, №3. – P. 342–349. (лично автором 5 с.)

8. Zadorozhnaya, E. Investigation of the Convergence of a Multi-Grid Algorithm for Solving the Task of Pressure in the Thin Lubricating Film of the Non-Newtonian Fluid / E. Zadorozhnaya, I. Levanov, I. Mukhortov, **V. Hudyakov** // Mathematics. – 2023. – V. 11, №1. –18 p. (лично автором 3 с.)

В других источниках

9. Zadorozhnaya, E. Comparison of theoretical and experimental investigations of the vibration amplitude of the turbocharger rotor and bearing temperatures / E. Zadorozhnaya, S. Sibiryakov, N. Lukovich, **V. Hudyakov** // PROCEEDINGS 15th International Conference on Tribology. – 2017. – V.5. – P. 267–275. (лично автором 2 с.)

10. Zadorozhnaya, E. Simulation of heat transfer in a turbocharger bearing housing / E. Zadorozhnaya, **V. Hudyakov**, S. Sibiryakov // Tribology and Materials. – 2022. – V.1, №2. – P. 42–54. (лично автором 9 с.)

11. Худяков, В.С. Оценка влияния теплодеформированного состояния элементов подшипникового узла турбокомпрессора на гидромеханические характеристики трибосопряжения / **В.С. Худяков** // Научный альманах. – 2023. –Т. 106, №8-2. – С. 26–33. (лично автором 8 с.)

Комплексы программ для ЭВМ

12. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2019612892. Программа моделирования теплового состояния трибосопряжений / Е.А. Задорожная, **В.С. Худяков**, М.А. Иззатуллоев, И.М. Долгушин; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка №2019611397; заявл. 15.02.2019; зарегистр. 04.03.2019.

13. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020665464. Программа моделирования динамики ротора турбокомпрессора с учетом теплонапряженности его элементов / Е.А. Задорожная, **В.С. Худяков**, Е.В. Поляцко, И.М. Долгушин, Н.Ю. Долгушина; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка №2020664756; заявл. 23.11.2020; зарегистр. 27.11.2020.

14. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021665905. Оптимизация параметров многослойных трибосопряжений / Е.А. Задорожная, **В.С. Худяков**, Е.В. Поляцко, И.М. Долгушин; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка №2021665274; заявл. 05.10.2021; зарегистр. 05.10.2021.

15. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2023664814. Программа определения коэффициентов жесткости и демпфирования трибосопряжений турбокомпрессора / Е.А. Задорожная, **В.С. Худяков**; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка №2023663993; заявл. 06.07.2023; зарегистр. 07.07.2023.

Худяков Владислав Сергеевич

ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ТУРБО-
КОМПРЕССОРОВ ПРИМЕНЕНИЕМ КОМПЛЕКСНОЙ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА
ДИНАМИКИ ГИБКОГО РОТОРА С УЧЕТОМ
ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА

Специальность 2.5.2 – «Машиноведение»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 02.10.2023. Формат 60×84 1/16. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 0,93. Тираж 100 экз. Заказ 336/378.

Отпечатано в типографии Издательского центра ЮУрГУ.
454080, г. Челябинск, проспект Ленина, 76.