

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»

На правах рукописи



Худяков Владислав Сергеевич

**ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ
ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ПРИМЕНЕНИЕМ КОМПЛЕКСНОЙ МЕТОДИ-
КИ РАСЧЕТА ДИНАМИКИ ГИБКОГО РОТОРА С УЧЕТОМ ПРОЦЕССОВ
ТЕПЛООБМЕНА**

Специальность 2.5.2 – «Машиноведение»

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:

Д-р техн. наук, профессор Задорожная Е.А.

Челябинск – 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	11
1.1 Использование турбонаддува в современных двигателях.....	11
1.2 Анализ конструкции и сравнение характеристик подшипников турбокомпрессоров	15
1.3 Основные виды неисправностей подшипников скольжения турбокомпрессора	22
1.4 Анализ методов моделирования теплового состояния подшипников скольжения.....	28
1.5 Цель и задачи исследования	41
ГЛАВА 2. МЕТОДИКА ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ ТЕПЛОАГРУЖЕННЫХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ТУРБОКОМПРЕССОРА	43
2.1 Обзор современных численных методов.....	43
2.2 Проблематика использования численных методов	48
2.3 Методика моделирования процессов теплообмена в корпусе подшипников турбокомпрессора	53
2.4 Алгоритм расчета динамики подшипников и упругого ротора турбокомпрессора	60
2.5 Моделирования теплодеформированного подшипникового узла турбокомпрессора	68
ГЛАВА 3. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В КОРПУСЕ ПОДШИПНИКОВ ТУРБОКОМПРЕССОРА.....	70
3.1 Исследование турбокомпрессора с моноопорой скольжения	70
3.2 Исследование турбокомпрессора с автономными опорами скольжения.....	77
3.3 Анализ и верификация результатов	83
ГЛАВА 4. РАСЧЕТ ДИНАМИКИ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА С УЧЕТОМ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ТЕМПЕРАТУР И ТЕПЛОДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА	87
4.1 Расчет динамики ротора ТКР с учетом полученных температур	87
4.2 Расчет динамики ротора с учетом теплодеформированного состояния подшипникового узла	102

ЗАКЛЮЧЕНИЕ	112
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	114
Приложение 1. Результаты расчета гидромеханических характеристик подшипников турбокомпрессора.....	126
Приложение 2. Свидетельства о регистрации программ для ЭВМ	134
Приложение 3. Подтверждающие использование и внедрение результатов научно-исследовательской работы	137

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В текущих 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 трибосо-

пряжений 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 теплопереноса, протекающим 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 корпу-

се 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 систематический 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.

Научная новизна

1. Разработана комплексная методика и алгоритм расчета динамики гибкого ротора, отличающаяся учетом процессов теплообмена в корпусе подшипников ТКР, а также изменением зазоров в подшипниковых узлах под действием теплового нагружения. Методика позволяет прогнозировать неблагоприятные условия работы подшипника на стадии проектирования.

2. Впервые выполнена оценка влияния неравномерного распределения температуры на гидромеханические характеристики трибосопряжений и динамику ротора турбокомпрессора серии ТКР-100.

3. Впервые установлены зависимости изменения температур в корпусе подшипников от режима работы турбокомпрессора серии ТКР-100.

Теоретическая и практическая значимость.

Предложена новая комплексная методика моделирования динамики ротора, учитывающая процессы теплообмена от турбины и компрессора, 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-ая Международная конференция по трибологии

SERBIATRIB '17 (17-19 мая, 2017, г. Крагуевац, Сербия), 13-ая Международная конференции по трибологии BULTRIB' 18 (25-27 октября, 2018, г. София, Болгария), Международная конференция ICIE 2019 (25-29 марта, 2019, г. Сочи, Россия), 10-ая 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 14 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.

В первой главе рассмотрены: актуальность применения турбокомпрессоров и основные направления их развития; обзор различных конструкций подшипников и их сравнительный анализ; основные причины отказа турбокомпрессора и их связь с чрезмерно высокими температурами; обзор основных работ, посвященных теплообмену в корпусе турбокомпрессора. На основе проведенного анализа были сформулированы цель и задачи исследования.

Вторая глава посвящена комплексному алгоритму моделирования, который включает в себя следующие составляющие: моделирование теплообмена в корпусе подшипников турбокомпрессора, расчет динамики ротора на подшипниках скольжения, моделирование теплодеформированного состояния элементов подшипникового узла. Также был проведен сравнительный анализ современных численных методов, выявлены их достоинства и недостатки. Рассмотрены проблемы использования современных программных комплексов при моделировании процессов в подшипниках турбокомпрессора.

В третьей главе представлены результаты моделирования теплообмена в корпусе подшипников турбокомпрессора. Полученные данные верифицировались с результатами, представленными в работах других авторов.

В четвертой главе представлены результаты расчета динамики ротора турбокомпрессора. Проведен сравнительный анализ результатов с учетом полученных температур при теплообмене и без его учета, а также сравнение результатов холодного и теплодеформированного состояния элементов подшипникового узла.

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.

Настоящее исследование является продолжением работ, выполненных на кафедре «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета под руководством д-ра техн. наук, профессора В.Н. Прокопьева, д-ра техн. наук, профессора Ю.В. Рождественского и д-ра техн. наук, профессора Е.А. Задорожной.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Использование турбонаддува в современных двигателях

В современном мире автомобильный транспорт стал неотъемлемой частью повседневной жизни человека. По мере увеличения мирового населения растет спрос и на автомобили. Ужесточение законодательства в области экологии и растущие требования потребителей задают высокую планку качества современных двигателей. Большинство исследований направлены на улучшение характеристик двигателя, повышения топливной экономичности, уменьшения числа выбросов, снижение габаритов и массы двигателя. Вышеперечисленные факторы можно реализовать за счет применения турбокомпрессора.

Турбокомпрессор является незаменимым элементом современного двигателя внутреннего сгорания, позволяющим улучшать его производительность, эффективность сгорания и экологичность за счет увеличения количества воздуха, поступающего в камеру сгорания с помощью энергии энтальпии от выхлопных газов [1, 2]. Турбонагнетатели нашли свое применение в широком спектре областей промышленного сектора: автомобилестроение, судостроение, аэрокосмическая промышленность, сельское хозяйство и т.д.

Перспективность применения турбонаддува прослеживается по росту мирового рынка ТКР. В 2019 году он оценивался в 16.13 млрд. долларов, а по прогнозам экспертов, к 2027 достигнет 24.23 млрд. долларов [3]. У ряда компаний доля двигателей с наддувом в объеме производства достигает 50...100% [4].

В настоящее время рынок турбокомпрессоров можно разделить на три наиболее перспективных технологий: технологию двойного турбонаддува (Twin-Turbo), технологию перепускного клапана и технологию изменяемой геометрии (VGT) [3].

Основным преимуществом системы двойного турбонаддува (рисунок 1.1, А) по сравнению с системой одиночного турбонагнетателя является решение проблемы турбоямы, когда при низких оборотах не хватает энергии для раскручивания турбины и происходит «провал» в динамике повышения оборотов двигателя.

На низкой скорости вращения работает малая турбина, а на средних и высоких оборотах в работу включается большой турбокомпрессор [5]. Благодаря этому обеспечивается более широкий рабочий диапазон и большой крутящий момент на низких оборотах. Теоретически явление турбоямы можно снизить на 40%, используя систему Twin-Turbo [6]. Недостатком данной технологии является конструктивная сложность и повышенные затраты на обслуживание и ремонт [7,8].

Технология перепускного клапана (рисунок 1.1, Б) устанавливается в качестве системы управления турбонагнетателем, благодаря ее эффективности, низкой стоимости и способности работать при высоких температурах [9]. Как известно, условия эксплуатации автомобильных сопряжений являются динамическими и варьируются в широком диапазоне значений, что может привести к недостаточному наддуву при низкой скорости вращения и при маленькой нагрузке, а также избыточному наддуву на высоких скоростях и при больших нагрузках [10]. Перепускной клапан позволяет регулировать количество подаваемого воздуха и не перегружать элементы турбокомпрессора. Недостатком такого решения является повышенная сложность при проектировании, так как требуется знать характеристики турбины при частичном или полностью открытом перепускном клапане, как в установившемся режиме, так и при нестабильных условиях потока. При этом к конструкции клапана предъявляются высокие требования по параметрам надежности, управляемости и герметичности [11,12].

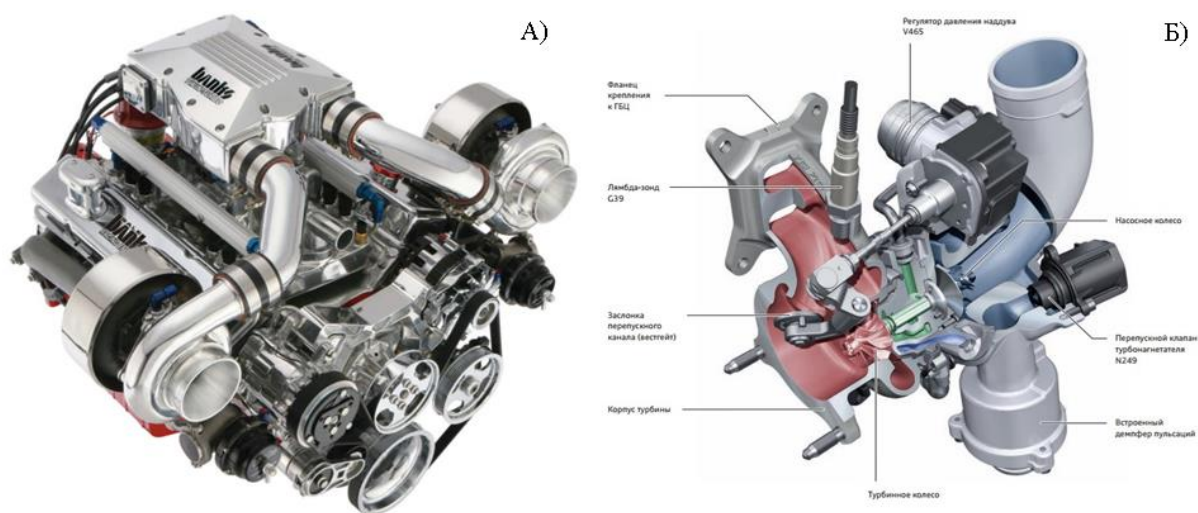


Рисунок 1.1 – Современные технологические решения для турбокомпрессоров: А) Система двойного турбонаддува; Б) Технология перепускного клапана

Использование турбокомпрессора с изменяемой геометрией (рисунок 1.2) позволяет регулировать давление наддува путем изменения угла смещения лопаток диффузора, что в свою очередь может значительно уменьшить время турбоямы [13, 14]. При низкой скорости вращения лопатки закрываются, позволяя повысить давление наддува и увеличить мощность турбины. При высокой скорости лопатки раскрываются, что ведет к поддержанию необходимого давления наддува и отсутствию превышения скорости турбонаддува. Данная технология улучшает управляемость двигателем и повышает топливную экономичность без ущерба для мощности. При этом эффективность наддува в отношении диапазона давлений улучшается на 3-28% [15, 16]. Главным недостатком технологии является дороговизна изготовления.

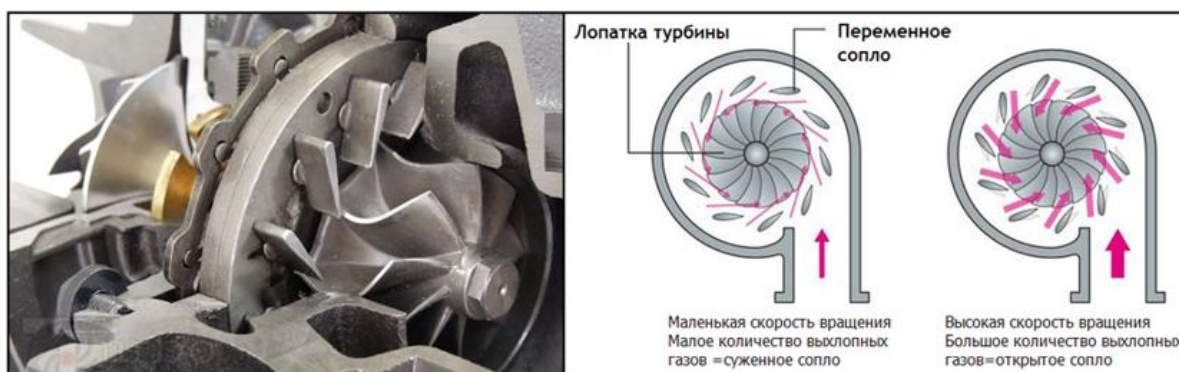


Рисунок 1.2 – Устройство и принцип работы технологии изменяемой геометрии

Независимо от технологических решений, условия эксплуатации турбокомпрессоров неразрывно связаны с высокими значениями давления и температуры выхлопных газов (в среднем $800-1000\text{ C}^0$, в зависимости от типа двигателя), высокой скоростью вращения и переменными динамическими нагрузками, действующими на ротор. Исходя из приведенного ряда причин, элементы ТКР подвергаются большим механическим и тепловым нагрузкам, что оказывает существенное влияние на их работу. Поэтому турбокомпрессор является узлом, чрезвычайно чувствительным к любым отклонениям от заложенных условий эксплуатации. При проектировании турбокомпрессоров инженеры стараются минимизировать размер отклонений, чтобы уменьшить массу ротора и его момент инерции, увеличив при этом эффективный диапазон рабочих частот вращения турбокомпрессора. Основные компоненты ТКР, такие как ротор, уплотнения и подшипники скольжения должны быть изготовлены из прочных материалов, устойчивых к высоким температурам выхлопных газов в тяжелых условиях эксплуатации [17].

Ориентируясь на условия эксплуатации турбокомпрессоров, становится понятно, что эффективность работы масляной системы и зависящих от нее опорных узлов определяют надежность ТКР. В турбокомпрессоре роль опорных узлов выполняют подшипники, воспринимающие радиальные и осевые нагрузки. Системы подшипников в автомобильных ТКР должны быть конструктивно простыми, компактными, надежными и недорогими, обеспечивая

при этом приемлемые характеристики роторной динамики, шума, вибрации и жесткости [2, 18].

1.2 Анализ конструкции и сравнение характеристик подшипников турбокомпрессоров

Анализ работ [2, 18-38] позволил выявить два наиболее распространенных вида радиальных подшипников, применяемых в турбокомпрессорах зарубежного и отечественного производства: гидродинамические подшипники скольжения и подшипники качения.

Гидродинамические подшипники скольжения широко распространены в роторных системах из-за их эффективности, простой конструкции, низкой стоимости, длительного срока службы, бесшумной работы, хорошего рассеивания тепла, а также низкой величины трения и износа контактных поверхностей [31, 38, 39].

Ротор поддерживается системой подшипников, как представлено на рисунке 1.3. Масло подается под давлением через масляные каналы в корпусе подшипников в упорные и радиальные подшипники. Масло в подшипниках выполняет две основные функции. Во-первых, образует опорные силы, создаваемые гидродинамическим эффектом масла, поддерживают устойчивость ротора в осевом и радиальном направлениях, и гасят вибрацию ротора, чтобы предотвратить его ответную реакцию на большую амплитуду в резонансе. Во-вторых, подаваемое масло устраняет энергию трения в подшипниках за счет конвекции тепла в осевом направлении и за счет теплопроводности между двумя масляными пленками в зазорах в радиальном направлении. Эта функция охлаждения поддерживает как можно более низкую эффективную температуру масла в подшипниках и, следовательно, поддерживает высокие значения коэффициентов жесткости и демпфирования подшипников при высоких скоростях ротора [2, 40-42].

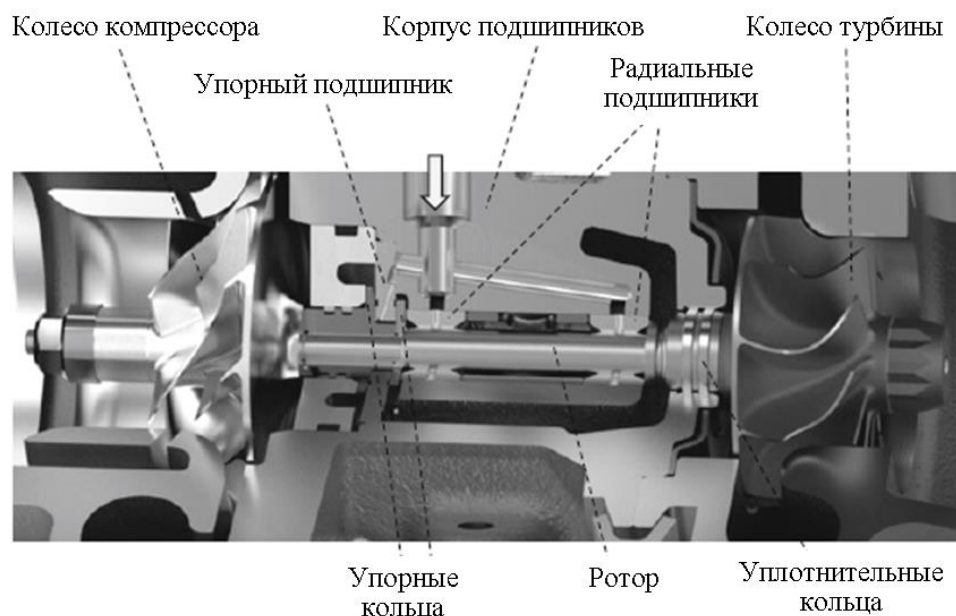


Рисунок 1.3 – Конструкция ТКР с гидродинамическими подшипниками скольжения [2]

Условно опорные узлы скольжения можно разделить на два вида: плавающие вращающиеся (ПВ) и плавающие невращающиеся (ПН) втулки. При этом конструктивные схемы подшипников могут быть выполнены в виде автономных втулок или моновтулки (рисунок 1.4). Исходя из названия, автономные ПВ втулки могут вращаться, но их перемещение ограничено в осевом направлении с помощью стопорных колец, дистанционной втулки или иных элементов (рисунок 1.5). ПН втулки зафиксированы в осевом направлении и закреплены фиксирующим элементом для предотвращения вращения. Крепление производится с помощью штифта, фиксатора, болтов и т.д. (рисунок 1.6).

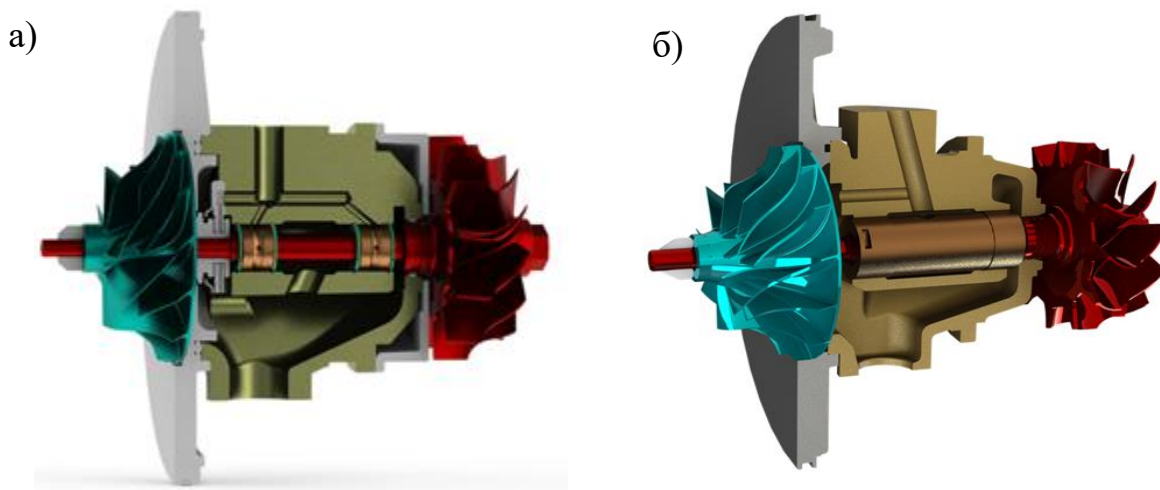


Рисунок 1.4 – Конструктивные схемы подшипников ТКР:

а) ПВ автономные втулки; б) ПН моноштулка

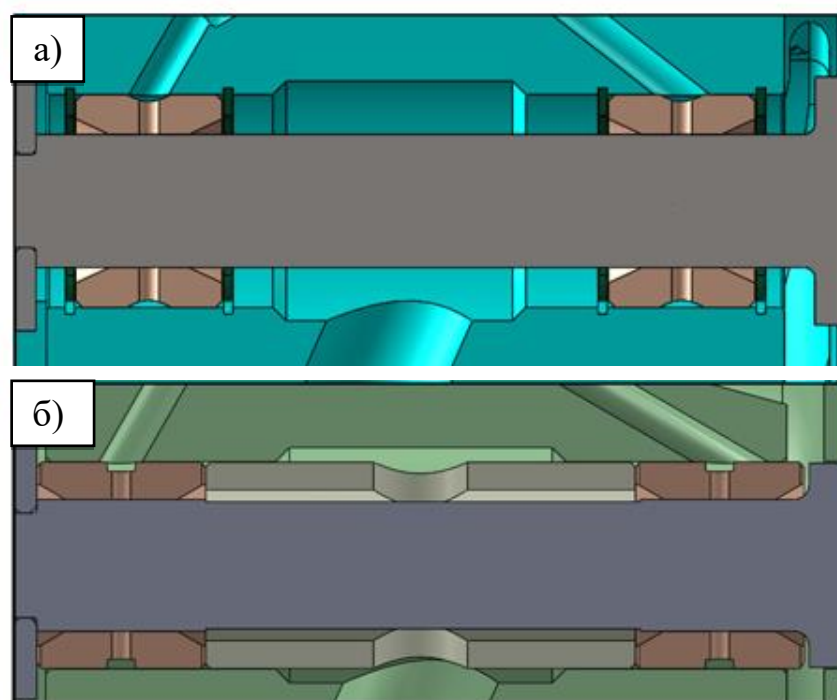


Рисунок 1.5 – Конструктивный способ фиксации подшипников в осевом направлении: а) Использование стопорных колец; б) Использование дистанционной втулки

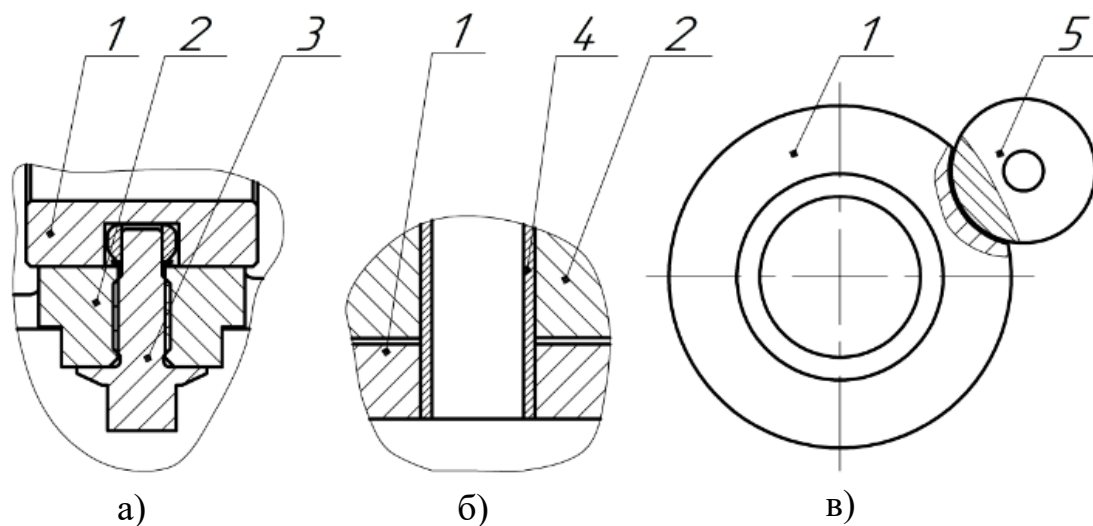


Рисунок 1.6 – Конструктивные способы предотвращения вращения у ПН втулок: а) Болтовое крепление; б) штифтовое крепление; в) крепление с помощью фиксатора; 1 – ПН втулка; 2 – корпус подшипников; 3 – болт; 4 – штифт; 5 – фиксатор

ПН втулки обеспечивают лучшую производительность, чем ПВ втулки, исходя из более высоких параметров стабильности и способности гашения вибраций при высокой скорости вращения ротора [23,24], но это компенсируется неспособностью выдерживать статическую нагрузку при отсутствии вращения самой втулки [26]. Благодаря тому, что ПН втулки не имеют вращательного движения в системе смазки возможно более низкое значение давления масла по сравнению с ПВ подшипниками.

Использование ПВ втулок уменьшает потери мощности, так как при вращении втулки уменьшается сопротивление сдвиговым напряжениям в смазочном слое. Снижения потерь мощности может достигать от 13% до 27%, что приводит к увеличению срока службы ТКР. Однако по сравнению с невращающимися подшипниками, ПВ втулки имеют меньшее значение минимальной толщины пленки при определенной динамической нагрузке [27-29]. При этом теоретически скорость вращения ПВ подшипника может достигать 50% скорости вращения вала. В действительности скорость вращения

втулки ограничена разностью температур во внутреннем и внешнем слоях [30].

ТКР с шариковыми подшипниками качения (рисунок 1.7) по сравнению с системами подшипников скольжения обусловлены фундаментальным изменением механизма трения, присутствующего в системе. Несколько тел качения заменяют тонкую масляную пленку в условиях высоких сдвиговых нагрузок, значительно снижая трение в системе. Это приводит к значительному снижению потерь на трение системы при рабочей температуре (до 50%) и к улучшению скорости выбега при разгоне (до 80%) при холодном пуске двигателя [34, 35]. На рисунке 1.8 представлено сравнение потерь на трение и скорости вращения при пуске двигателя шариковых подшипников и подшипников скольжения.



Рисунок 1.7 – Шариковый подшипник компании Schaeffler

В системах подшипников ТКР при низких температурах масло очень вязкое. Вязкое сопротивление подшипниковой системы препятствует эффективному вращению вала и, следовательно, не обеспечивает подачу достаточного количества воздуха для процесса сгорания. В случае подшипников скольжения, это означает снижение выходной мощности и увеличение выбросов. Однако в турбокомпрессорах с шарикоподшипниками фундаментальное изменение трения означает, что поток выхлопных газов даже при холодном пуске достаточен для обеспечения вращения вала, так что колесо компрессора может подавать необходимое количество нагнетаемого воздуха

в систему двигателя. Это приводит к уменьшенному количеству выбросов, а также означает, что водитель получает повышенный крутящий момент двигателя с самого начала движения. Турбокомпрессор с шарикоподшипниками может показывать более высокие параметры топливной экономичности на 8-13% и на 30 % меньшее количество выбросов, чем ТКР с опорами скольжения [32,33].

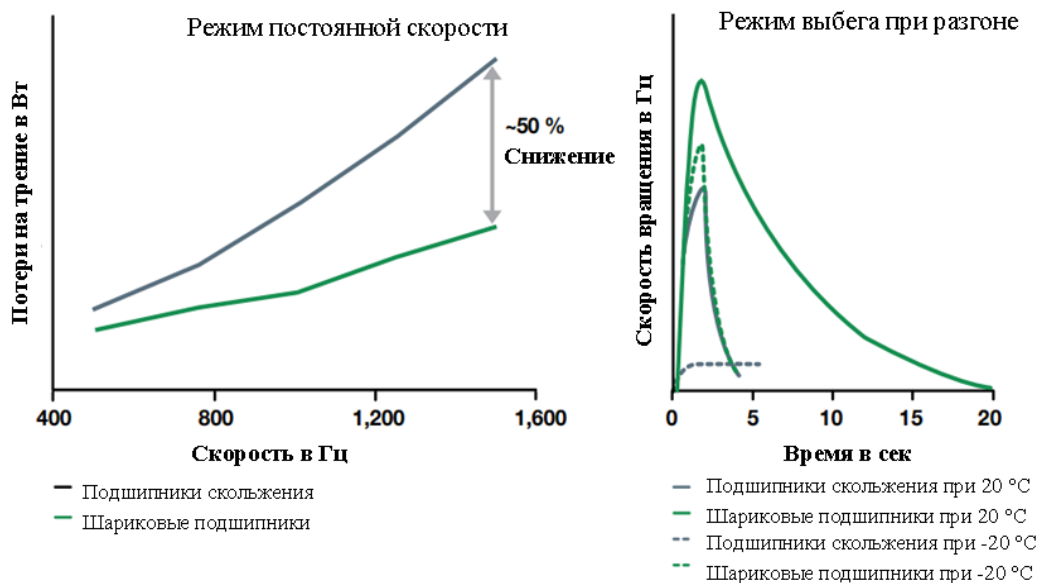


Рисунок 1.8 – Сравнение потерь на трение и скорости вращения при пуске двигателя для шариковых подшипников и подшипников скольжения [34,35]

Важным отличием опор качения является отсутствие необходимости в непрерывном потоке масла, благодаря чему снижается расход смазочного материала, а также устраняет проблемы с герметичностью уплотнений. Наиболее весомыми недостатками подшипников качения является высокий уровень шума и стоимость изготовления, которая может в десятки раз превышать стоимость опор скольжения [2].

Применение шариковых подшипников позволяет сократить время до разгона: на 41% при 1500 об/мин; на 69% при 1000 об/мин; на 3% при 2000 об/мин. Как видно из результатов, что влияние конструкции такого подшипника проявляется на низких оборотах двигателя [35].

Одним из преимуществ по сравнению с подшипниками скольжения является устранение любых субгармонических колебаний. Жесткость имеет почти постоянное значение. К недостаткам относятся малые коэффициенты демпфирования и необходимость предварительной нагрузки подшипников для обеспечения скатывания шариков внутри подшипника. По этой причине шарикоподшипники должны использоваться для небольших нагрузок. [2,36].

В таблице 1.1 представлено сравнение характеристик подшипников скольжения и подшипников качения, применяемых в турбокомпрессорах.

Таблица 1.1. Сравнение характеристик гидродинамических подшипников скольжения и подшипников качения

Характеристики	Подшипники скольжения	Подшипники качения
Функциональность	Разделенные радиальные и упорные подшипники	Комбинированные радиальные и упорные подшипники
Направление нагрузки	Радиальное и осевое	Радиальное и осевое
Объемные габариты	Малый наружный диаметр радиального подшипника	Наружный диаметр в 2 раза больше
Коэффициент трения	Низкая скорость вращения: высокий $\rightarrow \mu = 10^{-2} \dots 10^{-1}$ Высокая скорость вращения: низкий $\rightarrow \mu = 10^{-3}$	Низкая скорость вращения: низкий $\rightarrow \mu = 10^{-3} \dots 10^{-2}$ Высокая скорость вращения: низкий $\rightarrow \mu = 10^{-3}$
Коэффициент демпфирования (подшипник / ротор)	В 2 раза больше в случае двух масляных пленок: Внутренний зазор 20 мкм; Внешний зазор 70 мкм	Очень маленький. Зазор между шариками и дорожкой качения $< 0,5$ мкм; демпфер масляной пленки (50-80 мкм).
Уровень шума	Низкий	Высокий
Объемный расход масла	Высокий	Низкий
Срок эксплуатации	Неограничен	Ограничен многоцикловой усталостью
Стоимость	Низкая	Высокая

Из проведенного анализа можно заключить, что опоры качения и скольжения имеют свои отличительные черты, которые характеризуют их применение в определенном диапазоне эксплуатационных параметров. Современные конструктивные решения ТКР диктуют тенденцию увеличения скорости вращения ротора для достижения наилучших показателей наддува. Не смотря на весомый список преимуществ использования опор качения, подшипники скольжения более долговечны и невосприимчивы к толчкам и сотрясениям, поэтому их предпочтительное применение в турбокомпрессоре является обоснованным.

1.3 Основные виды неисправностей подшипников скольжения турбокомпрессора

Как уже было сказано ранее, подшипники скольжения определяют надежность ТКР, поэтому методология прогнозирования их отказа является важной и актуальной научно-технической задачей. Эксплуатационные характеристики подшипников зависят от множества параметров, где не последнее место занимают качество смазочного материала и температурные условия [43-47].

По статистике одного из лидеров мирового рынка компании «Garett – Advancing Motion» более 90% отказов турбокомпрессоров связаны с масляным голоданием, загрязнением смазочного материала и повреждением поверхностей посторонними объектами. Менее 1% отказов турбин приходится на заводские дефекты, а оставшийся процент приходится на неправильные условия эксплуатации [48].

По данным из исследований [49,50] наиболее частой причиной отказа турбокомпрессора является неисправность подшипников скольжения (от 43,8 до 47,9 % случаев). Существенное влияние статических и динамических характеристик подшипника скольжения на эффективность и стабильность турбомашин подтверждаются и в работах [51,52]

В работах [22,53] была представлена статистика основных причины отказа турбокомпрессора (рисунок 1.9). Исходя из полученных данных, основными причинами выхода из строя ТКР являются проблемы, связанные со смазочным материалом (75%): задержка поступления смазки (30%), отсутствие смазочного материала (20%), загрязнение смазки (13%), перегрев смазочного материала (12 %).

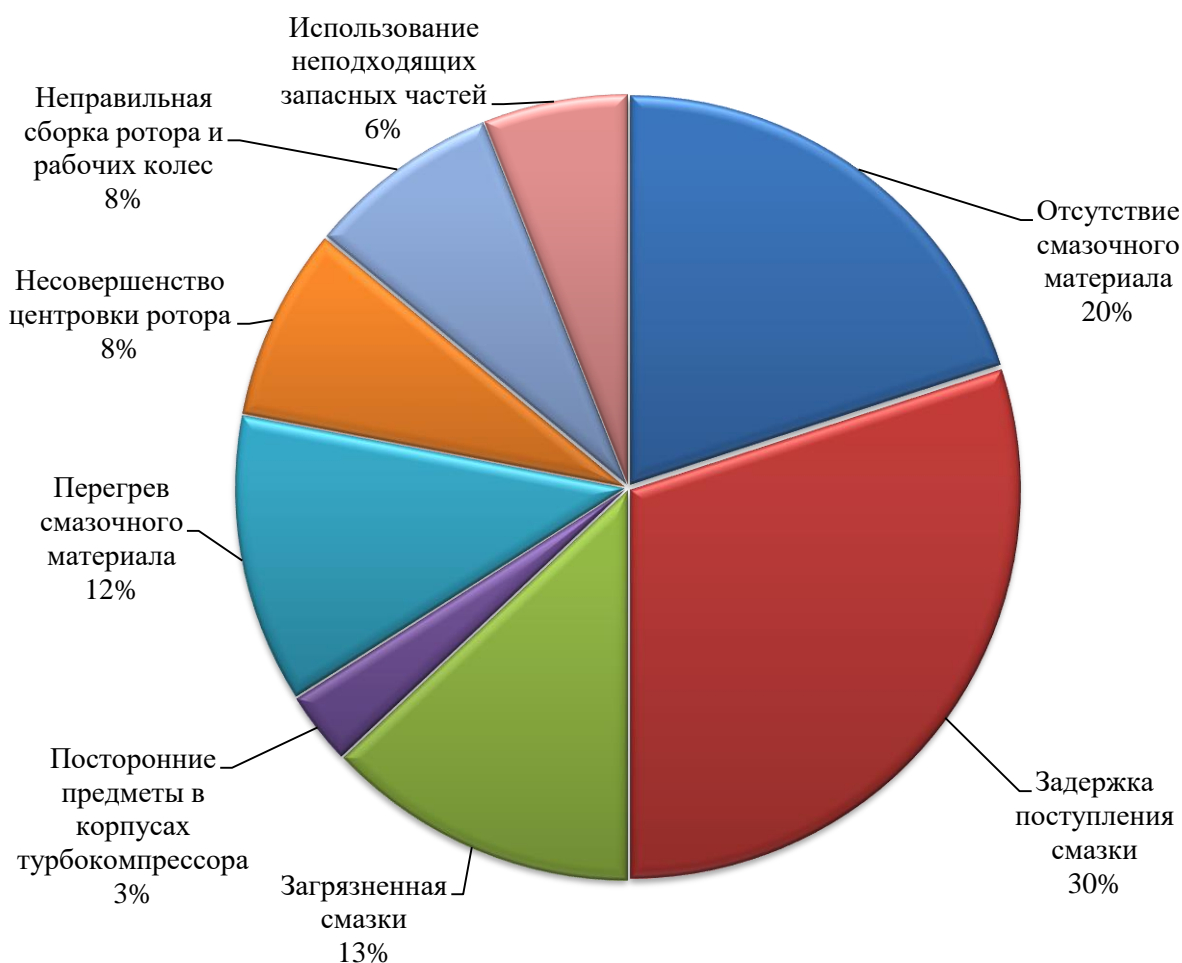


Рисунок 1.9 – Статистика причин отказа турбокомпрессора [23,53]

Чрезмерные температуры в узле подшипника способствуют ускоренному окислению масла, ухудшению его смазывающих свойств и образованию коксовых отложений [54,55]. Коксовые отложения могут засорять зазоры подшипников и магистрали масляной системы, что приводит к перебоям подачи смазочного материала, а в худшем случае к масляному голоданию [56]. Стоит иметь в виду, что эти отложения могут перемещаться в виде ча-

стиц по системе смазки. Когда их концентрация превышает определенное значение, частицы превращаются в эффективный абразив, который ведет к повреждению поверхностей трения и нарушению зазоров (рисунок 1.10). Вышеперечисленные факторы приводят к отказу ротора по причине заклинивания [17].



Рисунок 1.10 – Износ вала и подшипников из-за загрязненного масла [17,22]

При повышенных температурах вязкость смазочного материала падает, а детали подшипникового узла расширяются, что может привести к нарушению гидродинамического режима смазки, который является наиболее приемлемым из-за отсутствия износа, и переходу к граничной смазке. Режим граничной смазки вызывает увеличение потерь на трение и величине износа, что в свою очередь вызывает еще больший рост температуры в контакте, а в худшем случае приводит к отказу подшипника скольжения из-за абразивного или адгезионного износа, приводящих к заклиниванию вала [57, 58].

Превышение частоты вращения также является причиной выхода из строя ТКР. Данное явление приводит к полному или частичному износу подшипникового узла, а также деформации турбинного колеса. Более того превышение скорости может вызвать потерю лопаток колеса турбины (рисунок 1.11) из-за чрезмерно высоких центробежных напряжений [59]. Подшипниковый узел повреждается в результате образования коксовых отложений из-за резкого повышения температуры при превышении скорости вращения [22, 24].



Рисунок 1.11 – Износ лопаток рабочих колес турбины и компрессора из-за превышения частоты вращения [22]

В ряде исследований [17, 22, 60] особое внимание уделено горячим остановкам двигателя, которые негативно сказываются на сроке службы турбокомпрессора. При резком выключении двигателя насос прекращает подачу смазочного материала, а детали турбокомпрессора не успевают остыть. Из-за чего возникает сухое трение между втулкой и ротором. В том числе, изнашиваются уплотнения, что приводит к утечкам смазочного материала во впускную систему двигателя (рисунок 1.12). Горячая остановка двигателя приводит к засорению системы подшипников образовавшимся нагаром. Проблема горячих остановок решается использованием турботаймера и гидроаккумулятора [61].



Рисунок 1.12 – Подгоревшие остатки масла в области уплотнительного кольца [22]

Многие работы в области динамики ротора посвящены эффекту Мортонна [62-64.]. Несимметричный нагрев в окружном направлении вызывает термический изгиб ротора, увеличивая его изначальный дисбаланс. В свою очередь это приводит к увеличению синхронных вибраций ротора, которые могут стать опасными. В этом заключается суть данного эффекта. Его сложно распознать на практике, так как весьма проблематично измерить распределение температуры по поверхности вала. Доказать, что именно этот эффект является причиной повышенных вибраций еще сложнее.

Основные виды неисправностей турбокомпрессора представлены на рисунке 1.13.

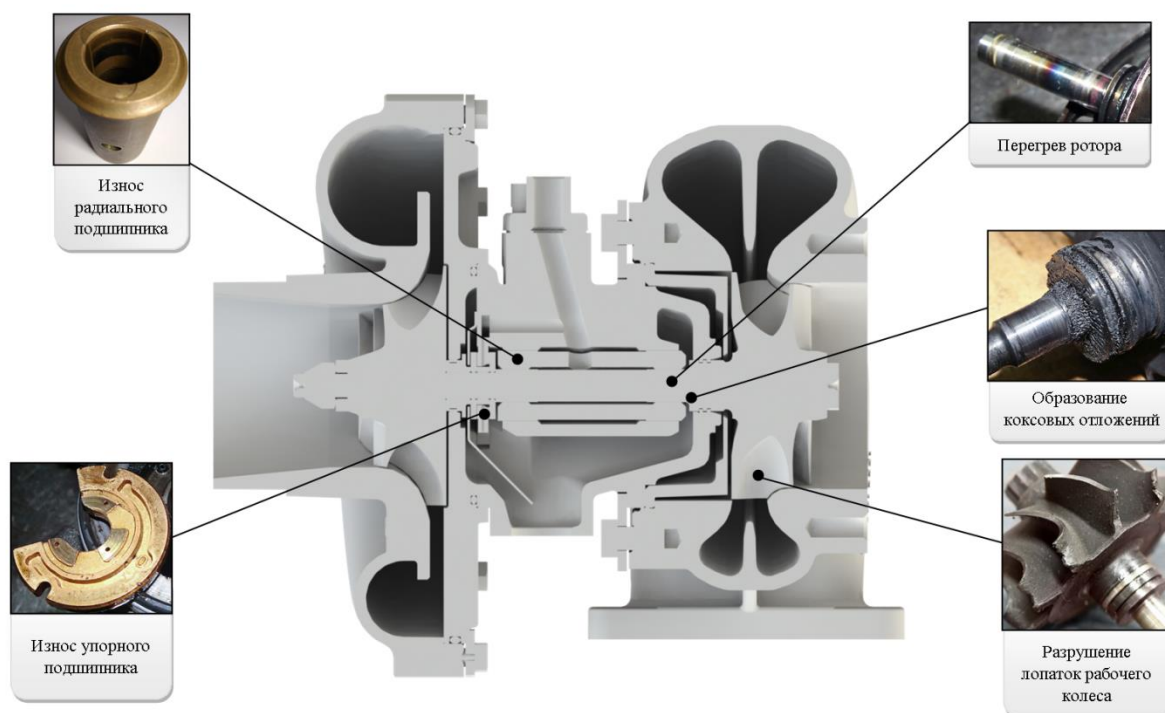


Рисунок 1.13 – Основные виды неисправностей турбокомпрессора при загрязнении смазочного материала и превышении температурного режима

Из проведенного анализа основных неисправностей можно сделать вывод, что подшипники скольжения должны работать в широком диапазоне частот и выдерживать высокие тепловые нагрузки. Основная проблема заключается в определении температур в смазочном слое подшипника. Эксперименты являются дорогостоящими, и не всегда возможными из-за особенностей конструкции или ограничений измерительного оборудования. При этом моделирование теплопередачи в корпусе турбокомпрессора является весьма трудоемкой задачей. Необходимо учитывать физические и механические свойства материалов всех деталей, а также рассчитывать многочисленные виды тепловых потоков, возникающих в сложной геометрии турбокомпрессора. В своей работе [65] приводит следующую классификацию тепловых потоков существующих в ТКР:

- теплопередача от турбины к компрессору;
- теплопередача от турбины в масло и в охлаждающую жидкость (если ТКР охлаждаемый);
- теплопередача от турбины в окружающую среду;

- теплопередача от компрессора в окружающую среду;
- теплопередача между компрессором и маслом;
- теплопередача между ТКР и двигателем

Трудоемкость моделирования теплопередачи при наличии нескольких динамических сред усложняет задачу расчета. Независимо от этого множество исследователей по всему миру пытаются добиться адекватных результатов определения значения температур в разных участках турбокомпрессора.

1.4 Анализ методов моделирования теплового состояния подшипников скольжения

В работе [66] была представлена трехмерная модель теплопередачи для расчета внутренней температуры в центральном корпусе подшипника. Модель позволяет детально изучить повышение температуры центрального корпуса, смазочных каналов и максимальный уровень температуры в различных точках подшипниковой системы автомобильного турбокомпрессора, что позволяет предсказывать неблагоприятные температуры образования коксовых отложений. Модель была верифицирована с экспериментальными данными при различных режимах работы двигателя по скорости и нагрузке. Недостатками модели является упрощенная геометрия корпуса ТКР, малое количество элементов, которые задействуются в теплопередаче (3 элемента, включая смазочный слой), а также отсутствие теплообмена с окружающей средой. На рисунке 1.14 представлены внутренние температуры центрального корпуса ТКР для трех установившихся режимов работы. Исходя из результатов, разница температур на двух сторонах подшипника достигает 10-30 °С, в зависимости от режима работы. При этом температура смазочного слоя подшипника варьируется от 130 до 90 °С.

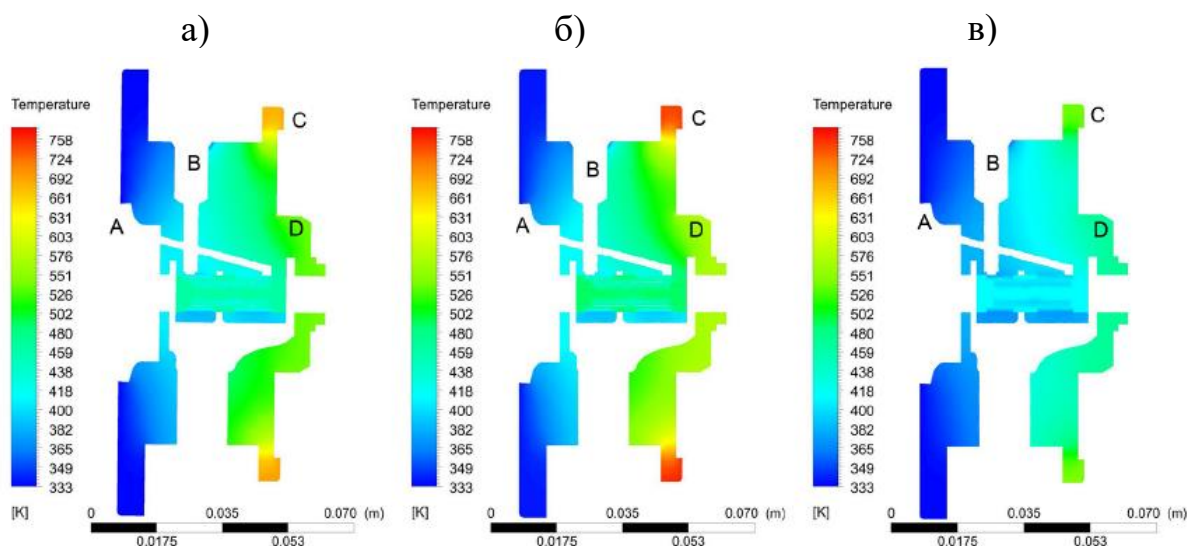


Рисунок 1.14 – Внутренние температуры центрального корпуса ТКР для трех установившихся режимов работы [66]:

- а) 2500 об/мин, 75% нагрузка на двигатель; б) 2750 об/мин, 100% нагрузка на двигатель; в) 3000 об/мин, 50% нагрузка на двигатель.

В исследовании [67] была представлена вычислительная модель турбокомпрессора в трехмерной постановке в отношении газодинамического, теплового, напряженно-деформированного состояний, а также распределения масла, позволяющая исследовать его характеристики. Анализ теплового состояния ТКР проводился с применением методом конечных объемов в программном комплексе (ПК) STAR-CCM+. Расчет газодинамики рабочих колес проводился в ПК ANSYS CFX. Авторами были проведены теоретические и экспериментальные исследования теплового состояния и деформированного состояний подшипникового узла турбокомпрессора. Результатом численных исследований ТКР стали поля температур в корпусах рабочих колес (рисунок 1.15) и распределение температур в турбокомпрессоре ТКР7 (рисунок 1.16). Установлено, что из-за тепловых деформаций зазоры в подшипниках могут увеличиваться до 13 мкм. Результаты расчета теплового состояния турбокомпрессора свидетельствуют о неравномерном нагреве вала ротора и корпуса подшипников.

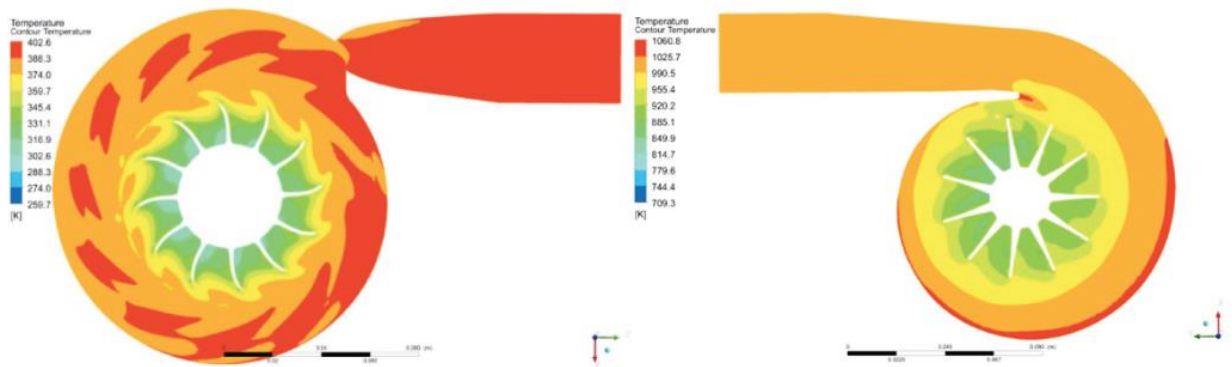


Рисунок 1.15 – Поля температур в сечениях корпусов турбины и компрессора [67]

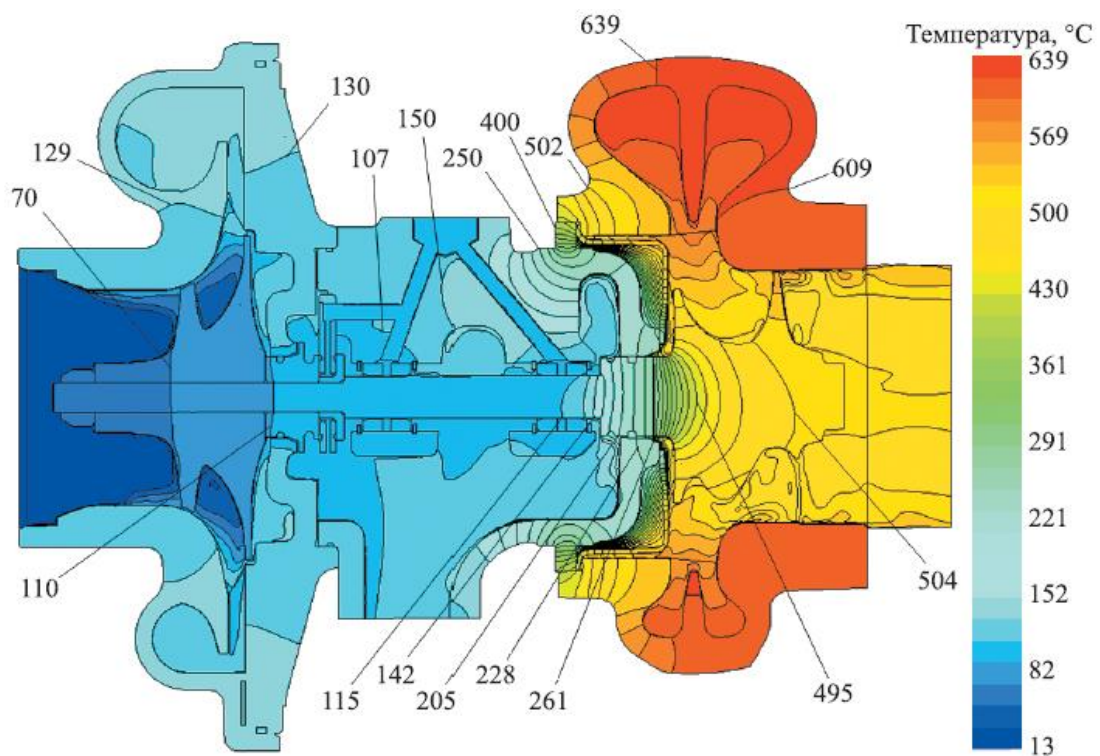


Рисунок 1.16 – Поля температур в турбокомпрессоре ТКР 7 [67]

Li et al. в своей работе [68] провели эксперименты и численное моделирование для исследования термогидродинамических характеристик системы подшипников ротора турбокомпрессора. Температура системы смазки и вибрация ротора были спрогнозированы численным моделированием и подтверждены экспериментально. Результаты подтверждают, что твердые детали играют значительную роль в анализе теплонагруженности, поскольку темпера-

турные поля твердых деталей влияют на зазоры масляной пленки из-за теплового расширения. Ротор передает значительное количество тепла от турбины внутреннему смазочному слою, а затем большое количество тепла будет непрерывно передаваться от внутреннего слоя к внешнему через втулку (рисунок 1.17).

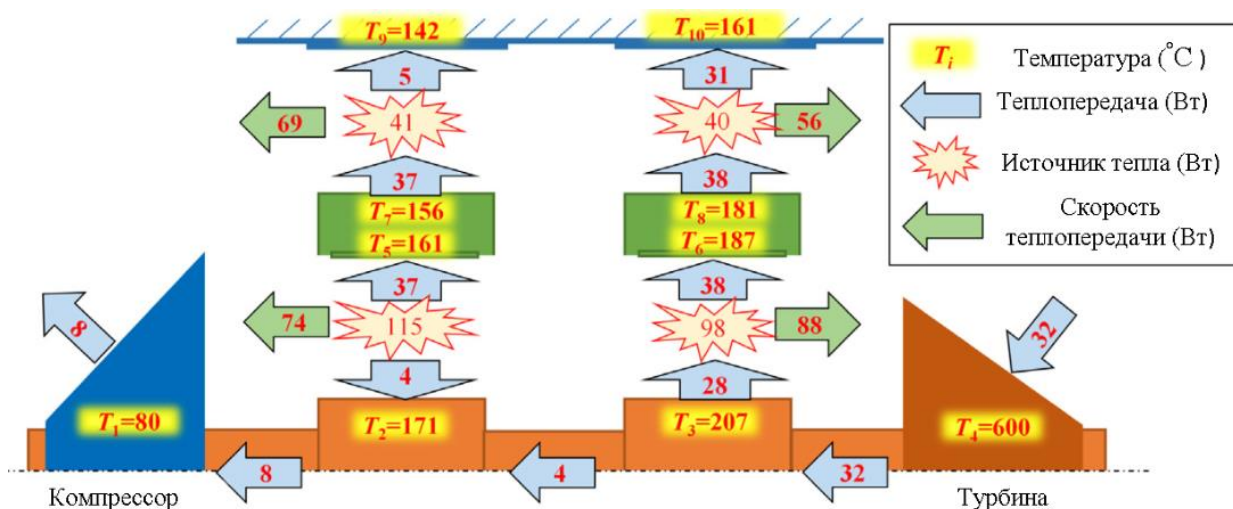


Рисунок 1.17 – Теплопередача в сопряжении «ротор-втулка» при режиме работы 240 000 об/мин [68]

На рисунке 1.18 представлено распределение температуры и вязкости по толщине внутреннего смазочного слоя. Как видно из рисунка в средней части существует неразвитый тепловой пограничный слой, а вязкость резко меняет свое значение по толщине, что может приводить к сбою традиционных двумерных тепловых моделей.

Работы *Aghaali et al.* [69,70] посвящены экспериментальному исследованию, с целью проанализировать различные условия теплопередачи в турбокомпрессоре. Результаты показали, что внутренняя теплопередача от турбины к корпусу подшипника более значительна по сравнению с внешней теплопередачей компрессора и корпуса подшипников. На тепловые потоки от турбины влияли температура газа на входе в корпус турбины, температура масла, тепловой поток охлаждающей жидкости и воздушный поток вокруг корпуса.

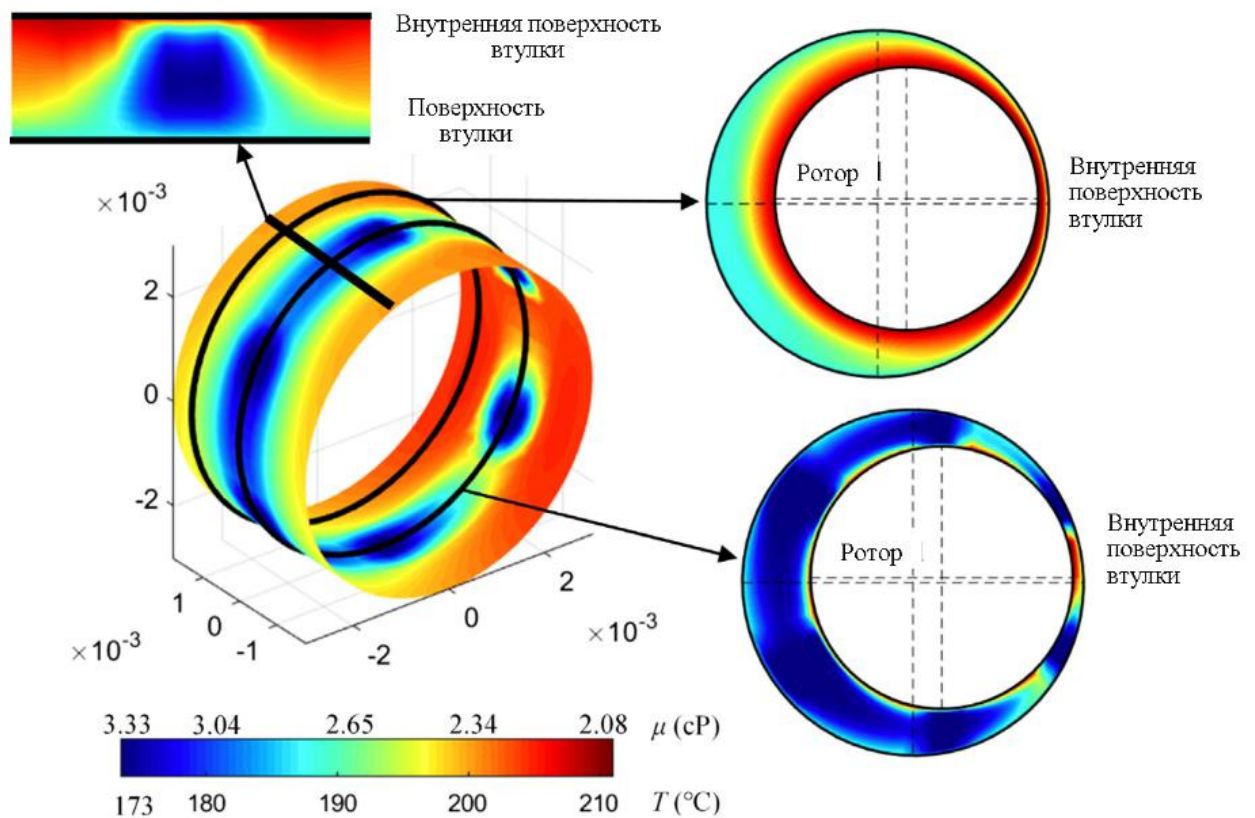


Рисунок 1.18 – Распределение температуры и вязкости по толщине внутреннего смазочного слоя со стороны турбины при режиме работы 240 000 об/мин [68]

В исследовании [71] было выполнено трехмерное моделирование теплопередачи корпуса турбины с конструкцией перепускного клапана. Верификация модели проводилась с помощью измерений термопар и термографическими изображениями (рисунок 1.19). Авторами зафиксировано снижение температуры корпуса турбины на 114 К по мере увеличения скорости воздуха, а максимальное значение температуры турбины возникает на верхней стороне корпуса рядом с перепускным клапаном. Разработанная математическая модель способна прогнозировать влияние тепловых потерь в корпусе турбины на аэродинамические характеристики турбины. Результаты исследования указывают на значительное влияние теплопередачи на производительность турбины при низком расходе газа.

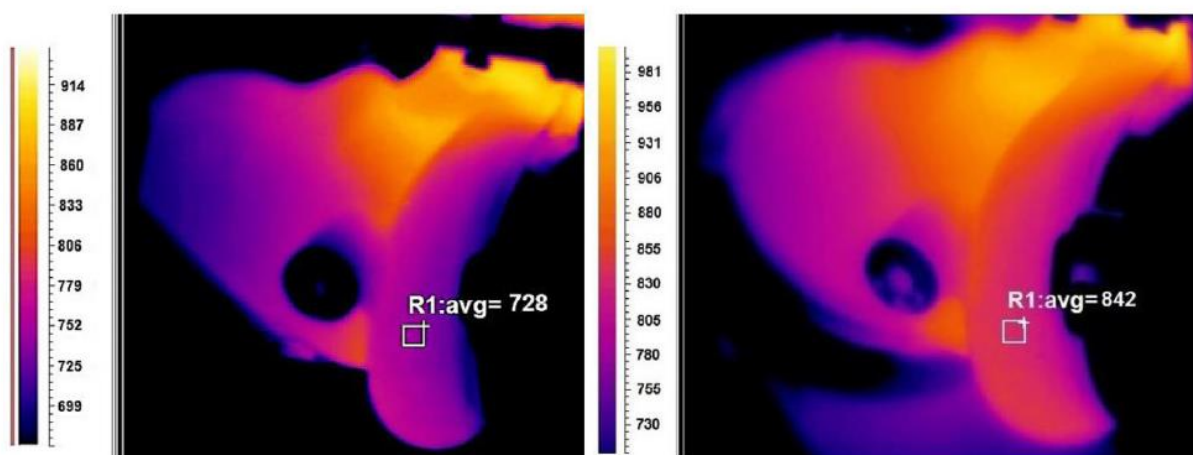


Рисунок 1.19 – Термографическое изображение корпуса турбины при скорости вращения 92000 об / мин и скорости вентиляции 8 м/с (справа), при скорости вращения 92000 об / мин при скорости вентиляции 20 м/с (слева) [71]

В работе [72] разработана расчетная модель сопряженной системы теплообмена корпуса подшипников для исследования влияния теплопередачи при кипении воды на объемную долю паров в жидкости, коэффициенты теплопередачи и температурное поле рубашки охлаждения. Численная модель была создана в ПК STAR CCM+. Результаты расчета теплопередачи при кипении близки к полученным экспериментальным результатам. Соответственно при расчете теплопередачи нельзя игнорировать многофазные модели, чтобы не увеличивать погрешность результатов. На рисунке 1.20 приведены температурные поля в корпусе подшипников ТКР с учетом кипения жидкости и без.

San Andreas et al. [37] представили термогидродинамический расчетный анализ, который моделирует перенос тепловой энергии в полуплавающей подшипниковой системе, и предсказывает поля давлений и температуры во внутренней и внешней пленках, а также определяет рабочие зазоры и эксцентриситеты ротора и втулки. Расчетный алгоритм создавался для предсказания неблагоприятных условий эксплуатации подшипника и должен пройти верификацию в комплексной экспериментальной программе.

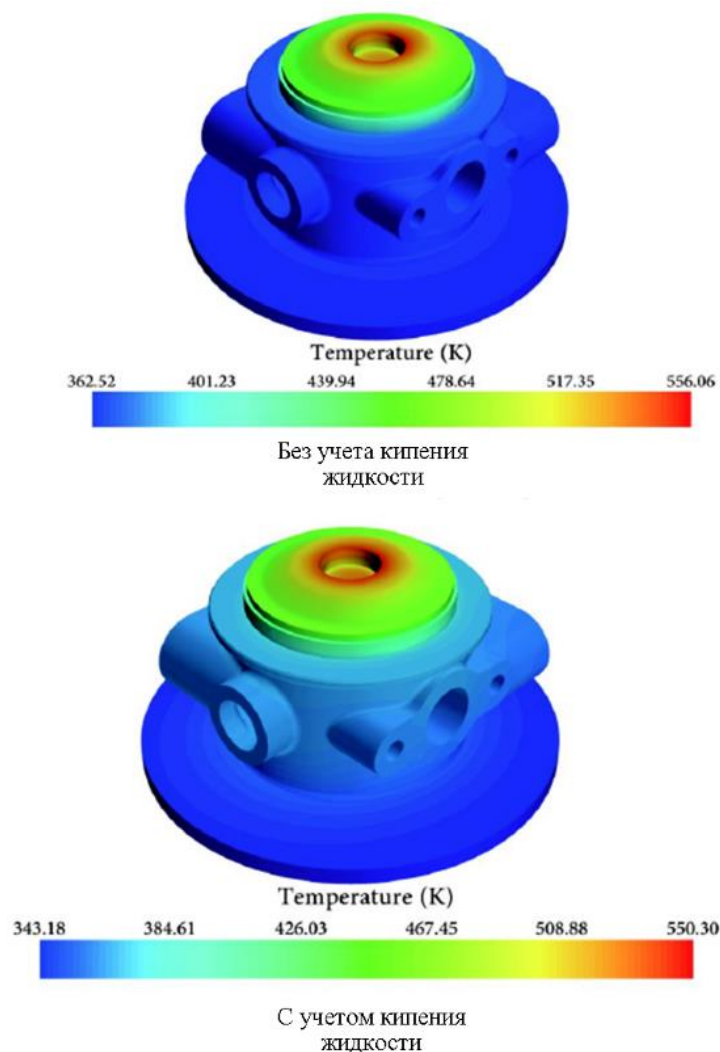


Рисунок 1.20 – Температурные поля в корпусе подшипников ТКР [72]

В статье [73] представлен новый метод для количественной оценки переходных процессов коэффициентов теплопередачи на движущихся поверхностях подшипников качения, основанный на инфракрасной термографии. Данные, полученные в результате экспериментов, используются в качестве входных данных для алгоритма обратной теплопередачи, количественно определяющего коэффициент теплопередачи. Использование переходных температурных полей значительно сокращает время исследования с нескольких часов до нескольких минут. Результаты численного моделирования с помощью обратного алгоритма показывают хорошую корреляцию с экспериментом. Метод способен фиксировать изменение коэффициента теплопередачи при изменении скорости вращения, что было невозможно сделать ранее

существующими методами. На рисунке 1.21 представлены поля температуры и скорости в подшипник качения при вращении вала со скоростью 30 об/мин.

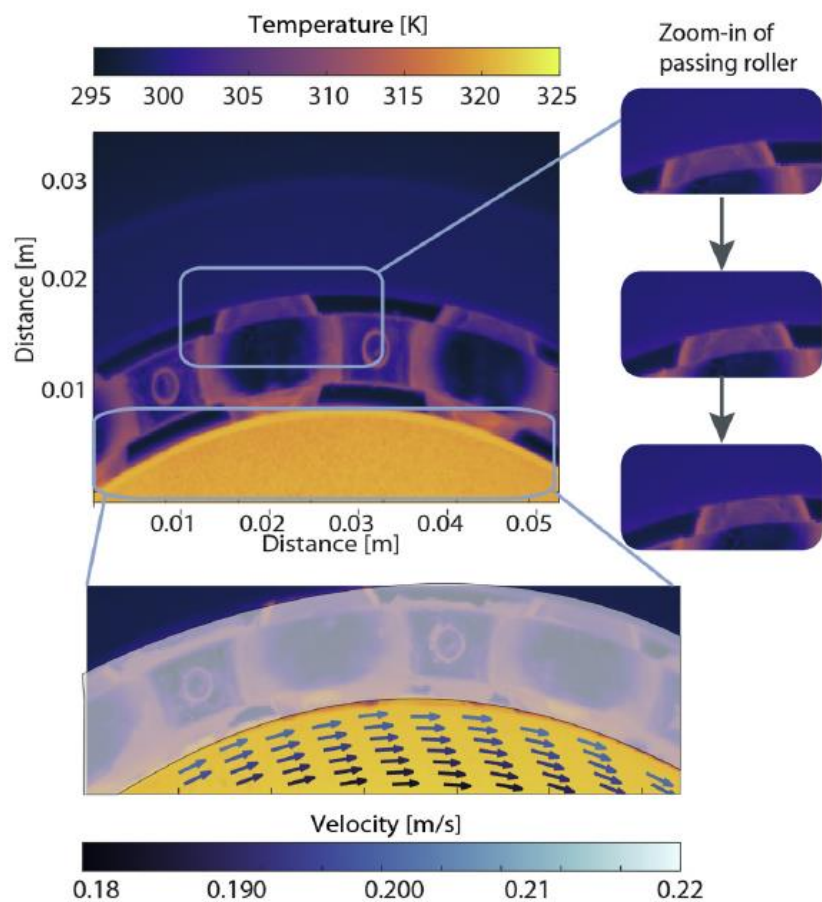


Рисунок 1.21 – Поля скорости и температур в подшипнике качения [73]

Исследователи из Лейбница [74] провели моделирование процесса теплопередачи, происходящие в роторе ТКР. В работе применялись диабатический и двухнаправленный подходы. Анализ процессов теплопередачи ротора (рисунок 1.22) показывает, что они значительно меняются, если принять во внимание влияние трибосопряжений. В подшипнике скольжения со стороны турбины значительное количество тепла отводится от ротора через поток смазочного материала и покидает систему через конвективный теплообмен. Кроме того, тепло подводится к ротору как радиальным подшипником со стороны компрессора, так и упорным подшипником, поскольку диссипация энергии в смазочном материале вызывает соответствующие температурные градиенты.

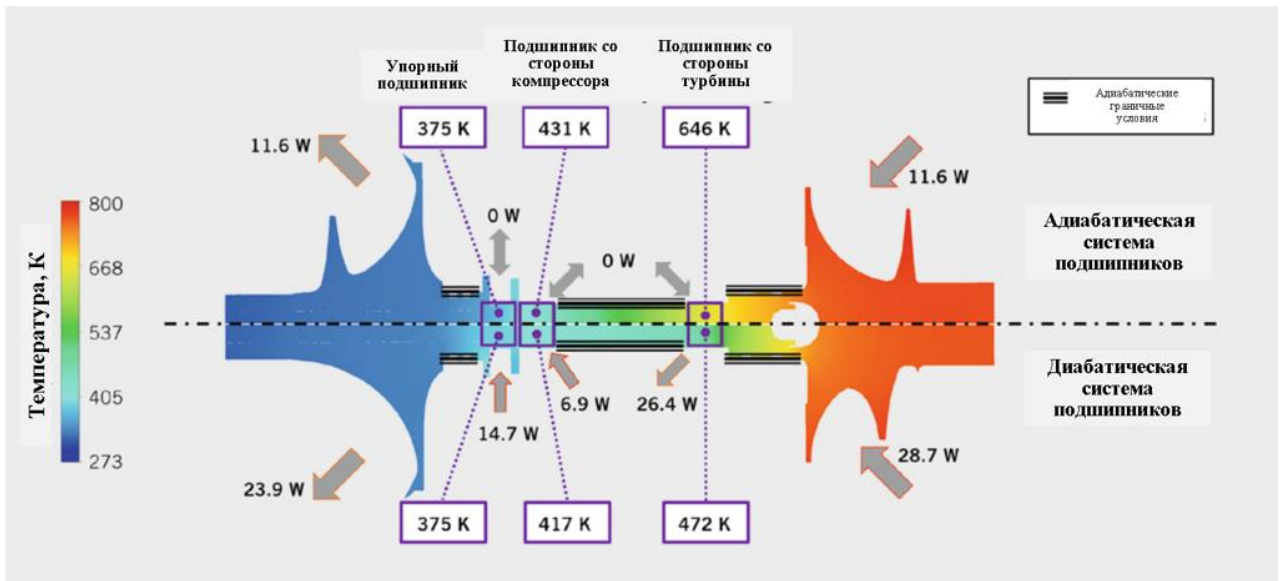


Рисунок 1.22 – Схема процессов теплопередачи в роторе ТКР при адиабатических и диабатических граничных условиях [74]

Суворов и Бердников [75] провели исследование оптимизации формы проточек ротора. Оптимальная форма проточки позволила снизить температуру в исследуемой зоне, а также значительно снизить величины массово-инерционных параметров. Благодаря чему повышается долговечность подшипникового узла, и улучшаются рабочие характеристики ТКР. Температурные поля для разных вариаций геометрии ротора приведены на рисунке 1.23.

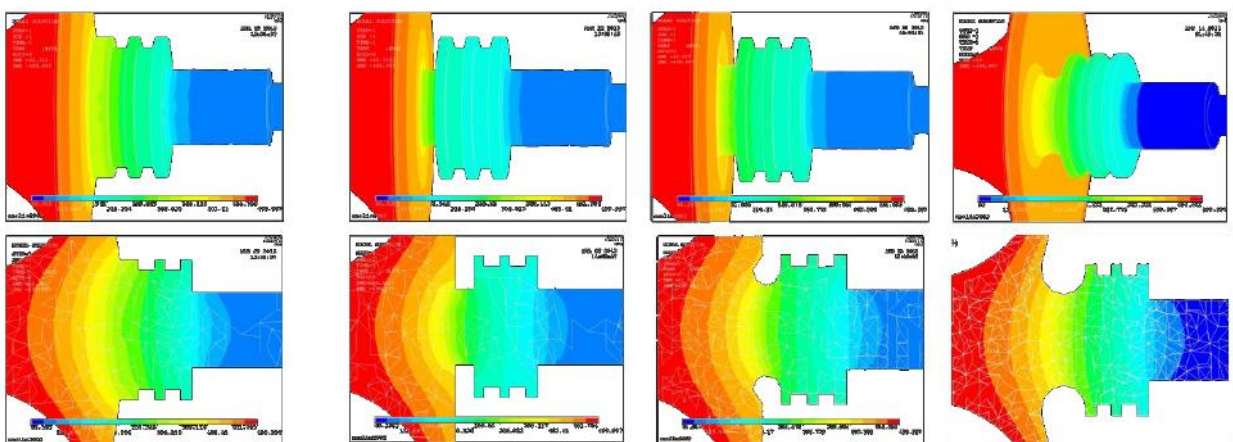
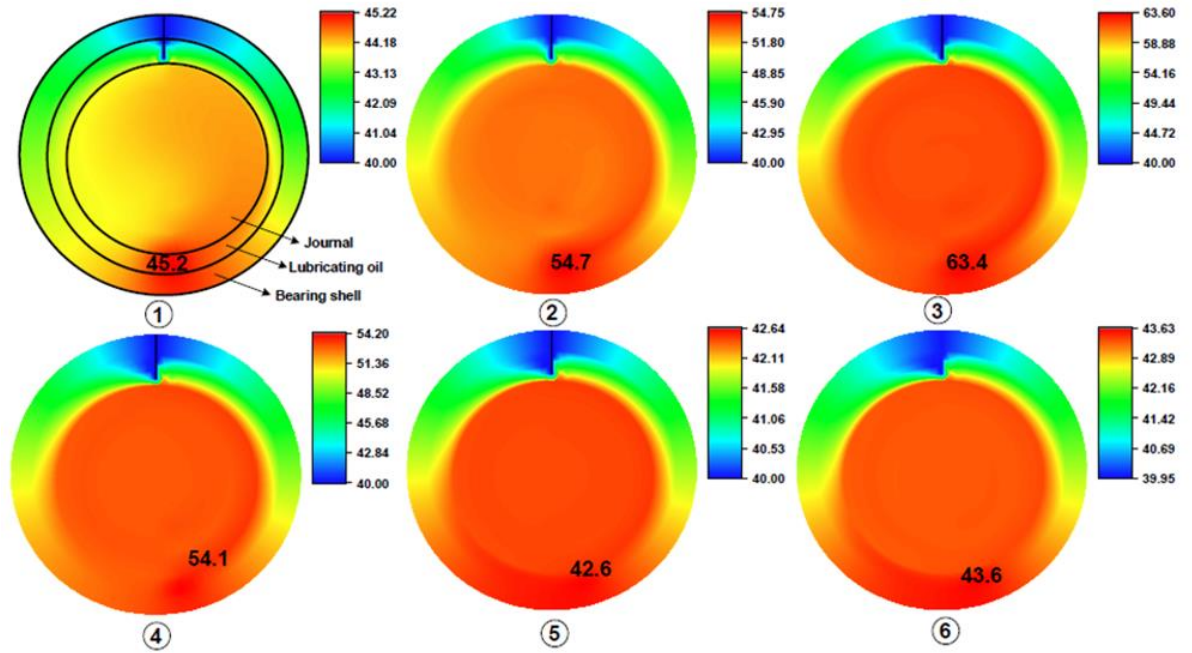


Рисунок 1.23 – Температурные поля разных вариаций геометрии ротора [75]

В работе [76] представлена нестационарная трибодинамическая модель для подшипников скольжения, чтобы выявить взаимное влияние между смешанными термоэластогидродинамическими характеристиками и динамическим поведением цапфы ротора во время пуска. В разработанной модели вкладыш подшипника, масляная пленка и цапфа рассматриваются как теплопроводная система, нестационарная трехмерная тепловая характеристика которой определяется общим уравнением переноса. Созданная модель проверяется путем сравнения численных прогнозов, включающих распределение температуры, максимальной температуры, траекторий движения и времени контакта, с опубликованными результатами других авторов. В работе оценивалось влияние времени разгона и радиального зазора на термоэластогидродинамические характеристики. Результаты показали, что максимальная температура наблюдается до формирования масляного клина и гидродинамического давления. При этом меньший радиальный зазор и меньшая толщина подшипника создает тенденцию к более высоким значениям температур и тепловых деформаций, что приводит к риску повышенного износа или заклинивания во время запуска. На рисунке 1.24 представлены распределение температуры в осевом и радиальном направлении в разные моменты времени разгона.

Радиальное направление



Осевое направление

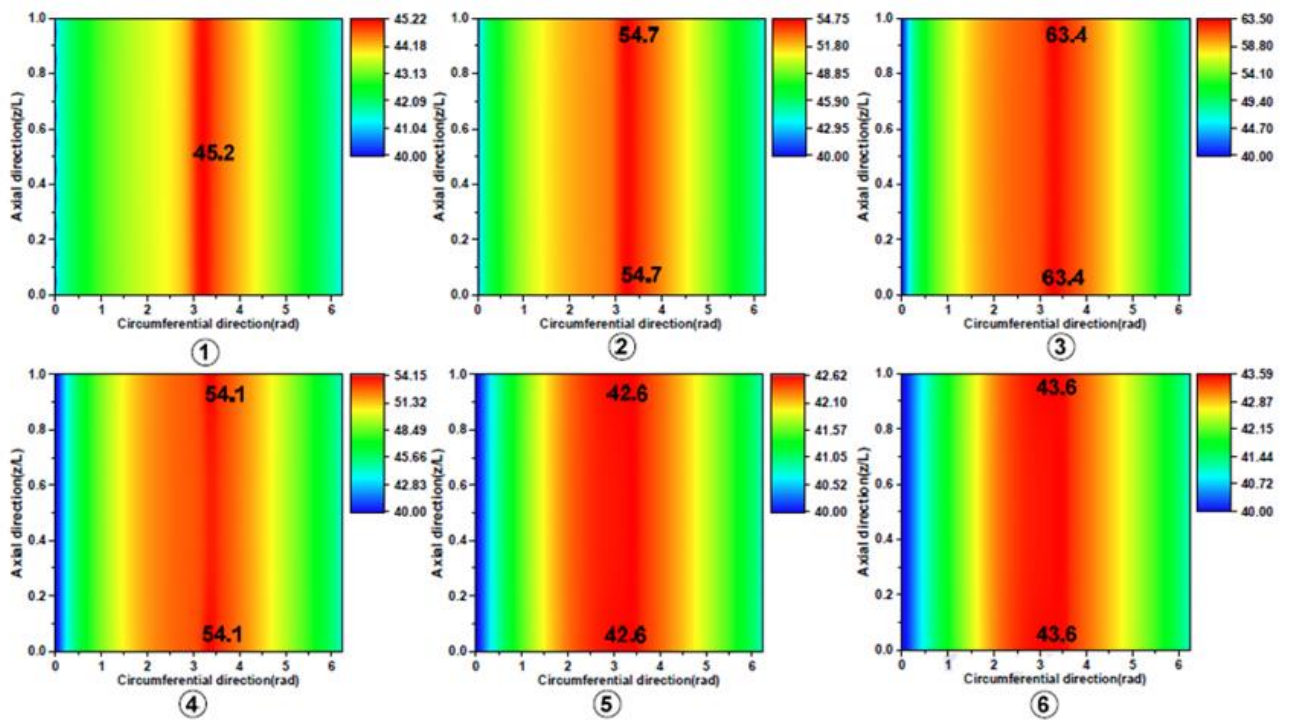


Рисунок 1.24 – Распределение температуры в осевом и радиальном направлении в разные моменты времени разгона [76]:

1 – 1 мс; 2 – 6 мс; 3 – 24 мс; 4 – 44 мс; 5 – 73 мс; 6 – 100 мс

В работе [77] была предложена методика численного моделирования тепловых деформаций самосмазывающихся подшипников ТКР. Результаты показали, что тепловые деформации в радиальном направлении могут достигать 37 мкм со стороны турбины и 7 мкм со стороны компрессора. При этом температура в зоне трения может достигать 937 К если в конструкции не предусмотрена система охлаждения.

Cormerais et al. [78] представили комплекс методов для учета теплопередачи при расчете характеристик турбокомпрессора. Авторы указывают на несостоятельность подхода об адиабатичности компрессора при моделировании, так как экспериментальные данные указывают на большое влияние теплопередачи от турбины к компрессору на характеристики последнего. Разрабатываемая модель должна учесть неустойчивое аэродинамическое поведение и переходные процессы теплопередачи. Верификация будет проводиться с экспериментальными данными, полученными на стенде двигателя.

Исследование [79] посвящено изучению влияния теплового дисбаланса ротора на амплитуды колебания подшипников турбогенератора. Разница температур вызывает термический изгиб ротора (рисунок 1.25), который преобразуется в тепловой дисбаланс. Вибрации ротора формируются из механического и теплового дисбаланса, поэтому увеличение температуры неблагоприятно сказывается на амплитуде колебаний. Снижение начального (механического) дисбаланса позволяет уменьшить вибрацию ротора и разность температур по окружности цапфы, т.к. разница температур по окружности ротора возникает из-за вязкого сдвига в смазочном слое при большой амплитуде колебаний ротора.

В работе [80] исследуется распределение температуры твердотельных элементов макета турбогенератора (рисунок 1.26) в продольно-осевом сечении. Полученные результаты свидетельствуют о допустимых значениях температуры вала, ротора и подшипников скольжения.

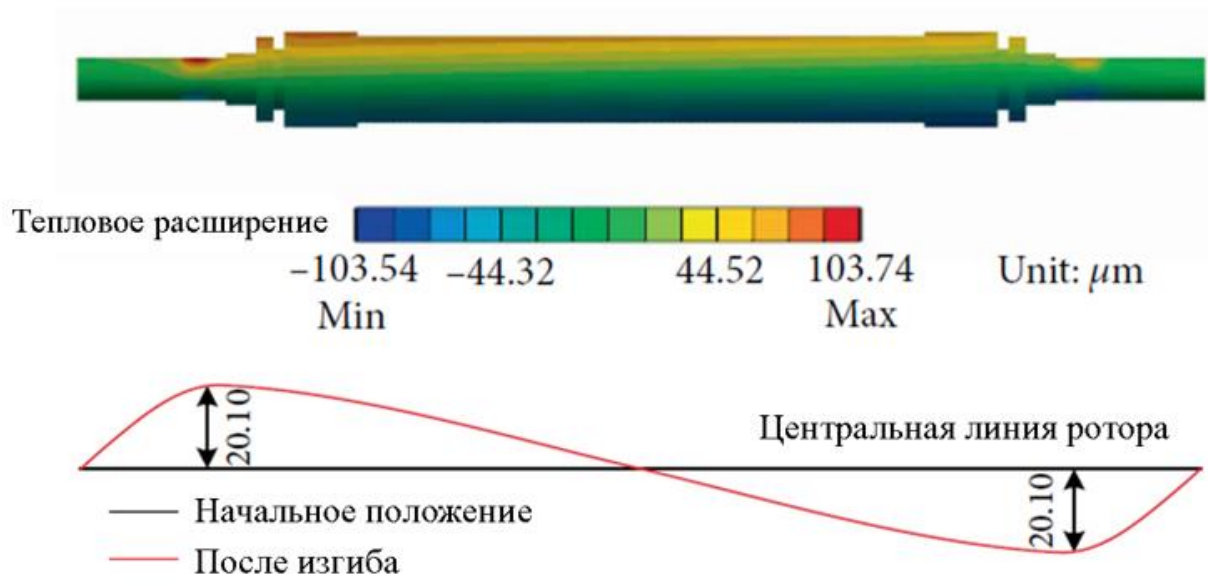


Рисунок 1.25 – Результат расчета термического изгиба ротора турбогенератора [79]

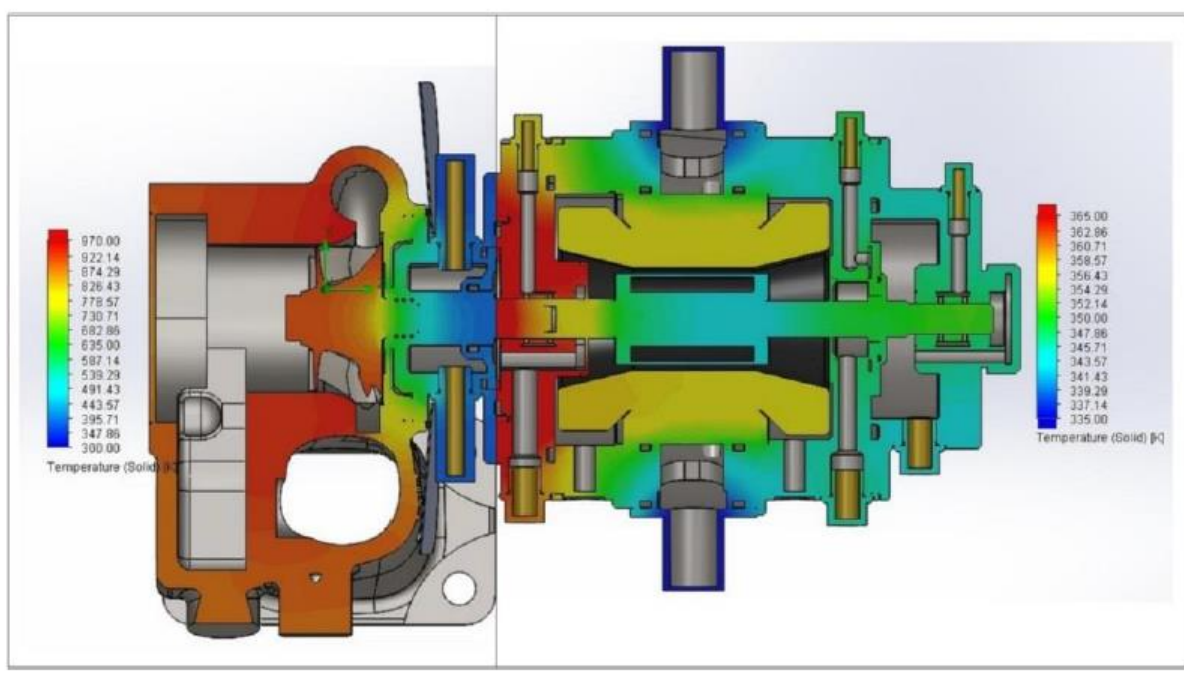


Рисунок 1.26 – Распределение температуры твердых элементов макета турбогенератора [80]

1.5 Цель и задачи исследования

Исходя из проведенного анализа научных исследований, можно сделать вывод, что моделирование тепловых потоков в турбокомпрессоре и его элементах является актуальной задачей. 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 ТКР.

На данный момент не существует комплексной методики расчета подшипников скольжения турбокомпрессора с учетом моделирования реалистичных процессов теплообмена, так как большинство авторов решают частные задачи, многие из которых имеют следующие персональные недостатки:

- упрощенная конструкция объекта моделирования;
- упрощенная модель теплообмена;
- отсутствие влияния теплообмена на работу подшипников скольжения;
- статическая модель расчета подшипника;
- абсолютно жесткие ротор и втулка (упругие деформации не учитываются);
- малый диапазон режимов работы ТКР;
- отсутствие учета тепловых деформаций подшипника и ротора при моделировании гидродинамики;

Из вышесказанных недостатков можно заключить, что проблема расчета подшипников с учетом теплообмена в корпусе ТКР является нерешенной задачей, что требует создание новой комплексной методики расчета подшипников скольжения современных ТКР.

Цель исследования – разработать методику расчета динамики гибкого ротора турбокомпрессора, учитывающую процессы теплообмена в корпусе подшипников и теплодеформированное состояние его элементов, позволяю-

щую 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 тепलोдеформированного состояния элементов подшипникового узла;
2. Создать численную модель в трехмерной постановке для расчета процессов теплообмена в корпусе подшипников ТКР и тепलोдеформированного 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 тепलोдеформированного состояния элементов турбокомпрессора на работоспособность трибосопряжений и динамику ротора.

ГЛАВА 2. МЕТОДИКА ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ ТЕПЛОАГРУЖЕННЫХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Как уже было сказано ранее, моделирование теплопередачи в корпусе турбокомпрессора является комплексной и трудоемкой задачей, которую невозможно качественно решить аналитическим подходом. Поэтому при моделировании подобных явлений следует обратиться к численным методам. В данной работе для моделирования использовались различные модули коммерческого ПК ANSYS, а также разработанного ПО, основанного на многолетнем научном опыте сотрудников кафедры «Автомобильный транспорт» ЮУрГУ.

2.1 Обзор современных численных методов

В настоящее время не одна область промышленности не обходится без вычислительных технологий и специализированного программного обеспечения. Число программ, которые применяются для решения научно-инженерных задач, постоянно увеличивается. Также развивается аппаратное обеспечение вычислительных машин, что увеличивает диапазон и сложность решаемых задач.

Рост технологического прогресса и возрастающие потребности общества спровоцировали необходимость выполнения комплексных задач в максимально сжатые сроки. Эту потребность восполнило использование программных комплексов. Классификация программных комплексов (ПК) формируется из назначения применяемого программного обеспечения (ПО). Можно выделить две наиболее общепринятые группы комплексов: САД-системы (англ. Computer-aided Design) и САЕ-системы (Computer Aided Engineering).

САД-системы являются средством для автоматизированного проектирования. Их основное назначение облегчить создание, изменение, и оптими-

зацию проектов, повысив при этом эффективность выполнения поставленных задач. В машиностроении функции САД-систем подразделяются на двухмерное (2D) и трехмерное (3D) проектирование. Соответственно, к 2D функциям относится создание чертежей, а к 3D получение трехмерных моделей, параметрические расчеты и т.д. К основным примерам САД-систем можно отнести AutoCAD, Solidworks, Компас, Creo и т.д.

САЕ-системы предназначены для автоматизации инженерных расчетов, а также моделирования и анализа различных физических процессов и явлений (например, течение жидкости в трубах, напряжение балки и т.д.). Для проведения инженерного анализа необходима геометрическая модель, которая создается в САД-системах. Часто эти два вида систем используются совместно, дополняя друг друга на этапах проектирования. Поэтому разработчики стремятся объединить их свойства в едином программном обеспечении САД/САЕ-системах, чтобы создать эффективный механизм взаимодействия, интеграции и обмена данными между системами [81].

Подавляющее большинство современных САЕ-систем основано на численных методах решения дифференциальных уравнений:

- Метод конечных разностей (МКР). К достоинствам МКР можно отнести простоту реализации подхода, его высокую эффективность, а также наглядность процесса дискретизации дифференциальных уравнений, позволяющая создавать схемы высокого порядка точности. Но существует и ряд проблем при использовании метода. Задача сильно зависит от структуры сетки и формы ячеек. Следует учитывать, что для одной краевой задачи можно построить несколько вариантов разностных схем, но не все из них будут пригодны для применения. Все эти недостатки накладывают весомые ограничения на применения метода, особенно при сложной геометрии расчетной области. Принцип работы метода заключается в построении сетки на расчётной области, после чего выбирается разностная схема и для каждого узла сетки записывается разностное уравнение (аналог исходного уравнения, но с использованием разностной схемы), затем производится учёт краевых условий

(для краевых условий второго и третьего рода так же строится некоторая разностная схема). Получается система линейных алгебраических уравнений, решая которую в ответе получают приближенные значения решения в узлах. Метод активно применяется в различных областях: в астрофизике, в сейсмологии, в моделировании физического реализма компьютерной графики и спецэффектах и т.д. [82-85]

- Метод конечных элементов (МКЭ). Причиной успеха данного метода в анализе различных физических явлений заключается в большом диапазоне решаемых задач. Метод позволяет «увеличить порядок элементов», чтобы средние значения параметров в ячейках можно было аппроксимировать более точно, что является неоспоримым преимуществом. Стоит заметить, что МКЭ позволяет комбинировать различные виды функций, которые аппроксимируют решение в каждом из элементов. Комбинированные функций просты в обращении, но их трудно или даже невозможно применить в других методах. В МКЭ, как и в МКО, изогнутая и неправильная геометрия САД обрабатывается естественным образом. Из недостатков же можно выделить весьма продвинутой математику в основе метода, что требует профессиональной экспертизы перед реализацией программного решения. А также, что в отличие от МКР и МКО, метод конечных элементов сложно реализовать в симуляциях, зависящих от времени и требующих явные решатели исходя из соображений эффективности. Для решения поставленной задачи МКЭ делит большую систему на более мелкие и простые части, которые называются конечными элементами. Это достигается путем пространственной дискретизации, исходя из пространственных измерений, которая реализуется путем построения сетки объекта: числовой области для решения, имеющей конечное число точек. Постановка краевой задачи методом конечных элементов в конечном итоге приводит к системе алгебраических уравнений. Метод аппроксимирует неизвестную функцию по области. Простые уравнения, моделирующие эти конечные элементы, затем собираются в более крупную систему уравнений, которая моделирует задачу целиком. Метод

нашел применение в различных видах структурного анализа, теплообмена, электромагнетизма, мультифизики, CFD [85, 86]

- Метод конечных объемов (МКО). Этот метод был наиболее успешным в решении проблем потока жидкости и наиболее подходит для CFD задач. Сильная сторона метода конечных объемов заключается в оценке потока только на границах ячеек. Это относится и к нелинейным задачам. Соответственно, МКО более мощный метод для надежной обработки (нелинейных) законов сохранения. В основе метода лежит разбиение области на непересекающиеся контрольные объемы (элементы), узловые точки, в которых ищется решение. Узловые точки находятся в центрах контрольных объемов. Так же, как и для метода конечных разностей, для каждого элемента составляется уравнение, получается система линейных уравнений. Решая ее — находим значения искомых переменных в узловых точках. Для отдельного элемента уравнение получается путем интегрирования исходного дифференциального уравнения по элементу и аппроксимации интегралов. Локальная точность метода может быть увеличена путем уточнения сетки вокруг интересующей локальной области, как и в МКЭ. Но функции, которые задействованы в аппроксимации решения при использовании метода, не могут легко выполняться из более высокого порядка точности. Это основной недостаток метода конечных объемов по сравнению с методами конечных элементов и конечных разностей. [82, 85]. Основные достоинства и недостатки современных численных методов представлены в таблице 2.1.

Из наиболее известных CAE-комплексов, позволяющих решать инженерные и проектировочные задачи различной сложности, можно выделить: ABAQUS, NASTRAN, COMSOL Multiphysics, NUMECA, ANSYS, LS-DYNA, SABRE-EHL, PLAXIS, MIDAS, OpenFOAM, STAR-CD и т.д. Российскими аналогами набирающими популярность являются Логос, который применяется для моделирования мультифизических процессов в машиностроении и ядерной энергетике, и CAE Fidesys , используемый в области прочностных расчетов.

Таблица 2.1. Достоинства и недостатки современных численных методов

Метод конечных разностей	Метод конечных элементов	Метод конечных объемов
Достоинства		
Простота реализации	Возможность исследовать тела (конструкции), составленные из нескольких материалов	Сохранение основных величин по всей области: энергии системы, массы, тепловых потоков и т.д.
Наглядность процесса дискретизации уравнений	Легкость использования для задач со сложной геометрией	Легкость использования для задач со сложной геометрией
	Можно повысить точность решения, если уточнить сетку в интересующей локальной области	Можно повысить точность решения, если уточнить сетку в интересующей локальной области
	Возможность комбинировать различные виды функций	
Недостатки		
Эффективность сильно зависит от параметров ячеек	Сложно реализуем в симуляциях, зависящих от времени и требующих явные решатели	Функции для оценки решения не могут легко выполняться из более высокого порядка точности
Почти невозможно применить при сложной геометрии	В основе метода лежит продвинутая математика	

Резюмируя вышесказанное, следует заметить, что современные научно-технические задачи во многом являются междисциплинарными и требуют соответствующего уровня знаний в различных областях. Использование ПК значительно облегчает решение этих задач, но у каждого численного метода, лежащего в основе программного продукта, существуют свои достоинства и недостатки. Поэтому исследователь должен учитывать особенности методов, чтобы наиболее эффективно их применять и отвечать современным требованиям машиностроения.

2.2 Проблематика использования численных методов

Независимо от применяемого ПК и условий задачи, современный алгоритм любого численного моделирования включает в себя следующие шаги:

- Создание трехмерной модели;
- Построение пространственной сеточной модели;
- Выбор физических моделей и задание граничных условий;
- Определение настроек решателя (выбор численных схем и настроек сходимости);
- Решение;
- Результат.

Если создание трехмерной модели в CAD-системах обычно не вызывает трудностей, то построение качественной сеточной модели является камнем преткновения при решении многих задач. Качественная сетка зачастую является одним из ключевых факторов получения достоверных и адекватных результатов. Не смотря на заметный прогресс автоматических алгоритмов построения сетки, которые не требуют высокой квалификации пользователя и его глубокой вовлеченности в процесс создания, исследователь должен обладать пониманием специфики задачи и протекающих в ней процессов. К тому же, неправильный выбор сетки для конкретной задачи может привести к снижению точности, проблемам сходимости (или вовсе ее отсутствию), возникновению неустойчивостей и разрушению численного решения [81]. Перед созданием сеточной модели всегда следует учитывать физику явления, сложность геометрии, требуемый объем вычислительных ресурсов и т.д.

Уровень исполнения сеточной модели определяется многочисленными критериями качества. Из них можно выделить:

- **Skewness** (Скошенность). Критерий определяет насколько близка к идеальной форме (равносторонняя или равноугольной) грань или ячейка. Диапазон значений Skewness варьируется от 0 до 1, где значения критерия для квадрата или равностороннего треугольника будет эквивалентно 0, а у

объемной фигуры, имеющей все вершины в одной плоскости, значение будет близко к 1 [81, 87, 88],

- **Aspect Ratio** (Соотношение сторон). Отношение между наибольшим и наименьшим размером элемента. Большие соотношения сторон увеличивают неточность конечно-элементного представления и отрицательно сказываются на сходимости конечно-элементных решений. Наилучшее значение Aspect Ratio – 1, но оно не всегда возможно, поэтому значение критерия поддерживается в диапазоне от 1 до 5 [89-91].

- **Orthogonal Quality** (Ортогональное качество). Понятие ортогональности указывает насколько углы между гранями соседних элементов близки к оптимальному углу (в зависимости от соответствующей топологии). Этот критерий наиболее важен для CFD моделирования. Ортогональность варьируется от 0 до 1, где 0 – наихудшее значение, а 1 – наилучшее [81, 87, 90, 91].

При решении задач гидродинамики процесс построения осложняется необходимостью создания пограничных призматических слоев. Градиенты скорости и температуры, перпендикулярные стенке, зачастую намного больше, чем градиенты параллельные стенке. Для получения достоверных результатов моделирования этих градиентов и применяются пограничные слои. На рисунке 2.1 представлено наглядное сравнение градиентов температуры в прогнозируемом течении с граничными слоями и без них.

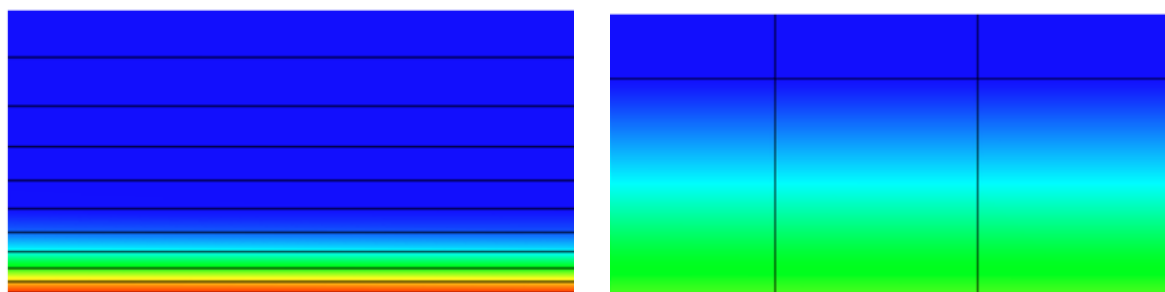


Рисунок 2.1 – Сравнение градиентов температуры в прогнозируемом течении (слева-направо): граничные призматические слои присутствуют; граничные призматические слои отсутствуют

Так же стоит учитывать неоднородную структуру пограничного слоя (рисунок 2.2). В вязком (ламинарном) подслое, исходя из названия, преобладает вязкий эффект, поэтому значение числа Рейнольдса в данном подслое мало, но при этом его нельзя назвать полностью ламинарным. В вязком подслое происходит флуктуация скорости, вызванные турбулентностью над вязким подслоем. Буферный подслой является переходной зоной между вязким подслоем и логарифмическим, где преобладает развитая турбулентность. Внешний подслой разделяет пограничный слой и ядро потока.

Разрешение пограничного слоя вблизи стенки обеспечивает точное представление его профиля, что позволяет точно прогнозировать касательное напряжение стенки, поверхностное давление, влияние неблагоприятных градиентов давления и сил [92].

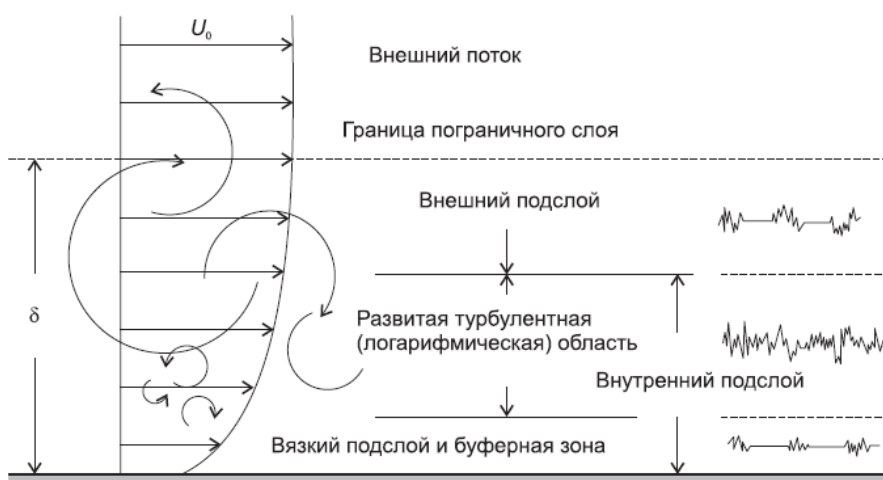


Рисунок 2.2 – Структура пограничного слоя [81]

Моделирование физических явлений в турбокомпрессоре осложняется сложной геометрией элементов, что вызывает трудности при создании расчетной сетки. В случае с ТКР инженер-расчетчик сталкивается со сложной геометрией лопаток, при которой весьма проблематично построить даже удовлетворительную гексаэдральную сеточную модель. Не смотря на то, что существует специальные модули для решения подобных задач (например,

ANSYS Turbogrid), они являются трудно применимыми из-за высоких требований к уровню знаний инженера в области проектирования лопаточных машин. На рисунке 2.3 представлено сравнение сеточных моделей при автоматическом построении и при построении в специальном модуле.

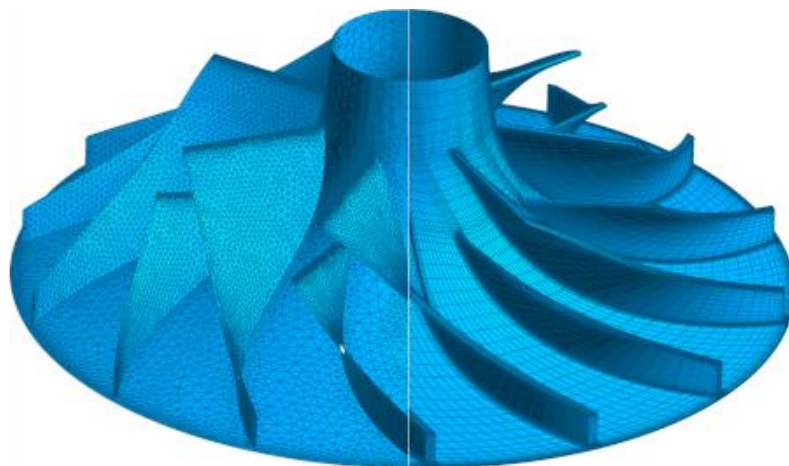


Рисунок 2.3 – Сравнение сеточных моделей при автоматическом построении и при построении в специализированном модуле

Моделирование гидродинамики подшипников скольжения с помощью МКО и МКЭ осложняется маленькой толщиной смазочного слоя (1-100 мкм). Небольшая толщина смазочного слоя вызывает трудности при построении сетки, ее призматических слоев, топологической ориентации, а также правильном сопряжении ячеек с ячейками более крупных элементов. Данные факторы требуют неординарного подхода уже на стадии создания сеточной модели. На рисунке 2.4 приведена конечно-элементная модель смазочной системы турбокомпрессора, из которой можно наглядно увидеть соразмерность ячеек смазочного слоя подшипника с ячейками других элементов смазочной системы.

Таким образом, создание качественной сетки является комплексной задачей, требующей определенных профессиональных навыков и компетенций, так как необходимо создать модель, учитывающую физическую специфику

задачи, удовлетворяющую критериям качества, а также соответствующую располагаемым временным и вычислительным ресурсам.

В данной работе для решения сопряженной задачи теплообмена в корпусе подшипников ТКР использовался ПК ANSYS. Для моделирования гидродинамических и газодинамических процессов использовался ANSYS Fluent, для моделирования процессов теплопередачи и теплодеформированного состояния – ANSYS Mechanical.

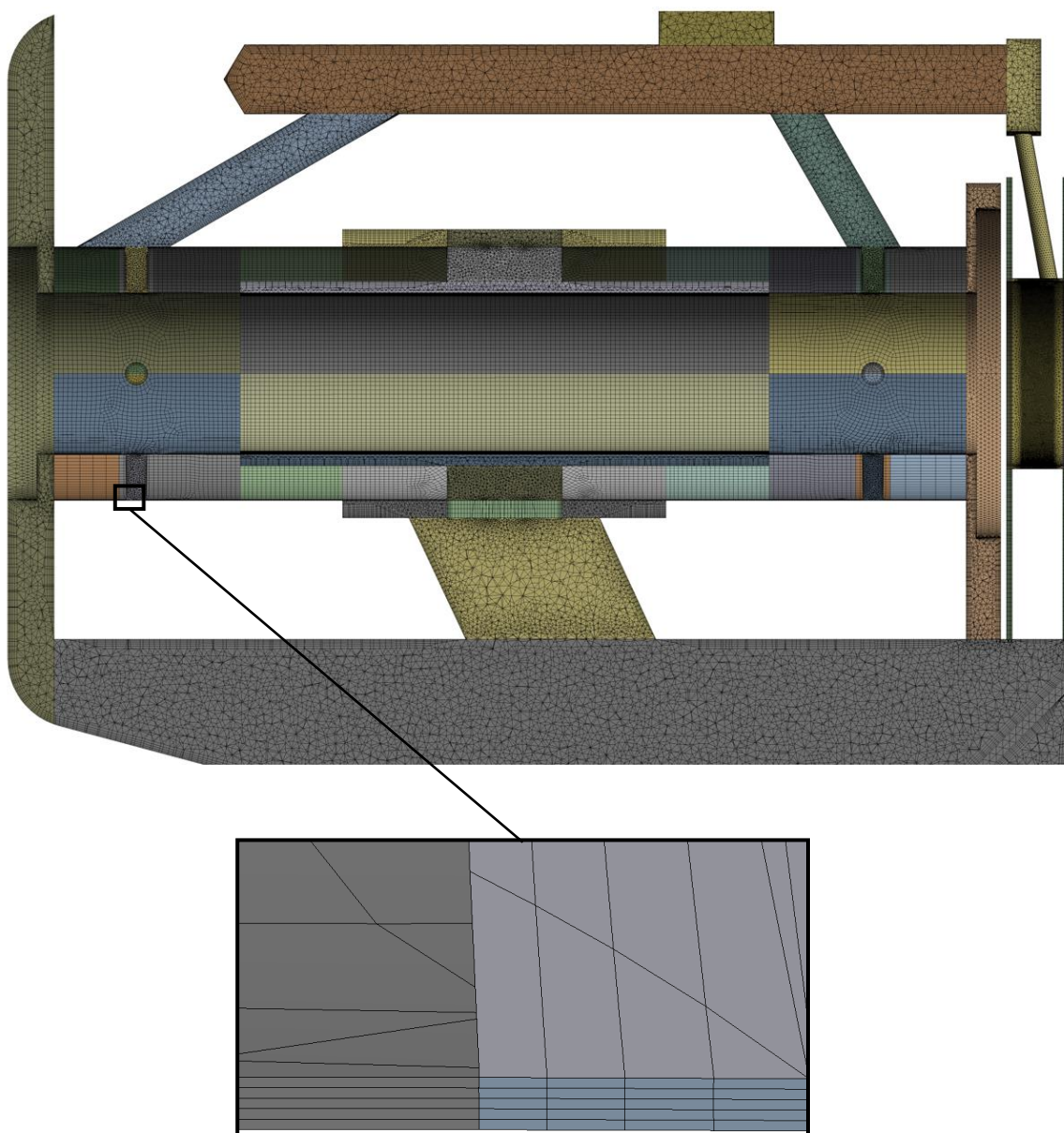


Рисунок 2.4 – Соразмерность ячеек смазочного слоя подшипника с ячейками других элементов смазочной системы

2.3 Методика моделирования процессов теплообмена в корпусе подшипников турбокомпрессора

ANSYS Fluent использует МКО для решения уравнения частных производных, определяющих сохранение массы и импульса. Для сжимаемых течений или потоков с протекающим процессом теплопередачи, решается дополнительное уравнение сохранения энергии.

Уравнение сохранения массы или уравнение неразрывности можно записать следующим образом:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m$$

где S_m представляет собой массу, добавленную в сплошную фазу из диспергированной второй фазы.

Уравнение представляет собой общую форму уравнения сохранения массы и справедливо, как для несжимаемых, так и для сжимаемых потоков.

Сохранение импульса в инерциальной системе отсчета описывается выражением [93]

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F}$$

где p – статическое давление, $\bar{\tau}$ – тензор напряжений, $\rho \vec{g} + \vec{F}$ гравитационная объемная сила и внешние объемные силы.

Закон сохранения энергии в общем виде можно представить следующим образом [81, 94]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV + \oint_A \rho \phi U dA = \oint_A \Gamma_\phi \nabla \phi dA + \int_V S_\phi dV$$

где V – объем ячейки; A – поверхность ячейки; U – скорость ; $\phi = 1$ для закона сохранения массы, $\phi = U_i$ для закона сохранения момента импульса в i -м направлении ; $\phi = h$ для закона сохранения энергии. В левой части уравнения стоят члены, описывающие нестационарность и конвективный перенос, в правой находятся члены, описывающие диффузию и источники.

В начале, необходимо смоделировать течение потока в корпусах рабочих колес ТКР для определения температурных нагрузок, которые будут передаваться на корпус подшипников. Данный шаг можно исключить, если знать среднюю температуру выхлопных газов в корпусе турбины, а также имеется эмпирическая зависимость изменения температуры сжимаемого воздуха в компрессоре при изменении режима работы.

Как указывалось ранее, геометрия рабочих колес является весьма сложной для построений качественной сетки, что вынуждает использовать большое количество элементов в расчетной модели. Это является осложняющим фактором при ограниченности вычислительных ресурсов, поэтому тетраэдрическая сетка была конвертирована в полиэдрическую, что позволило уменьшить в 2 раза количество ячеек и значительно сократить время расчета. Среднее значение ортогональности было в пределах 0.74–0.76. Ячейки с критерием качества ниже рекомендуемого (0.01) отсутствовали. На рисунке 2.5 представлено сравнение сеточных моделей с разным типом ячеек.

Для моделирования течения необходимы следующие данные: входное и выходное давление в корпусе турбины/компрессора, входная и выходная температура в корпусе турбины/компрессора, скоростной режим работы ТКР физические параметры рабочего тела.

Независимо от вида топлива большую долю выхлопных газов составляет азот (74-78%) [95]. В качестве рабочего вещества турбины были выбраны выхлопные газы при давлении 1 атм., где массовые доли веществ распределены следующим образом: $N_2 = 76 \%$, $CO_2 = 13 \%$, $H_2O = 11 \%$ [96]. Рабочим веществом компрессора является сухой воздух при давлении 1 атм. Физические свойства выхлопных газов и сухого воздуха представлены в таблицах 2.2 и 2.3.

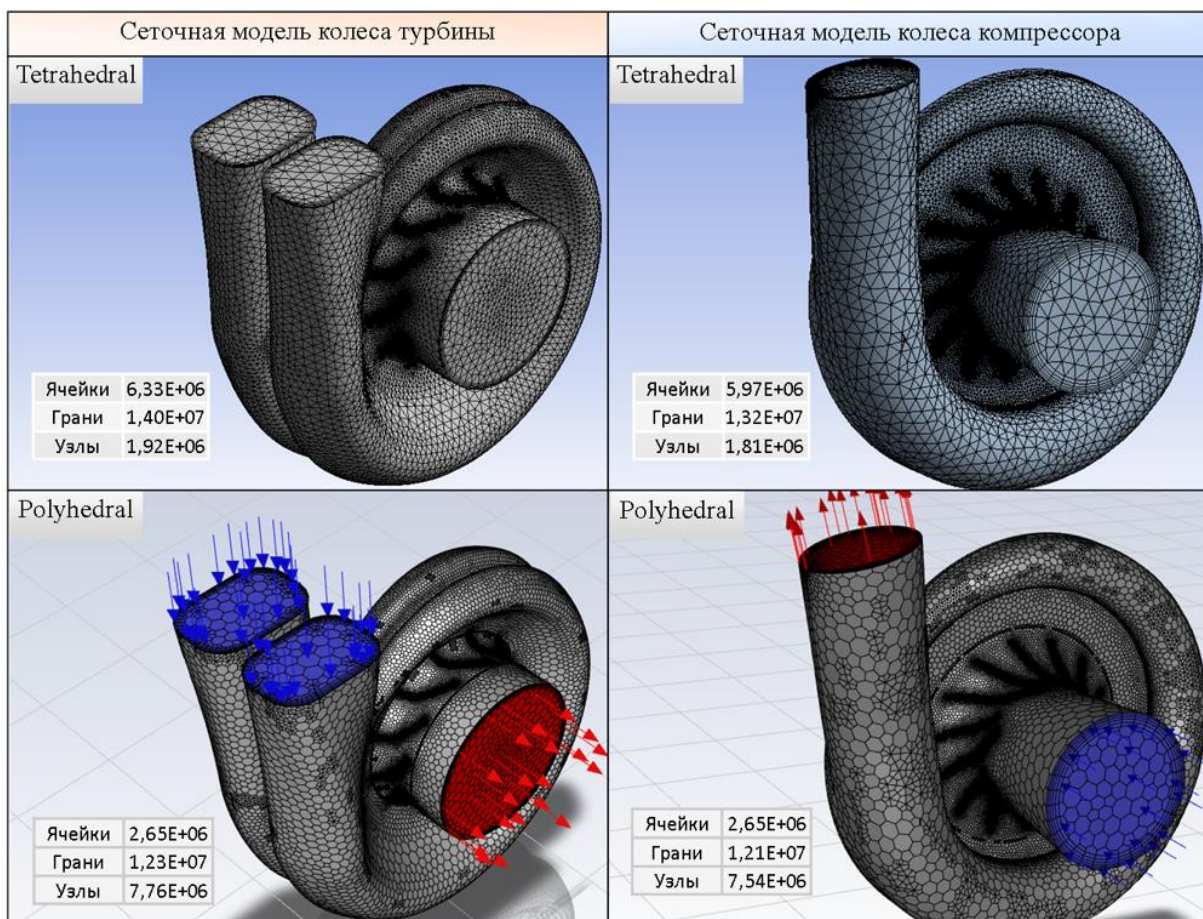


Рисунок 2.5 – Сравнение сеточных моделей с разным типом ячеек

Таблица 2.2. Физические свойства выхлопных газов [96]

T , К	ρ , кг/м ³	C_p , Дж/(кг·К)	λ , Вт/(м·К)	μ , Па·с
273	1.295	1042	0.0228	1.58E-05
373	0.950	1068	0.0313	2.04E-05
473	0.748	1097	0.0401	2.45E-05
573	0.617	1122	0.0484	2.82E-05
673	0.525	1151	0.057	3.17E-05
773	0.457	1185	0.0656	3.48E-05
873	0.405	1214	0.0742	3.79E-05
973	0.363	1239	0.0827	4.07E-05

Таблица 2.3. Физические свойства сухого воздуха [96]

T, K	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\mu, \text{Па}\cdot\text{с}$
273	1.293	1005	0.0244	1.72E-05
373	0.946	1009	0.0321	2.19E-05
473	0.746	1026	0.0393	2.60E-05
573	0.615	1047	0.046	2.97E-05
673	0.524	1068	0.0521	3.30E-05
773	0.456	1093	0.0574	3.62E-05
873	0.404	1114	0.0622	3.91E-05
973	0.362	1135	0.0671	4.18E-05

При расчете применялось уравнение энергии для описания переменного температурного поля, и применялась полуэмпирическая модель турбулентности k - ω SST. Модель качественно предсказывает пристеночные отрывные течения и не имеет сильной зависимости от внешних условий для удельной скорости диссипации ω [97]. Турбулентные параметры задавались через интенсивность турбулентности и гидравлический диаметр. Для *Pressure-based* решателя использовался алгоритм *Coupled*, где в качестве способа оценки градиентов применялся метод *Green-Gauss Node Based*.

Результатом моделирования газодинамики рабочих колес стали определенные поля давлений, температур и скоростей. В дальнейшем температурные поля импортируются в модуль *Steady-State Thermal* для проведения связанного теплового расчета.

Моделирование процесса теплопередачи основано на численном решении начально-краевой задачи для уравнения теплопроводности [81, 94]:

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

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 [94]:

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

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

Для каждой детали сборки выбираются материалы и указываются значения теплопроводности. Теплообмен между корпусом ТКР и окружающим воздухом учитывался с помощью имеющихся значений коэффициента теплопередачи для статичного воздуха в библиотеке ANSYS. Зависимость коэффициента теплообмена между корпусом ТКР и внешним воздухом представлена на рисунке 2.6. Для определения коэффициента теплопередачи смазочного материала разработана расчетная модель смазочной системы. Теплообмен между двигателем и корпусом турбокомпрессора не учитывался.

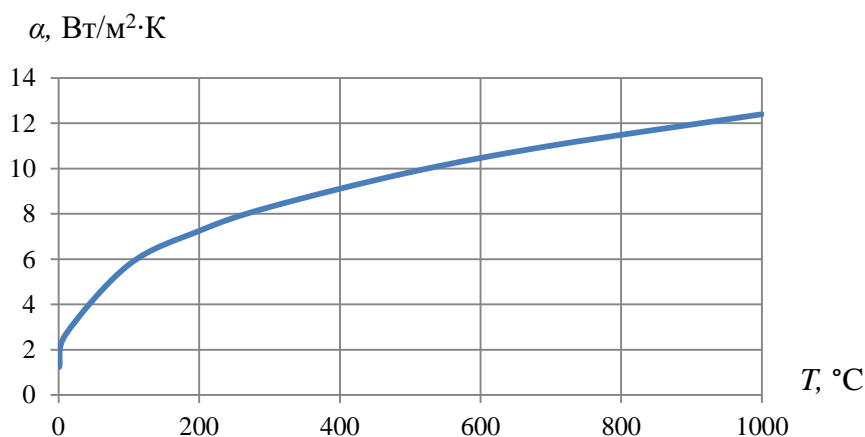


Рисунок 2.6 – Функция конвективного теплообмена между корпусом ТКР и внешним воздухом

Начальная температура деталей эквивалентна 25 °С. В качестве граничных условий для расчета гидродинамики масляной системы выступали температуры поверхностей контрольных узлов. Плотность теплового потока задавалась с двух сторон основных источников тепла: корпуса турбины и компрессора. Входное давление было эквивалентно 400 кПа, а выходное – 101 кПа. Температура масла на входе составляла 90 °С, а на выходе – 110 °С.

Результатом расчета являются значения коэффициентов теплообмена на разных режимах работы для каждого узла смазочной системы.

После приложения коэффициентов теплообмена к теплонагруженной модели ТКР рассчитываются тепловые поля в корпусе подшипников ТКР, после чего эти данные используются для расчета динамики упруго ротора, тепलोдеформированного состояния элементов подшипникового узла. Алгоритм моделирования приведен на рисунке 2.7.

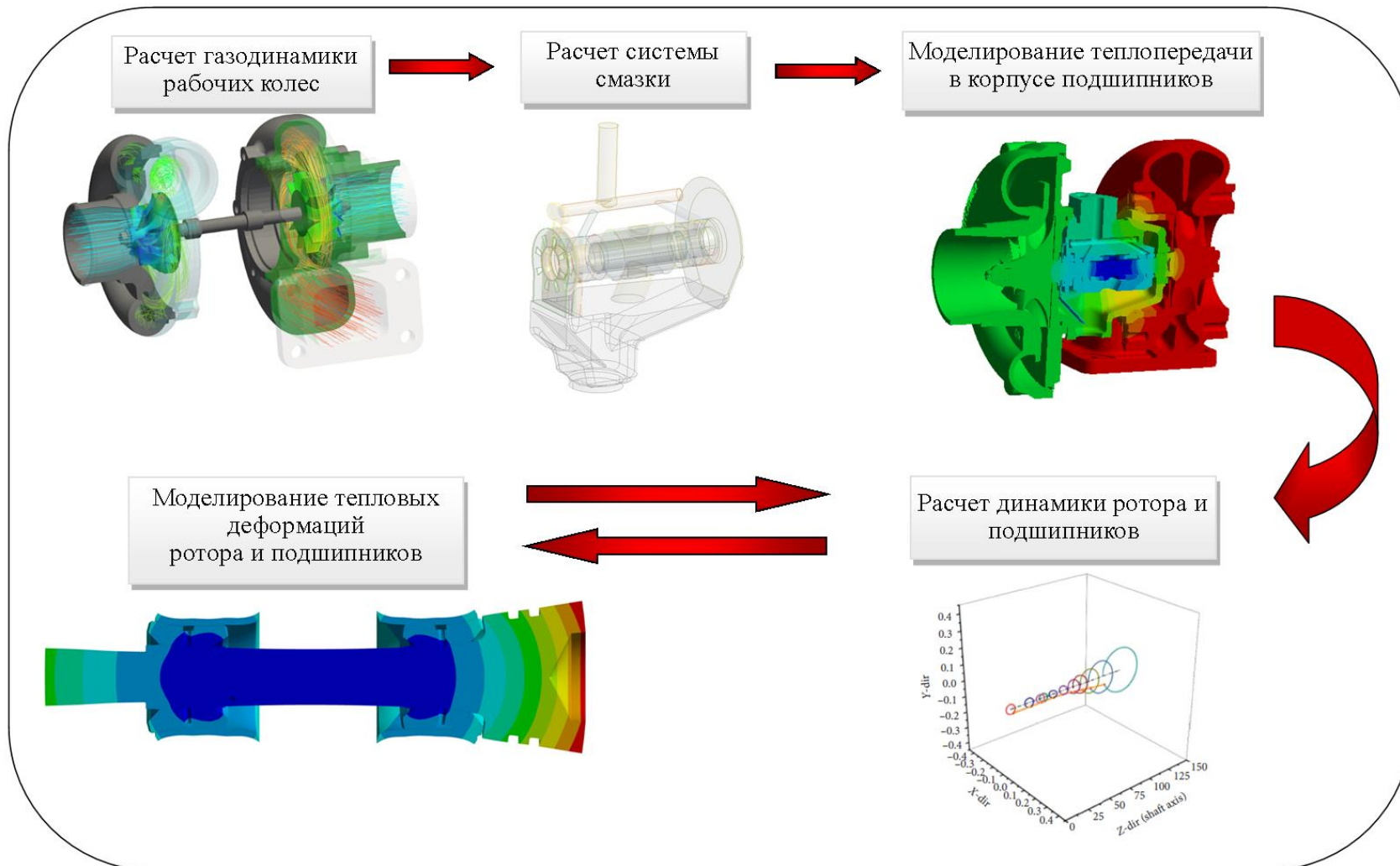


Рисунок 2.7 – Алгоритм моделирования

2.4 Алгоритм расчета динамики подшипников и упругого ротора турбокомпрессора

Одна из главных проблем решения большинства задач динамики заключается в определении жесткости опор конструкции. Задачи роторной динамики не является исключением. Абсолютно жесткая заделка дает менее точные и физически корректные результаты, чем упругая опора. Проведение модального, гармонического и переходного анализов зачастую ограничены определением характеристик жесткости подшипников, так как последние зависят от множества динамически изменяемых параметров: входного давления, толщины смазочного слоя, температуры, скорости вращения, физических свойств смазочного материала и т.д. Решение роторной динамики с помощью МКО и МКЭ является ресурсоемкими и сложно реализуемыми, так как сопряженные динамические задачи требуют огромных вычислительных ресурсов и солидного уровня знаний исследователя, а без сопряженного подхода приходится вводить большое количество допущений, что сказывается на точности полученных результатов. Применение МКР в таких задачах является наиболее оптимальным вариантом.

В работе использовался алгоритм расчета динамики гибкого асимметричного ротора на многослойных подшипниках скольжения, разработанный на кафедре «Автомобильный транспорт» ЮУрГУ и представленный в работах [98-100].

Методика расчета динамики гибкого асимметричного ротора на многослойных подшипниках скольжения основана на прямых методах интегрирования системы уравнений движения подвижных элементов подшипников и ротора. Уравнения движения содержат силы, связанные с наличием в системе «ротор - подшипники» смазочных слоев с нелинейными характеристиками. К факторам, учитываемым при моделировании колебаний ротора на подшипниках с плавающей вращающейся втулкой (содержащей два смазочных

слюя), относятся гироскопические и инерционные силы, а также кинематические возбуждения, вызванные колебаниями основания роторной машины.

Динамика ротора рассматривается как движение цапфы на многослойных подшипниках в зависимости от действующих сил и начальных условий. Стабильность движения каждого подвижного элемента является необходимым условием работоспособности системы в целом. Как правило, система устойчива, если она отклоняется от положения равновесия на сколь угодно малую величину при любом достаточно малом изменении нагрузки. Эффективность различных конструкций подшипников с промежуточными элементами оценивают путем расчета траекторий, по которым перемещается геометрический центр цапфы и втулок под действием нагрузок, расчета характеристик устойчивости и комплекса гидромеханических характеристик.

Динамическая модель ротора турбокомпрессора с асимметричными колесами, опирающегося на два подшипника с плавающими втулками, представлена на рисунке 2.8. Ротор представлен пятью массами, соединенных между собой гибкими безмассовыми стержнями.

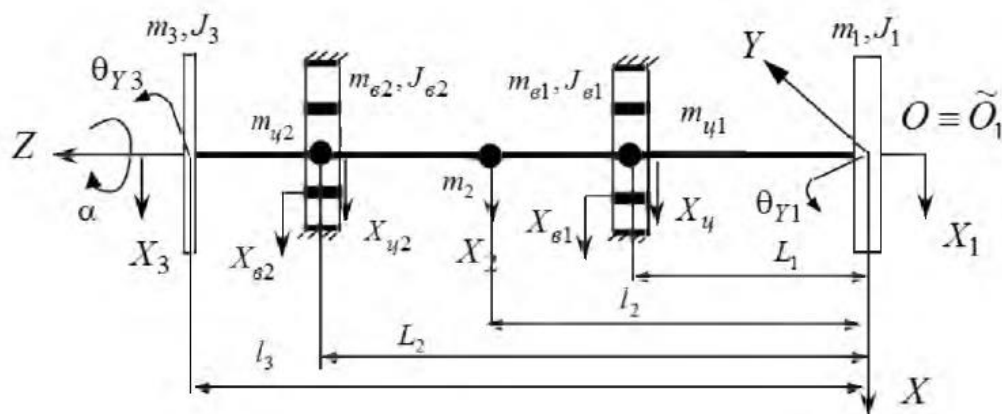


Рисунок 2.8 – Динамическая модель гибкого ротора

Точечные массы $m_{ц1}, m_{ц2}$ имитируют цапфы ротора, а массы m_{B1}, m_{B2} - плавающие втулки с полярными моментами инерции J_{B1}, J_{B2} . Участок ротора между опорами скольжения имитируется точечной массой m_2 . Колеса турбины и компрессора, расположенных несимметрично относительно гид-

родинамических опор скольжения, моделируются дисками с полярными J_1 , J_3 и экваториальными $J_{\vartheta 1}$, $J_{\vartheta 3}$ моментами инерции, а также массами m_1, m_3 . Массы дисков расположены в центре масс колес, а массы $m_{ц1}, m_{ц2}, m_2$ сосредоточены в средних сечениях подшипников и пролета вала между подшипниками. Расстояние $l_i, i = 2, 3, L_i, i = 1, 2$ до центра масс первого диска определяет положение масс. Стоит учесть, что характеристики жесткости ротора ступенчато изменяются по его длине.

Цапфы, втулки и корпус подшипников разделены тонкими слоями смазки. Смещение шеек и колец ротора не учитывается. Через геометрические центры корпусов подшипников проведена ось OZ . Начало координат O находится в геометрическом центре диска \tilde{O}_1 , который имитирует турбинное колесо при условии наличия недеформированного ротора. Поскольку углы изгиба ротора малы, будем считать, что геометрический центр дисков и масса остаются в движении в соответствующих плоскостях, перпендикулярных оси OZ .

Движение гибкого ротора представлено как суперпозиция движений жесткого ротора в пределах зазора подшипника и упругого перемещения относительно жесткого ротора (рисунок 2.9). Упругие перемещения ротора вокруг оси, проходящей через центры цапф, обозначены символом « \sim ».

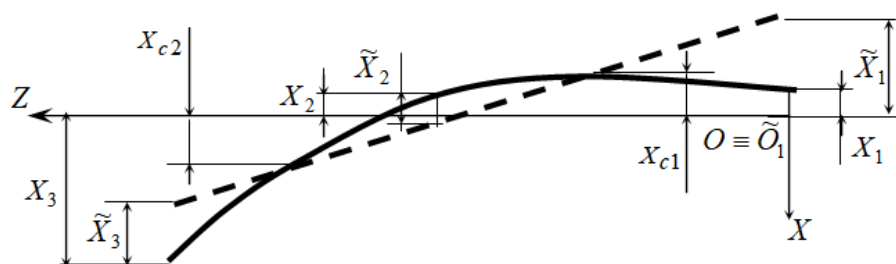


Рисунок 2.9 – Деформированный ротор в плоскости OXZ :

----- – ось центров цапф ротора; ————— – деформированный вал

Относительные линейные \tilde{X}_i, \tilde{Y}_i и угловые $\tilde{\theta}_{Xi}, \tilde{\theta}_{Yi}$ перемещения i – го элемента связаны с соответствующими абсолютными перемещениями равенствами:

$$\begin{aligned}\tilde{Y}_i &= Y_i - \frac{Y_{ц2}(l_i - L_1) - Y_{ц1}(l_i - L_2)}{l}; \\ \tilde{X}_i &= X_i - \frac{X_{ц2}(l_i - L_1) - X_{ц1}(l_i - L_2)}{l}; \\ \tilde{\theta}_{Xi} &= \theta_{Xi} - \frac{Y_{ц2} - Y_{ц1}}{l}; \\ \tilde{\theta}_{Yi} &= \theta_{Yi} - \frac{X_{ц2} - X_{ц1}}{l}; \\ & i=1 \dots 3\end{aligned}\tag{1}$$

Дифференциальные уравнения движения элементов ротора получим в форме уравнений Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_n} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_n} = Q_n,\tag{2}$$

где K представляет собой кинетическую энергию в инерциальной системе координат; $\{q_n\}$ – обобщенные координаты элемента ротора; скорости и силы элемента ротора; $\{\dot{q}_n\}$ – скорости элементов ротора; $\{Q_n\}$ – силы элементов ротора $n = 1 \dots 4$ – для дисков, $n = 1, 2$ – для точечных масс.

Для определения напряженного состояния вала использовалась гипотеза плоских сечений. Положения точек вала задавалось положением точек на его оси и углом поворота вала. Для этого необходимо определить положения всех точек вала положением точек его оси и углом поворота вала. Деформации в месте геометрического центра диска и точечных масс от действия сил определяются следующим образом:

$$\begin{aligned}\tilde{X}_{ij} &= a_{ij}P_{Xj} + b_{ij}M_{Yj}; \\ \tilde{Y}_{ij} &= a_{ij}P_{Yj} + b_{ij}M_{Xj}; i = 1, 2, 3, j = 1, 2, 3; \\ \tilde{\theta}_{Xij} &= \varphi_{ij}P_{Yj} + \gamma_{ij}M_{Xj}; \\ \tilde{\theta}_{Yij} &= \varphi_{ij}P_{Xj} + \gamma_{ij}M_{Yj}; i = 1, 3, j = 1, 3;\end{aligned}\tag{3}$$

где M_{Xj}, M_{Yj} – моменты пар сил, с которыми i -ый диск воздействует на вал; P_{Xj}, P_{Yj} – силы с которыми i -ый диск действует на вал; a_{ij}, b_{ij} – коэффициен-

ты влияния приложенных статические единичных сил и моментов (линейных перемещений); $\varphi_{ij}, \gamma_{ij}$ – коэффициенты влияния приложенных статически единичных сил и моментов (угловых перемещений).

В матричной форме уравнения движения всех дисков и точечных масс представлены как

$$[A] \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \\ \ddot{\theta}_X \\ \ddot{\theta}_Y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \phi_X \\ \phi_Y \\ \Lambda_X \\ \Lambda_Y \end{Bmatrix} \quad (4)$$

где A – матрица масс и коэффициентов влияния; $\ddot{X}, \ddot{Y}, \ddot{\theta}_X, \ddot{\theta}_Y$ – векторы-столбцы обобщенных перемещений; $\phi_X, \phi_Y, \Lambda_X, \Lambda_Y$ – векторы-столбцы элементов, учитывающих силы, моменты пар сил и гироскопический момент.

Реакции смазочных слоев (внутреннего и внешнего) любого из двух подшипников связаны с гидродинамическими давлениями следующим образом:

$$R_x = -r \iint_{\Omega_A} p \cos \varphi d\varphi dz;$$

$$R_y = -r \iint_{\Omega_A} p \sin \varphi d\varphi dz.$$

где $p(\varphi, z)$ – поле гидродинамических давлений в смазочном слое; φ, z – окружная и осевая координаты смазочного слоя; r – радиус подшипника; Ω_A – активная область смазочного слоя.

Поле гидродинамического давления $p(\varphi, z)$ в смазочном слое подшипника путем находится путем интегрирования уравнение Рейнольдса, которое принимает следующий вид:

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{h^3}{12\mu_3} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\mu_3} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\omega}{2} \frac{\partial h}{\partial \varphi} + \frac{\partial h}{\partial t}, \quad (5)$$

при граничных условиях:

$$p(\varphi, z, t) = p(\varphi + 2\pi, z);$$

$$p(\varphi, z, t = \pm B/2) = p_a; \quad p(\varphi, z, t) \geq 0.$$

где p_a – атмосферное давление, μ_0 – динамическая вязкость смазки, соответствующая расчетной температуре смазочного слоя; r – радиус подшипника; h – толщина смазочного слоя; ω – относительная скорость вращения шипа; t – время; B – ширина подшипника.

На основе экспериментальных исследований различных моторных масел предложена реологическая модель вязкости масла, в которой вязкость является степенной функцией температуры, давления и скорости сдвига смазочного слоя. Также был предложен метод определения второй ньютоновской вязкости с использованием современного трибологического оборудования.

Использование многосеточного метода численного решения уравнения Рейнольдса позволяет, задавая граничные условия для давлений с точностью до шага сетки, учитывать подвижные и стационарные источники смазки различной формы, выполненные на трении поверхности корпуса и втулок.

Метод Рунге-Кутты используется для интегрирования системы уравнений движения элементов ротора. Интеграция с переменным шагом по времени автоматически выбирается с помощью поправки Мерсона.

Система уравнений движения гибкого асимметричного ротора на основе многослойных подшипников скольжения представлена в [21]. Анализ траекторий каждого элемента трибосистемы, полученных прямым численным интегрированием уравнений движения, является наиболее точным методом оценки работоспособности подшипников с промежуточными элементами. При произвольных начальных значениях координат и скоростей центров подвижных элементов нельзя предвидеть, по каким траекториям они движутся, а потому нельзя указать количество временных шагов, достаточное для анализа этих движений. Разработанный алгоритм интегрирования уравнений движения содержит конкретную процедуру автоматического определения конца пути нахождения. В соответствии с этой процедурой отдельные повороты траектории должны быть помещены внутрь замкнутой прямоугольной области.

Температуры смазочных слоев корректировались с помощью уравнения теплового баланса на каждом шаге расчета траекторного движения цапфы [98].

Тепловые процессы, происходящие в подшипниках с жидкостной смазкой, рассматривают на основе решения общего уравнения энергии для тонкой вязкой несжимаемой жидкости, разделяющей две движущиеся поверхности трения. Данное уравнение учитывает как конвективный теплоперенос за движения смазочного материала, так и теплоперенос за счет теплопроводности. В результате распределение температуры в смазочном слое описывается следующим уравнением:

$$\rho c_0 \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_0 \left(V_x \frac{\partial T}{\partial x} + V_y \frac{\partial T}{\partial y} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \lambda_0 \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = D \quad (6)$$

где ρ – плотность смазки; c_0 и λ_0 – удельная теплоемкость и теплопроводность смазки, которые обычно принимаются постоянными; $T(x, y, z, t)$ – температура в точке с координатами x, y, z ; V_x, V_y, V_z – компоненты вектора скорости элементарного объема смазки, расположенного между двумя поверхностями трения; D – диссипативная функция, определяемая следующим приближенным выражением:

$$D \approx \mu I_2 \quad (7)$$

где I_2 второй инвариант скорости сдвига.

Устойчивость движения является важным фактором для большинства высокоскоростных вращающихся механизмов, и динамические коэффициенты жесткости k_{ji} и демпфирования c_{ji} имеют большое значение при анализе динамики и устойчивости вращающихся динамических систем. Расчету данных коэффициентов посвящено множество как экспериментальных, так и теоретических исследований [101-103].

Программа расчета гибкого ротора была модифицирована таким образом, чтобы получить значения коэффициентов и использовать их для создания граничного условия (ГУ) подшипника в ANSYS Mechanical при модели-

ровании теплодеформированного состояния подшипникового узла, а также различных видов динамического анализа. В ПК ANSYS подшипник представляет собой двумерный упругий элемент, используемый для ограничения относительного движения и вращения вращающейся части машин. Схема многослойного подшипника представлена на рисунке 2.10.

Коэффициенты жесткости и демпфирования рассчитываются следующим образом:

$$k_{xx} = \Delta F_x / \Delta x; \quad k_{yx} = \Delta F_y / \Delta x;$$

$$k_{xy} = \Delta F_x / \Delta y; \quad k_{yy} = \Delta F_y / \Delta y.$$

$$c_{xx} = \Delta F_x / \Delta \dot{x}; \quad c_{yx} = \Delta F_y / \Delta \dot{x};$$

$$c_{xy} = \Delta F_x / \Delta \dot{y}; \quad c_{yy} = \Delta F_y / \Delta \dot{y}.$$

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 .

Результатом решения задачи динамики являются траектории движения центров масс, а также комплекс гидромеханических характеристик подшипников скольжения. В качестве гидромеханических характеристик рассматривались следующие параметры: амплитуда колебаний центра масс каждого из пяти элементов ротора; минимальная толщина каждого смазочного слоя в подшипнике; максимальное гидродинамическое давление в каждом смазочном слое; потери мощности на трение в каждом подшипнике; тепловое состояние узла трения; положение оси ротора в пространстве зазора для каждого временного шага.

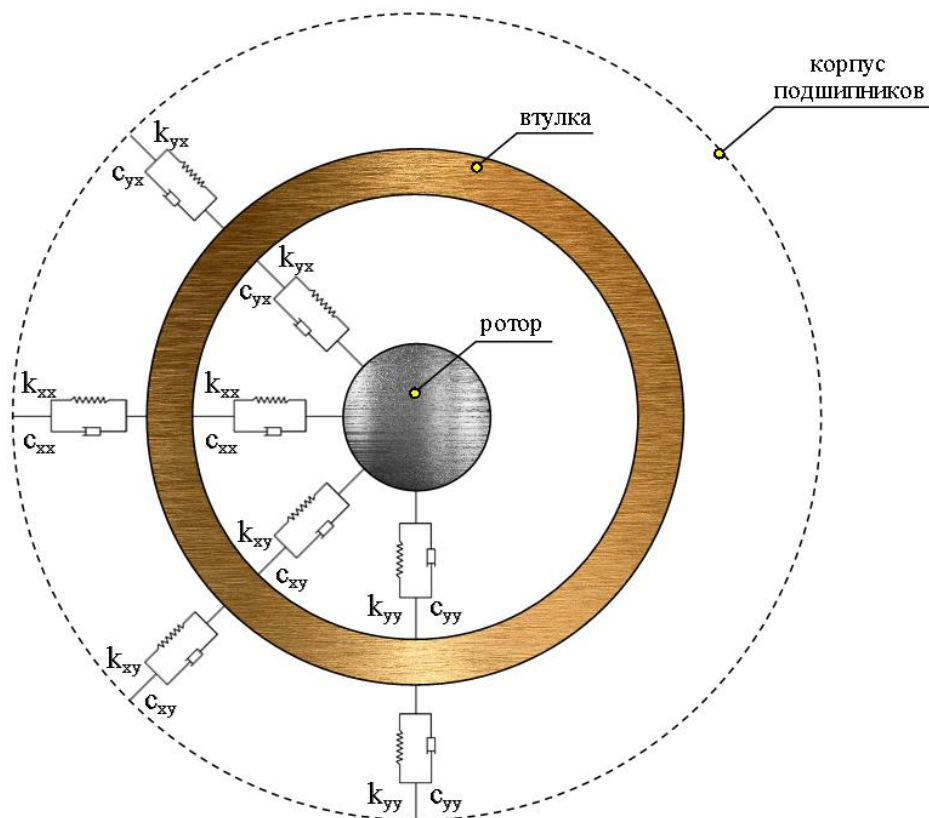


Рисунок 2.10 – Схема многослойного подшипника в ANSYS Mechanical

2.5 Моделирования тепलोдеформированного подшипникового узла турбокомпрессора

Деформирование деталей подшипникового узла ТКР происходит под воздействием сил давления, центробежных сил и разности температур. Малые радиальные нагрузки со стороны ротора, твердость материалов пар трения позволяет пренебречь механическими деформациями в большинстве случаев [67.]. Температурные деформации элементов подшипникового узла могут приводить к значительным изменениям величин зазоров в подшипниках при увеличении температуры, что может оказывать значительное влияние на работу подшипников скольжения [104-107].

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.

При моделировании задавалось ГУ подшипника (рисунок 2.10). Элементы подшипникового узла были зафиксированы от перемещений в осевом направлении.

Материалом втулки является бронза БрОС10-10, материалами ротора являются легированные стали 40Х и 38ХМ. Механические свойства материалов представлены в таблице 2.5 [108-110].

Таблица 2.5. Механические свойства материалов втулки и ротора

Материал	Температура T , °С	Коэффициент теплового расширения α^{se} , $10^{-6} \cdot \text{C}^{-1}$	Модуль упругости E , ГПа	Коэффициент Пуассона
Сталь 40Х	20	-	214	0.3
	100	11.9	211	
	200	12.5	206	
	300	13.2	203	
	400	13.8	185	
	500	14.1	176	
	600	14.4	164	
	700	14.6	143	
Сталь 38ХМ	20	-	209	0.274
	100	12.7		
	200	13.1		
	300	13.5		
	400	13.8		
	500	14.2		
	600	14.6		
Бронза БрОС10-10	-	18.2	110	0.35

В результате была сформулирована и разработана комплексная методика расчета динамики гибкого ротора, учитывающей процессы теплообмена и теплодеформированное состояние элементов ТКР.

ГЛАВА 3. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В КОРПУСЕ ПОДШИПНИКОВ ТУРБОКОМПРЕССОРА

3.1 Исследование турбокомпрессора с моноопорой скольжения

Объектом исследования являлся ТКР 100 производства АО «ТУРБОКОМПЛЕКТ» (рисунок 3.1). Диаметр рабочего колеса турбины составляет 96.5 мм, диаметр рабочего колеса компрессора – 102 мм, диаметр цапфы ротора – 14 мм, внутренний диаметральный зазор – 30 мкм, внешний диаметральный зазор – 70 мкм, рабочая частота вращения ротора – 95 000 мин.

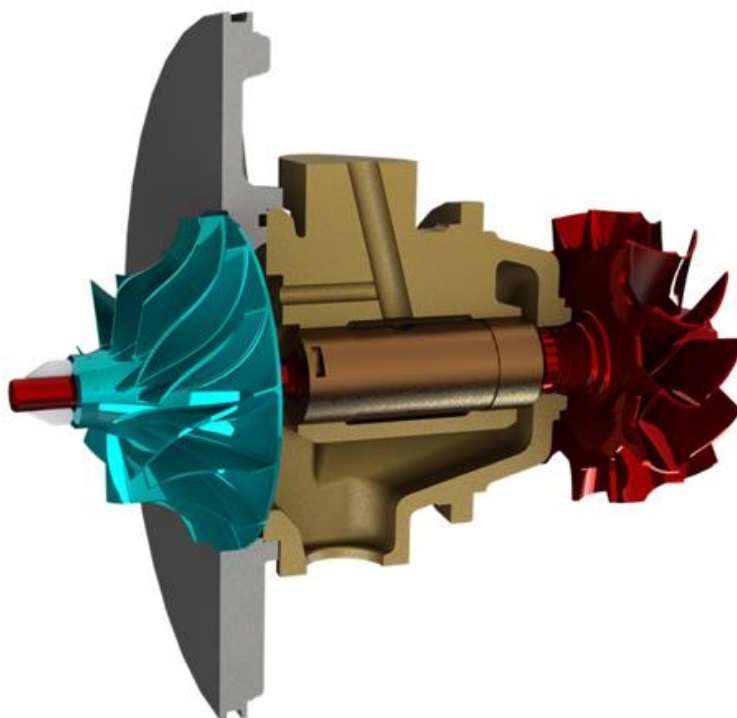


Рисунок 3.1 – Геометрия ТКР 100 с моноштулкой

Для расчета газодинамики рабочих колес ТКР использовалась полиэдрическая неструктурированная сетка, представленная на рисунке 2.5. В качестве граничных условий использовались экспериментальные данные, полученные на стенде [99]. Диапазон частоты вращения ротора составлял 48 000-95 000 об/мин. Граничные условия приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1. Граничные условия расчета газодинамики рабочих колеса

Частота вращения ротора, об/мин	Параметр	Входная граница		Выходная граница	
		Турбина	Компрессор	Турбина	Компрессор
48000	Давление, Па	134762	101325	101325	147934
	Температура, К	918	300	828	340
57000	Давление, Па	151987	101325	101325	175292
	Температура, К	920	306	829	370
67000	Давление, Па	172252	101325	101325	202650
	Температура, К	930	308	838	391
76000	Давление, Па	200623	101325	101325	243180
	Температура, К	926	301	808	407
86000	Давление, Па	230007	101325	101325	290802
	Температура, К	925	306	794	444
95000	Давление, Па	263445	101325	101325	356664
	Температура, К	926	308	796	482

Результатом моделирования газодинамики рабочих колес стали поля давлений, температур и векторы скоростей воздушного потока. Пример полученных результатов при частоте вращения ротора $n = 95\ 000$ об/мин приведен на рисунке 3.2.

Для каждого элемента сборки ТКР был подобран соответствующий материал. Материалы деталей представлены в таблице 3.2. Функции теплопроводности материалов от температуры, взятые из литературных источников [111-114], представлены на рисунке 3.3.

Расчет коэффициентов теплообмена требует моделирования потока смазочной жидкости в корпусе подшипников. Упорный подшипник в сеточной модели был упрощен для улучшения качественных параметров сетки. Количество ячеек – 2431824, а количество узлов – 694603. Минимальный размер ячейки – 0.03 мм, а максимальный размер ячейки – 0.92 мм. Сеточная модель смазочной системы представлена на рис. 3.4.

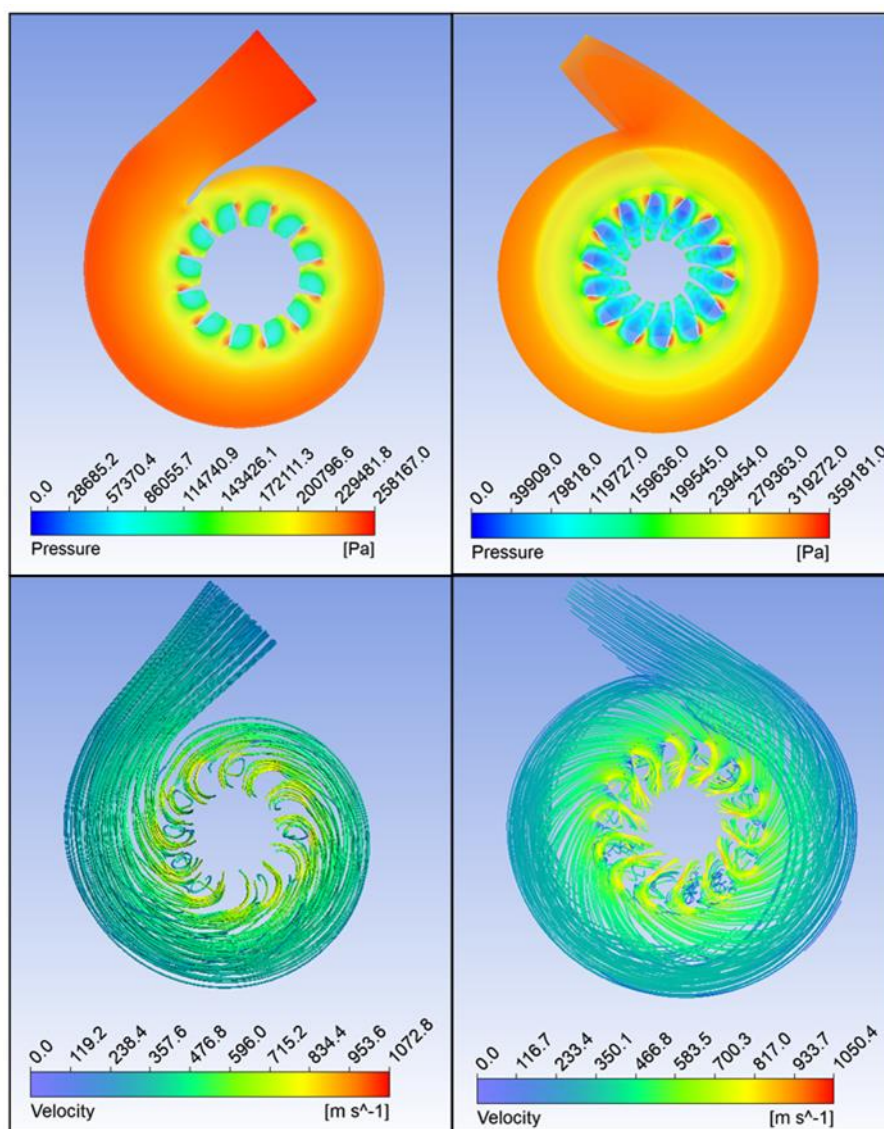


Рисунок 3.2 – Поля давлений P (Па) и векторы скоростей U (м/с) в рабочих колесах турбины (слева) и компрессора (справа) при частоте вращения ротора 95 000 об/мин

Таблица 3.2. Материалы деталей сборки турбокомпрессора

Деталь	Материал
Вал ротора, упорные шайбы, дистанционные кольца, уплотнительные кольца,	Сталь 40Х
Корпус подшипников и турбины	Чугун ВЧ40
Колесо турбины	Жаропрочный никелевый сплав Rene 41
Подшипник радиальный и упорный	Бронза БрОС10-10
Экран маслосборника, Маслоотражатель, Задняя стенка, Экран Турбины	Нержавеющая сталь 12Х18Н10Т
Колесо и корпус компрессора	Алюминий АЛ4

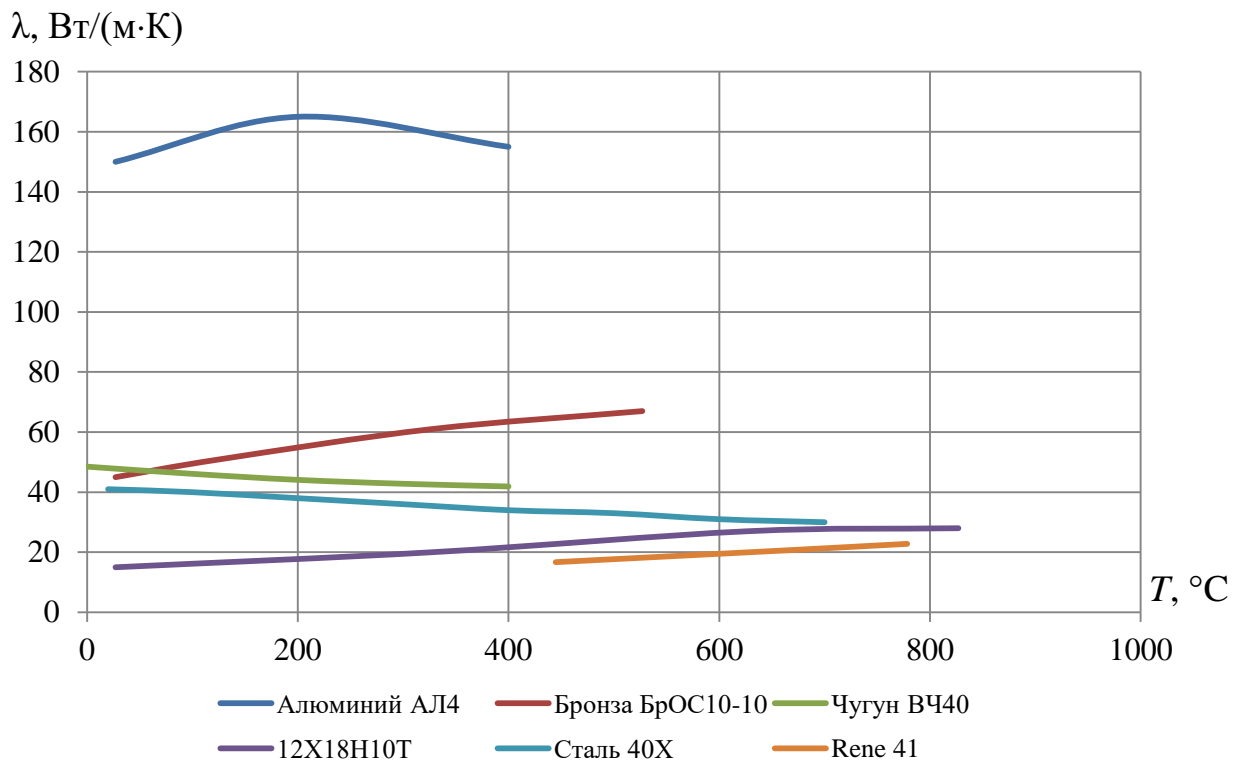


Рисунок 3.3 – Теплопроводность материалов от температуры

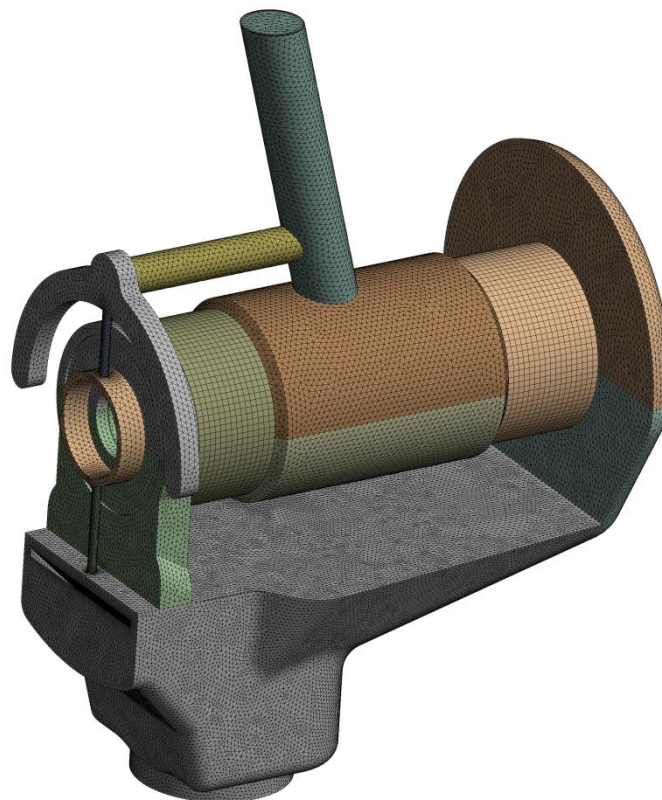


Рисунок 3.4 – Сеточная модель смазочной системы ТКР с моноштулкой

Для моделирования использовались параметры моторного масла классификации SAE 40. Теплофизические параметры смазочного материала указаны в таблице 3.3.

Таблица 3.3. Теплофизические параметры моторного масла

$T, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{Дж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu, \text{Па}\cdot\text{с}$
90	857.30	2152.1	0.12	0.0080
95	854.24	2172.5		0.0074
100	851.17	2192.9		0.0068
105	848.11	2213.3		0.0063
110	845.04	2233.7		0.0058
115	841.98	2254.1		0.0054
120	838.91	2274.5		0.0051
125	835.85	2294.9		0.0048
130	832.78	2315.3		0.0045

Зависимость коэффициента теплообмена α от частоты вращения ротора для различных узлов смазочной системы приведены на рисунке 3.5. Полученные значения коэффициента теплообмена использовали для определения температур в корпусе ТКР.

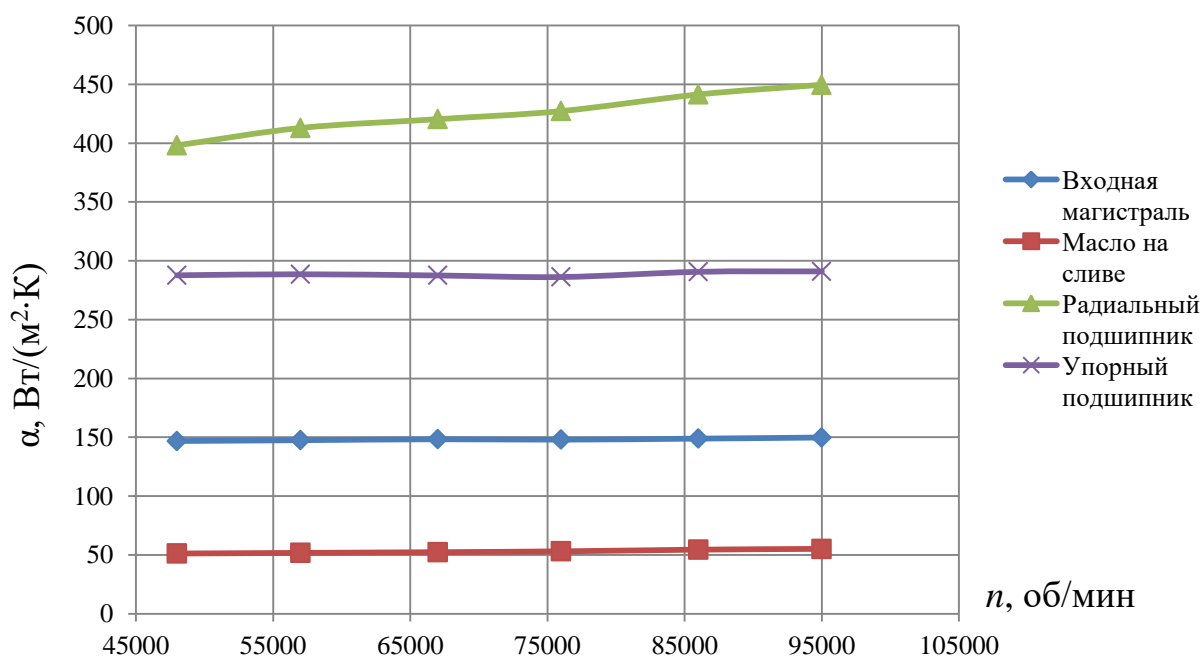


Рисунок 3.5 – Зависимости коэффициента теплообмена α от частоты вращения ротора для различных узлов смазочной системы

Результатами моделирования стало определение значений температур (рисунок 3.6) и полей температур (рисунок 3.7).

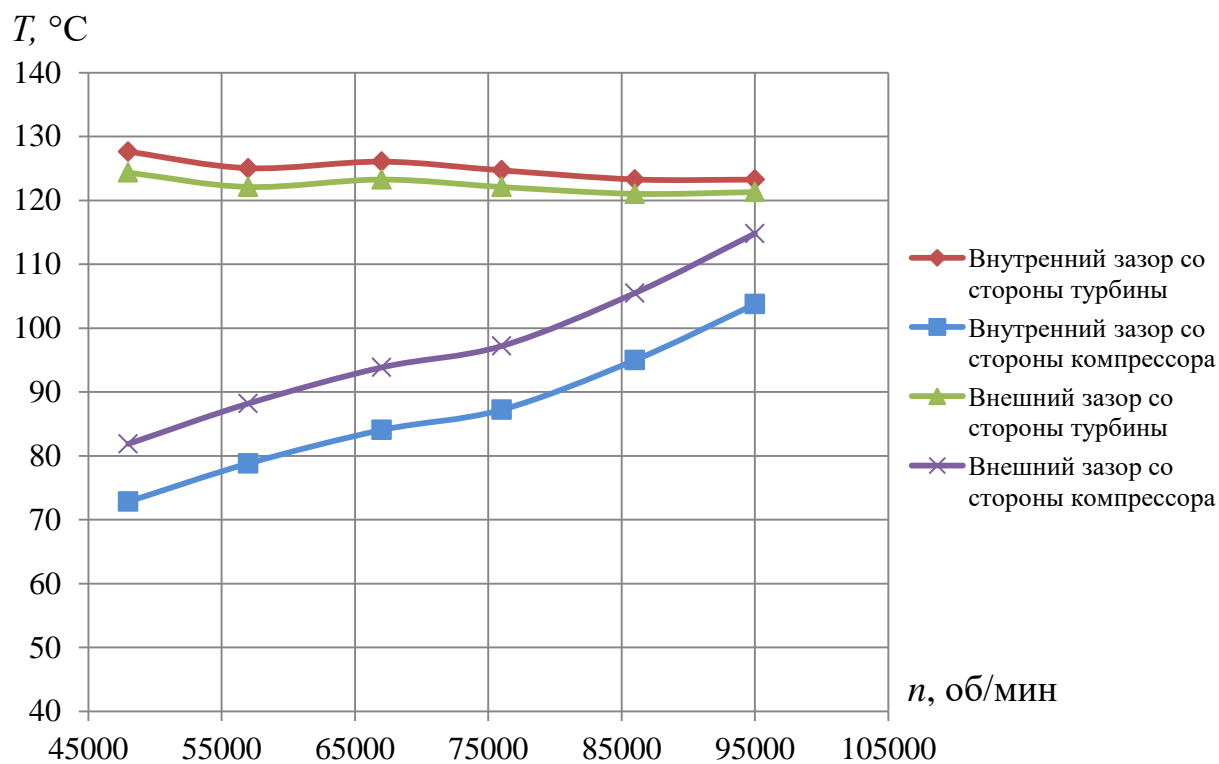


Рисунок 3.6 – Зависимости температуры T от частоты вращения ротора n в различных зазорах

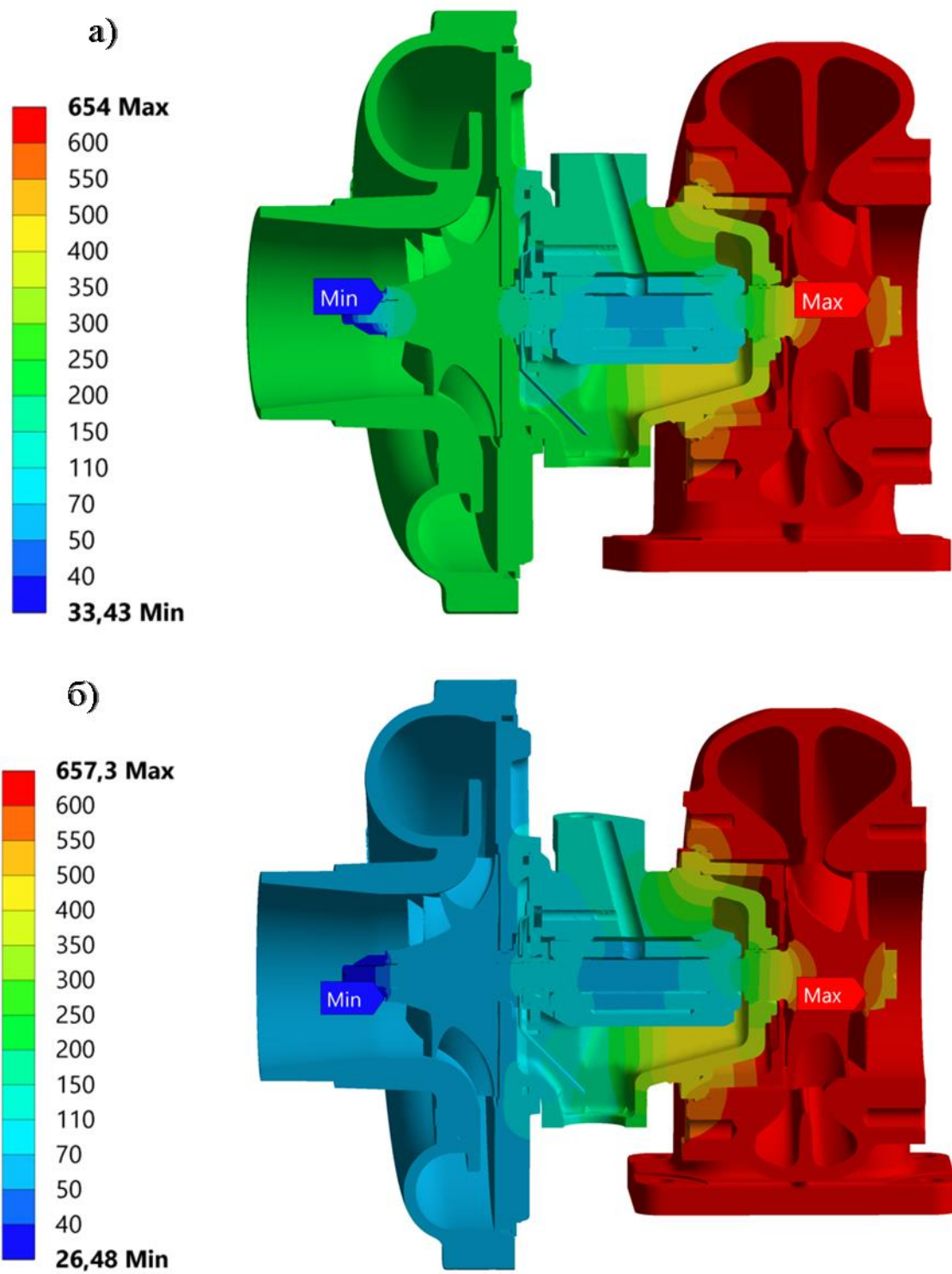


Рисунок 3.7 – Поля температур T (К) в корпусе ТКР при частоте вращения ротора 95 000 (а) и 48 000 об/мин (б)

3.2 Исследование турбокомпрессора с автономными опорами скольжения

Объектом исследования являлся ТКР 100 производства АО «ТУРБОКОМПЛЕКТ» (рисунок 3.8). Диаметр рабочего колеса турбины составляет 96.5 мм, диаметр рабочего колеса компрессора – 102 мм, диаметр цапфы ротора – 14 мм, внутренний диаметральный зазор – 39.5 мкм, внешний диаметральный зазор – 89.5 мкм, рабочая частота вращения ротора – 105 000 об/мин.

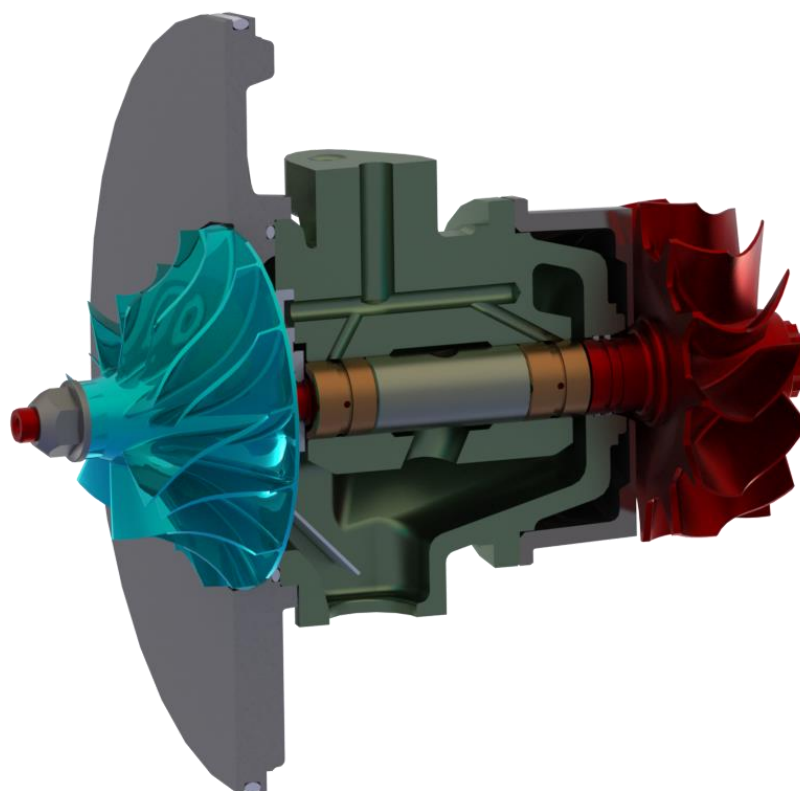


Рисунок 3.8 – Геометрия ТКР 100 с автономными подшипниками

В данном случае вместо расчета газодинамики рабочих колес использовались средние температуры в корпусах турбины и компрессора. В качестве граничных условий использовались эмпирические зависимости. Диапазон частоты вращения ротора составлял 15 000-115 000 об/мин. Граничные условия приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4. Граничные условия

Скорость угловая расчетная, об/мин	Средняя температура в корпусе турбины, °С	Средняя температура в корпусе компрессора, °С
15 000	700	45.25
25000		61.25
35 000		79.25
45 000		99.25
55 000		121.25
65000		145.25
75 000		171.25
85000		199.25
95 000		229.25
105 000		261.25
115 000		295.25

Для каждого элемента сборки ТКР был подобран соответствующий материал. Материалы деталей представлены в таблице 3.5.

Расчет коэффициентов теплообмена требует моделирования потока смазочной жидкости в корпусе подшипников. Количество ячеек – 4485209, а количество узлов – 1883973. Минимальный размер ячейки – 0.02 мм, а максимальный размер ячейки – 0.62 мм. Сеточная модель смазочной системы приведена на рисунке 3.9.

Для моделирования использовались параметры моторного масла классификации SAE 15W-40. Теплофизические параметры смазочного материала указаны в таблице 3.6.

Таблица 3.5. Материалы деталей

Материалы	Детали
АЛ 5-1	Колесо компрессора
Рене 41	Колесо турбины
Сталь 38 ХМ	Вал ротора
Бронза БрОС10-10	Втулки радиального подшипника
	Упорный подшипник
Сталь 40Х	Маслоотражатель
	Кольцо дистанционное
Сталь 45	Шайба упорная
	Втулка
Сталь 35	Гайка
СЧ25	Корпус подшипников
ВЧ40	Кольца уплотнительные
12Х18Н10Т	Экран турбины
	Корпус турбины
АЛ 9-1	Корпус компрессора
АЛ 4	Задняя стенка
Сталь 10кп	Экран маслосборника

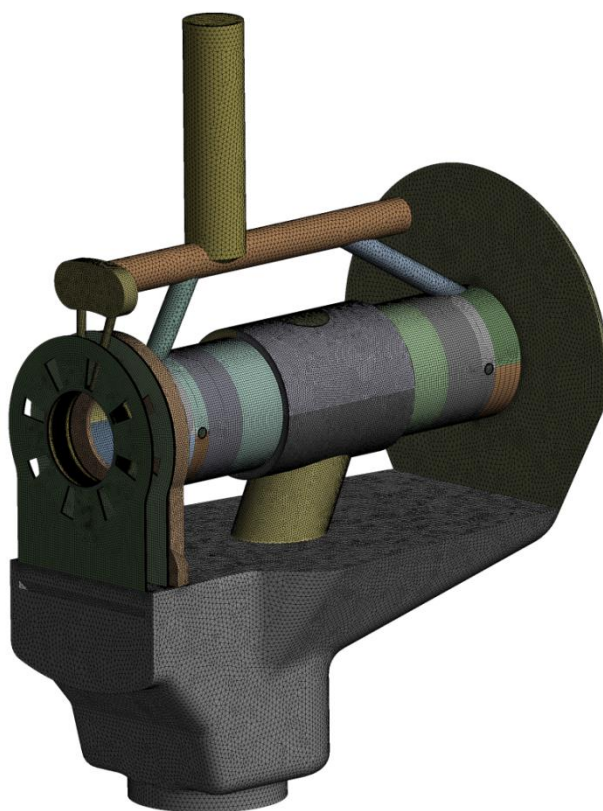


Рисунок 3.9 – Сеточная модель смазочной системы ТКР с автономными подшипниками

Таблица 3.6. Теплофизические параметры моторного масла

$T, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\mu, \text{Па}\cdot\text{с}$
40	891.015	1907.3	0.12	0.09697
80	863.43	2111.3		0.01934
100	851.17	2192.9		0.01235
120	845.04	2274.5		0.00973
150	838.91	2437.7		0.00528

Зависимость коэффициента теплообмена α от частоты вращения ротора для различных узлов смазочной системы приведены на рисунке 3.10. Результатами моделирования стало определение значений температур (рисунок 3.11) и полей температур (рисунок 3.12).

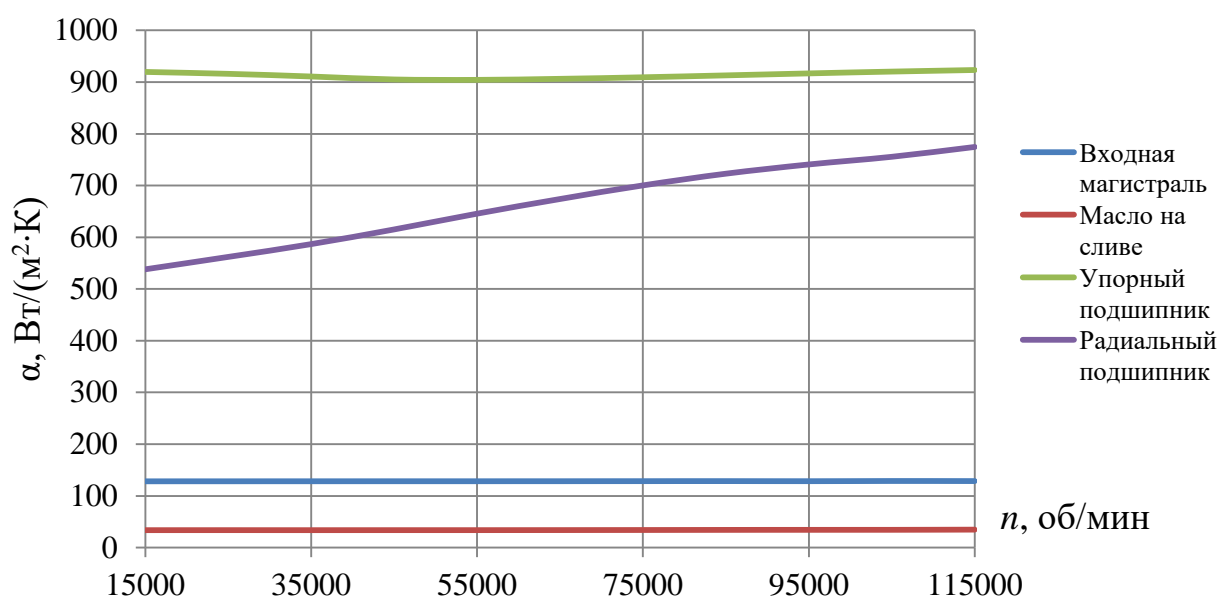


Рисунок 3.10 – Зависимости коэффициента теплообмена α от частоты вращения ротора для различных узлов смазочной системы

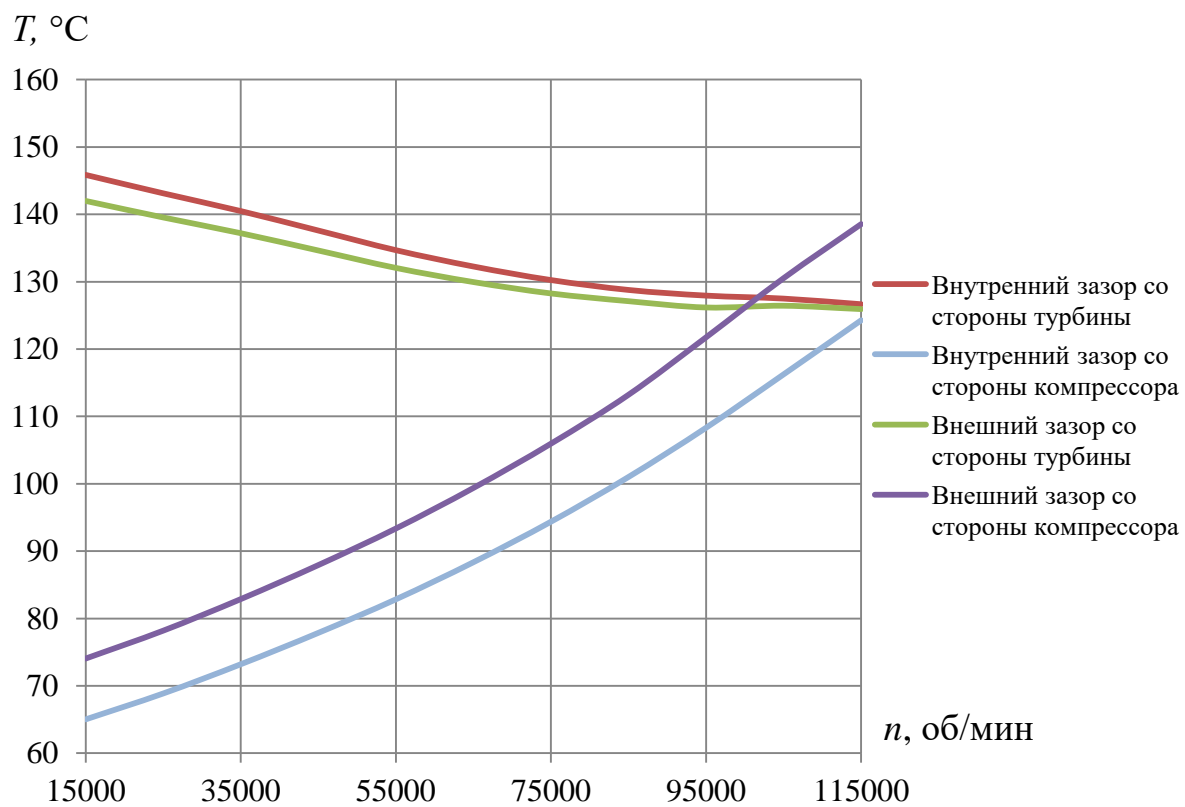


Рисунок 3.11 – Зависимости температуры T от частоты вращения ротора n в различных зазорах

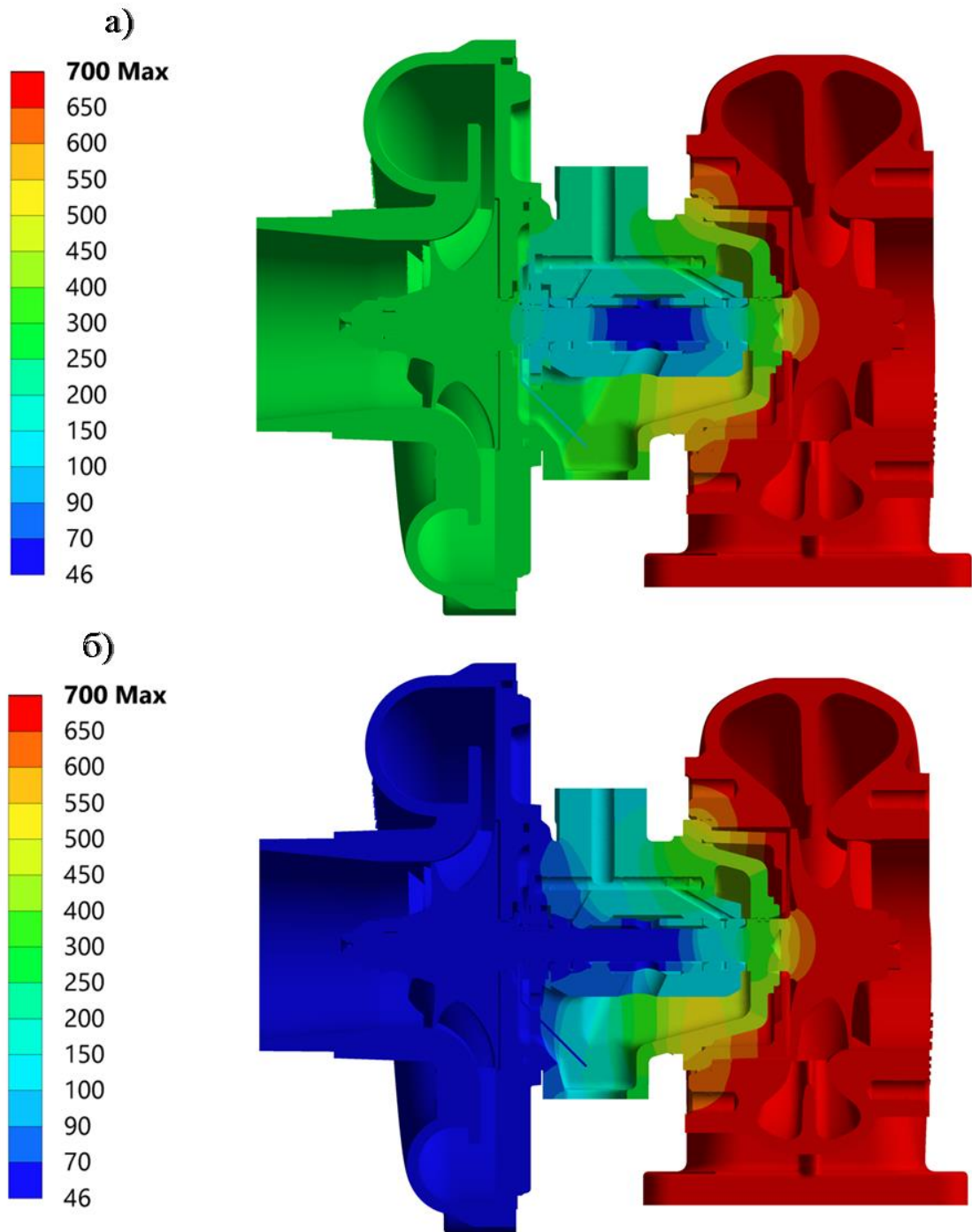


Рисунок 3.12 – Поля температур T (К) в корпусе ТКР при частоте вращения ротора 115 000 (а) и 15 000 об/мин (б)

3.3 Анализ и верификация результатов

Полученные результаты свидетельствуют о нелинейности и неравномерности тепловой нагруженности подшипников.

С повышением частоты вращения ротора наибольшее увеличение коэффициента теплоотдачи происходит в радиальном подшипнике. В других узлах коэффициент теплоотдачи возрастает на 0.2-8 % от начального значения α в зависимости от частоты вращения ротора.

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

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 внешний смазочный слой подшипника является более теплонагруженным, чем внутренний.

Верификацию результатов проводилась путем сравнения с данными, полученными другими авторами при численных и экспериментальных исследованиях.

В статье [67] граничные условия для моделирования и эксперимента соответствовали работе турбокомпрессора ТКР 7 в номинальном режиме дизеля V8ЧН мощностью 270 кВт. Расход газа через турбину составлял 0.2 кг/с при температуре 650 °С, давление воздуха на выходе из компрессора – 220 кПа при расходе газа 0.2 кг/с и температуре 200 °С. Температура подаваемого моторного масла была эквивалентна 100 °С при давлении 500 кПа. Частота вращения ротора $n = 100\,000$ об/мин.

Результаты моделирования и эксперимента показали хорошую сходимость. Разница температур во внешнем зазоре между подшипниками турбины и компрессора составляла 2-17 °С.

Работа [68] посвящена изучению термогидродинамических характеристик системы подшипников ротора ТКР путем численного моделирования и экспериментального исследования. В экспериментах газ нагревался до 600 °С. Эта температура поддерживалась при разгоне ротора до частоты вращения $n = 240\,000$ об/мин. Температура подаваемой смазки составляла 100 °С, а давление подачи масла – 400 кПа. Авторам удалось определить значения температур во внешних и внутренних зазорах подшипников, а также построить ее зависимость от частоты вращения ротора.

В работе [115] приведены результаты испытаний ТКР на безмоторном стенде. Исследовано влияние частоты вращения ротора, температуры газа и расхода смазочного материала на температуру смазочного материала и отдельных точек корпуса подшипника. Температура газа в корпусе турбины достигала 700 °С.

Замеры температуры газа проведены при частоте вращения ротора 30 000-60 000 об/мин, а также после остановки ДВС, работающего в режиме полной подачи масла или холостого хода. Значения температур измеряли в течение 15 мин после выключения ДВС.

В работе [99] выполнен расчет гидродинамических явлений в подшипнике с учетом динамики гибкого ротора ТКР. Объектом исследования являлась модель ТКР 50, применяемая в ДВС Ярославского моторного завода. Частота вращения ротора составляла 84 500-186 000 об/мин, давление подачи моторного масла – 140-400 кПа, а температура масла на входе в корпус подшипника – 70-105 °С.

При давлении подачи моторного масла 400 кПа и температуре смазки 90 °С температура внутри подшипника изменялась от 105 до 117 °С в зависимости от частоты вращения ротора. При $n = 90\,000$ об/мин разница температур между подшипниками турбины и компрессора составляла 7-10 °С.

Результаты верификации полученных результатов приведены в таблице 3.7. В качестве сравнительного параметра были использованы значения температуры в узлах радиального подшипника, представленные в научных работах других авторов.

Таблица 3.7.Верификация полученных результатов

Автор	Режим работы, об/мин	Узел радиального подшипника	Температура, °С		Полученные результаты, °С	
			Моделирование	Эксперимент	ТКР с моноштулкой	ТКР с автономными подшипниками
Луцко (2017)	100000	Внешний зазор турбина	109-112	115-133	121	126
		Внешний зазор компрессор	104-105	113-116	115	122
Li et al (2017)	50000-100000	Внешний зазор турбина	142-156	150-155	121-124	126-134
		Внешний зазор компрессор	118-122	111-121	82-115	90-122
		Внутренний зазор турбина	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 турбина	147-167	127-132	122	131
		Внутренний зазор турбина	147-277	107-137	125	133

Сравнение данных, указанных в таблице 3.7, позволяет заключить, что несмотря на различия в конструкции, материалах, значений параметров рабочих процессов, полученные температуры являются адекватными и соответствуют диапазонам, приведенным в работах [67, 68, 99, 115].

ГЛАВА 4. РАСЧЕТ ДИНАМИКИ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА С УЧЕТОМ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ТЕМПЕРАТУР И ТЕПЛОДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА

4.1 Расчет динамики ротора ТКР с учетом полученных температур

Схемы деления ротора на массовые участки иллюстрирует рисунок 4.1. К элементу 3 отнесены турбинное колесо и часть вала ротора длиной $L_1/2$. К составному элементу 1 отнесены компрессорное колесо и часть вала ротора. Массы m_1 , m_3 и моменты инерции элементов 1,3 рассчитывались относительно главных центральных осей соответствующих элементов при помощи ПК SolidWorks.

Массы остальных элементов m_{u1} , m_2 , m_{u2} представляют собой сумму масс прилегающих участков ротора длиной $l_i/2$. Данные, соответствующие схеме деления ротора представлены в таблице 4.1.

Характеристики податливости вала ротора рассчитывались с использованием стержневой и конечно-элементной моделей.

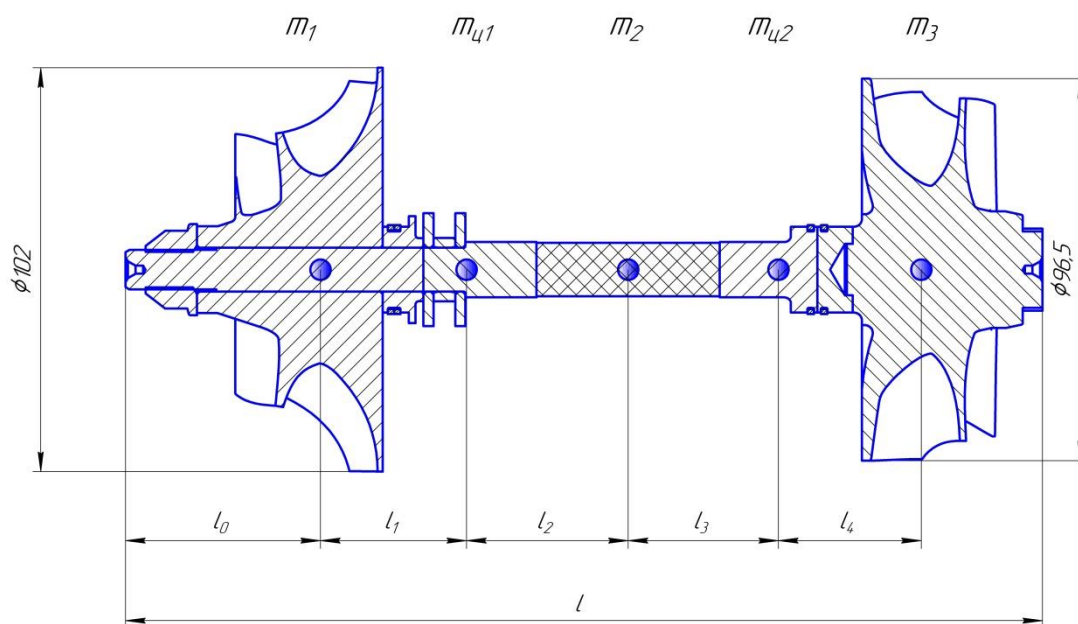


Рисунок 4.1 – Схема деления ротора на массовые участки

Таблица 4.1 Данные для схемы деления ротора

Обозначение	ТКР с моноштулкой			ТКР с автономными подшипниками		
Масса, кг						
m_1	0.337			0.346		
$m_{ц1}$	0.056			0.056		
m_2	0.052			0.052		
$m_{ц2}$	0.041			0.041		
m_3	0.738			0.716		
Полная масса	1.223			1.210		
Момент инерции, кг/м ²						
	xx	yy	zz	xx	yy	zz
m_1	1.76e-04	1.76e-04	1.67e-04	1.83e-04	1.83e-04	1.70e-04
m_2	9.88e-06	9.88e-06	1.18e-06	9.88e-06	9.88e-06	1.18e-06
m_3	2.95e-04	2.95e-04	3.75e-04	2.87e-04	2.87e-04	3.64e-04
Длина, м						
l	0.232					
l_0	0.0497			0.04932		
l_1	0.0366			0.0370		
l_2	0.0409			0.0409		
l_3	0.0380			0.0380		
l_4	0.0362			0.0361		
Диаметр вала, мм						
d_1	11.100			11.100		
d_2	13.719			13.717		
d_3	13.695			13.695		
d_4	21.012			21.017		

При расчете моделировалось два вида подшипников: ПН моноштулка и ПВ автономные подшипники.

Для каждой конструкции подшипникового узла, проводилось два варианта расчетов: с учетом полученных температур (см. Главу 3) и с температурой масла 90 °С (старый подход), при которой не учитывается теплообмен между элементами в корпусе подшипников ТКР. В качестве выходных параметров были получены характеристики, приведенные в таблице 4.2. Результаты расчета гидромеханических характеристик и амплитуд ротора ТКР с моноштулкой и автономными подшипниками представлены на рисунках 4.2 – 4.5. Траектории движений и упругие линии элементов ротора ТКР с разными опорами представлены на рисунках 4.6 – 4.9. Полные результаты расчета гид-

ромеханических характеристик и коэффициентов жесткости и демпфирования приведены в таблицах Приложения 1.

Таблица 4.2. Выходные параметры

№	Обозначение	Пояснение
1.	n , об/мин	Частота вращения ротора
2.	w_1 , 1/с	Угловая скорость ротора
3.	w_{2_t} , 1/с	Угловая скорость втулки турбинного подшипника
4.	w_{2_k} , 1/с	Угловая скорость компрессорного подшипника
5.	w_{2_t}/w_1	Относительная угловая скорость втулки турбинного подшипника
6.	w_{2_k}/w_1	Относительная угловая скорость компрессорного подшипника
7.	A_{1_t} , мкм	Абс. значение амплитуды колебаний цапфы турбинного подшипника
8.	A_{1_k} , мкм	Абс. значение амплитуды колебаний цапфы компрессорного подшипника
9.	A_{2_t} , мкм	Абс. значение амплитуды колебаний втулки турбинного подшипника
10.	A_{2_k} , мкм	Абс. значение амплитуды колебаний втулки компрессорного подшипника
11.	h_{1_t} , мкм	Min толщина внутреннего смазочного слоя турбинного подшипника
12.	h_{1_k} , мкм	Min толщина внутреннего смазочного слоя компрессорного подшипника
13.	h_{2_t} , мкм	Min толщина внешнего смазочного слоя турбинного подшипника
14.	h_{2_k} , мкм	Min толщина внешнего смазочного слоя компрессорного подшипника
15.	T_t , гр	Средняя температура турбинного подшипника
16.	T_k , гр	Средняя температура компрессорного подшипника
17.	N_t , Вт	Потери мощности на трение в турбинном подшипнике
18.	N_k , Вт	Потери мощности на трение в компрессорном подшипнике
19.	N_{sum} , Вт	Суммарные потери в подшипниковом узле турбокомпрессора
20.	p_{1_t} , МПа	Мах. давления во внутреннем смазочном слое турбинного подшипника
21.	p_{1_k} , МПа	Мах. давления во внутреннем смазочном слое компр. подшипника
22.	p_{2_t} , МПа	Мах. давления во внешнем смазочном слое турбинного подшипника
23.	p_{2_k} , МПа	Мах. давления во внешнем смазочном слое компр. подшипника
24.	A_g , мкм	Абс. значение амплитуды колебаний гайки
25.	Q_t , м ³ /с	Расход смазки через турбинный подшипник
26.	Q_k , м ³ /с	Расход смазки через компрессорный подшипник
27.	Q_{sum} , м ³ /с	Суммарный расход смазки через подшипниковый узел

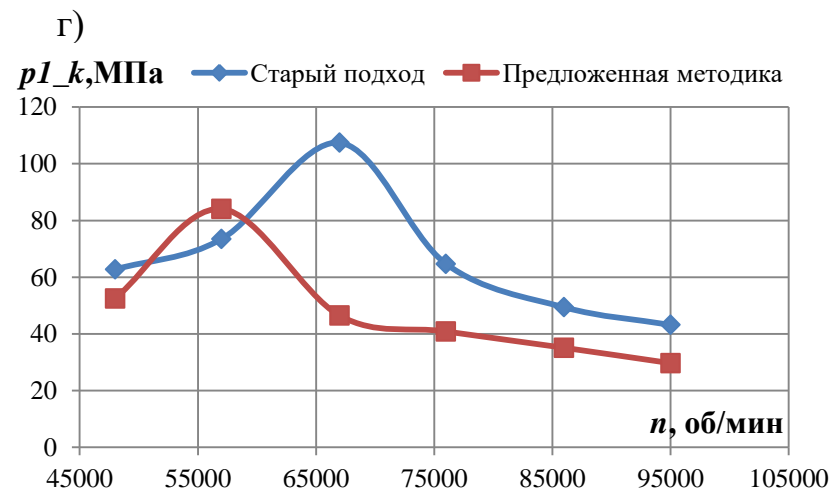
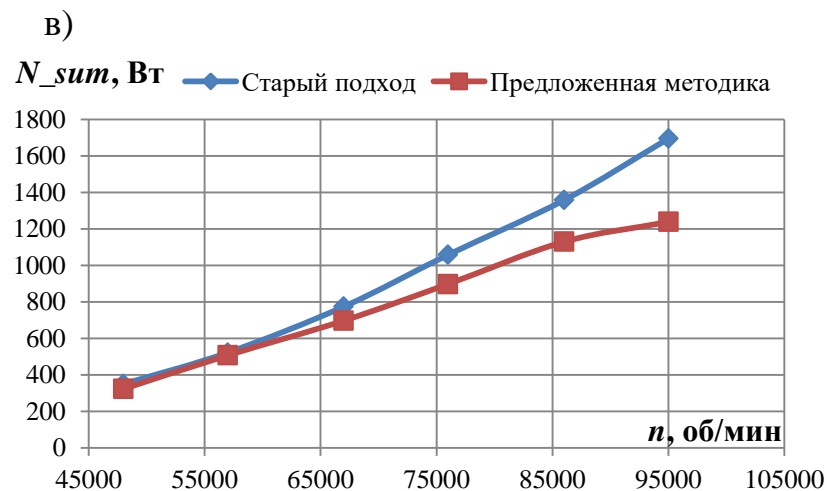
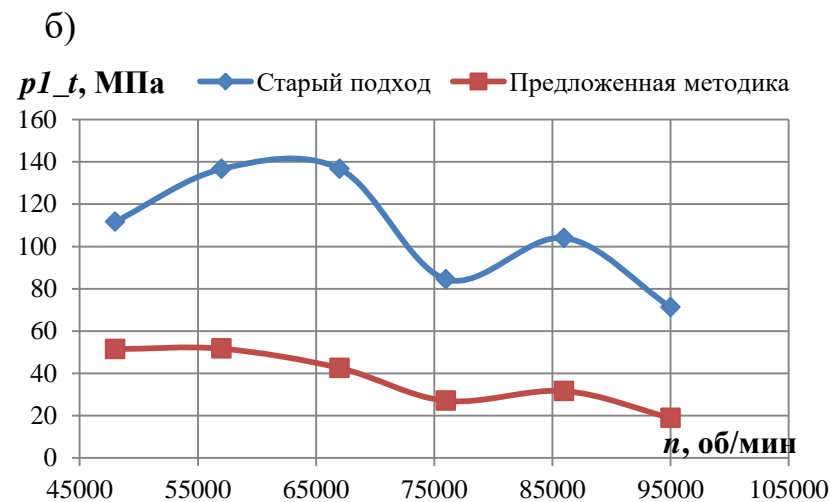
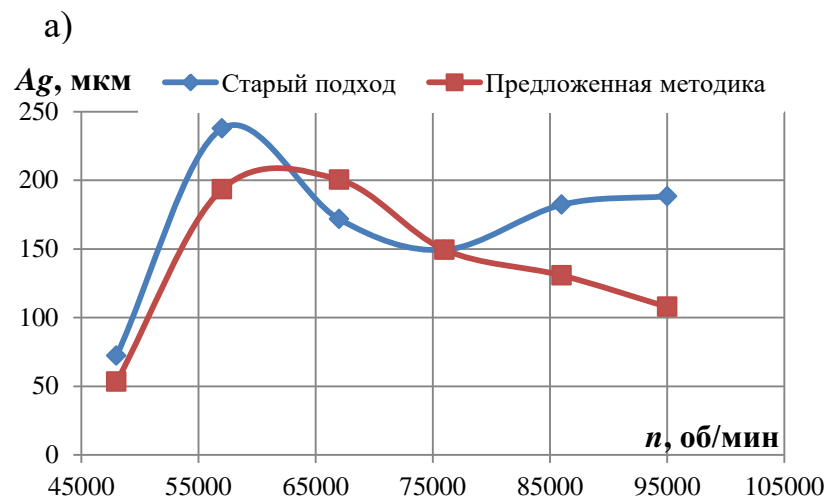


Рисунок 4.2 – Результаты расчета ТКР с моноштулкой:

а) Абс. значение амплитуды колебаний гайки колеса компрессора; б) Макс. давление во внутреннем смазочном слое подшипника турбины; в) Суммарные потери мощности на трение в подшипниках; г) Макс. давление во внутреннем смазочном слое подшипника компрессора

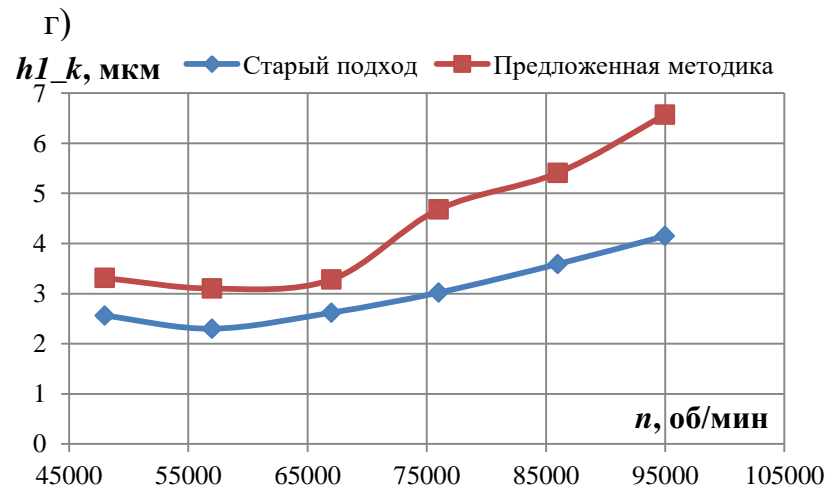
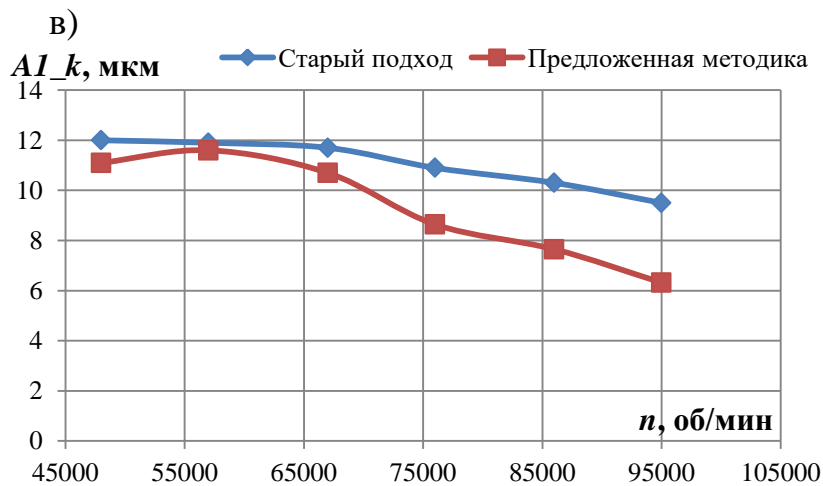
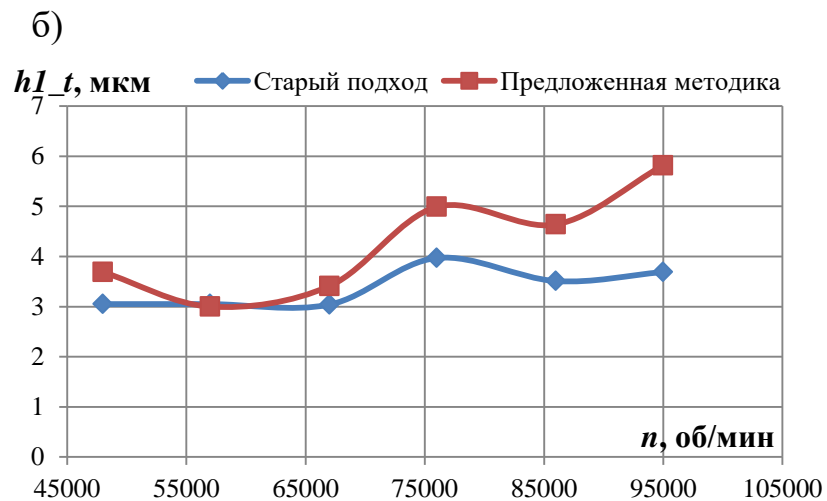
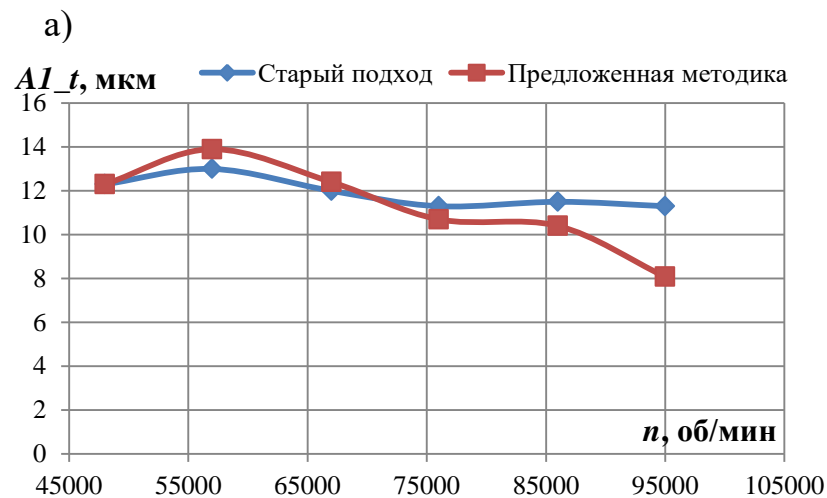


Рисунок 4.3 – Результаты расчета ТКР с моноштулкой:

а) Абс. значение амплитуды колебаний цапфы подшипника турбины; б) Мин. толщина внутреннего смазочного слоя подшипника турбины; в) Абс. значение амплитуды колебаний цапфы подшипника компрессора; г) Мин. толщина внутреннего смазочного слоя подшипника компрессора

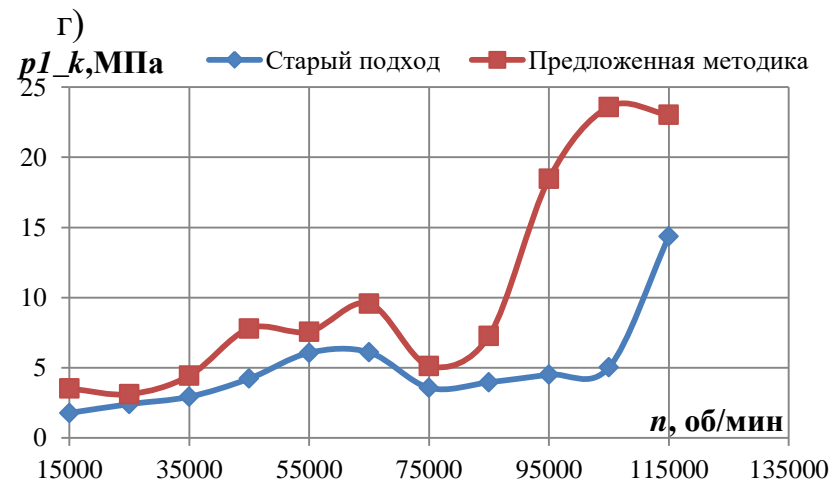
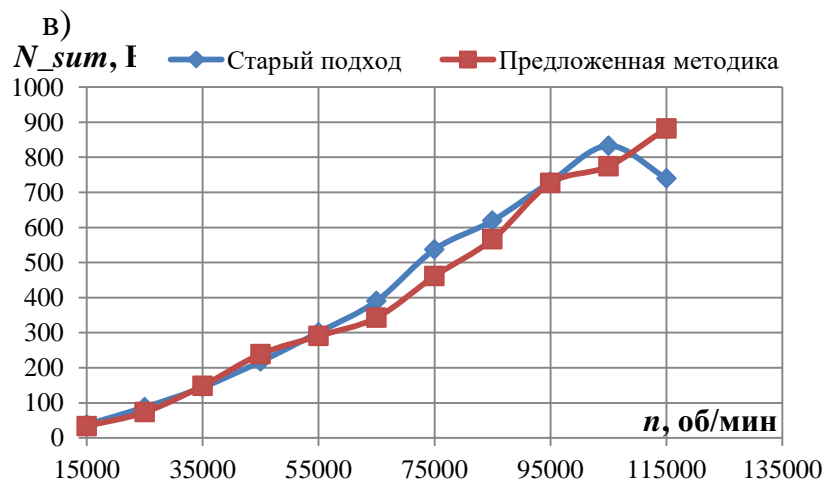
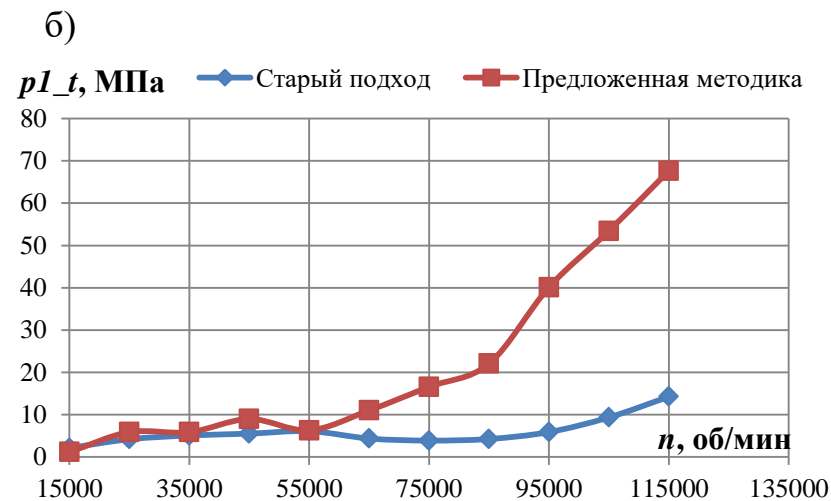
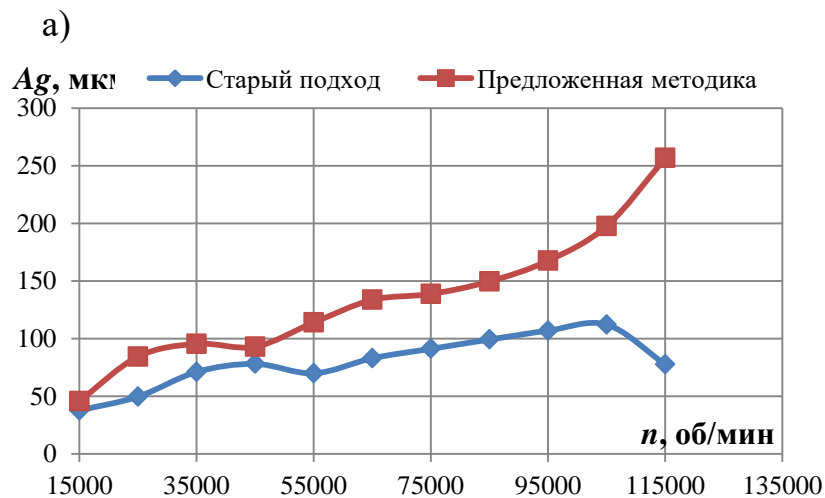


Рисунок 4.4 – Результаты расчета ТКР с автономными подшипниками:

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

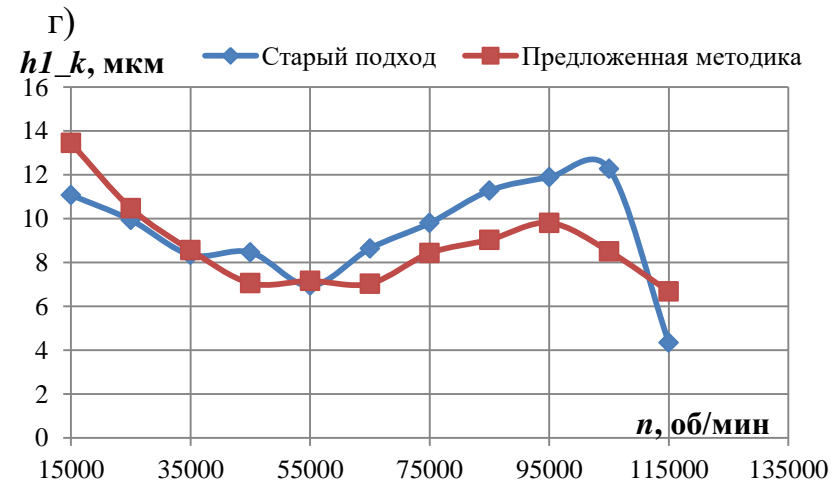
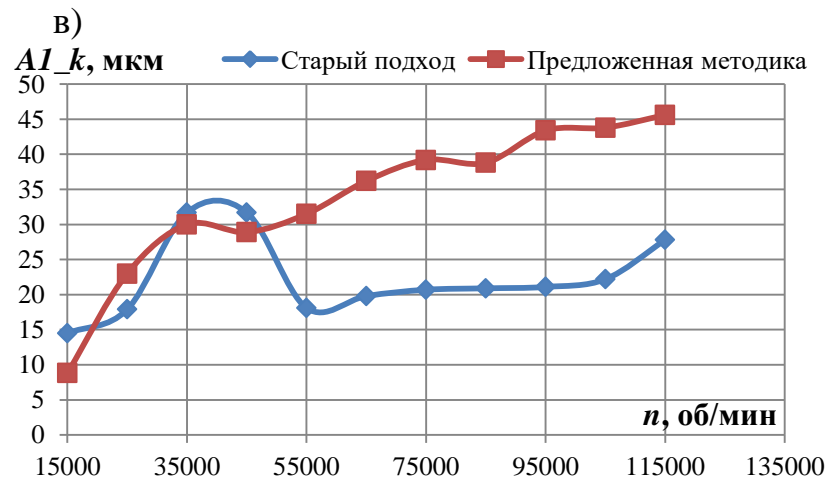
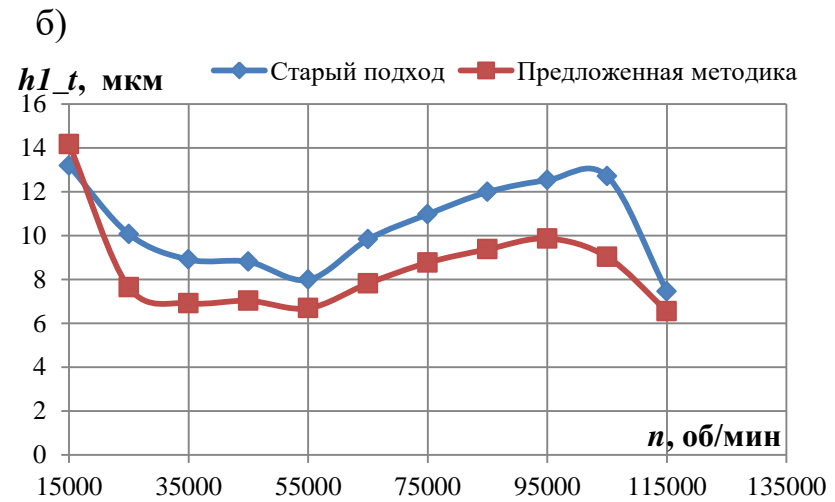
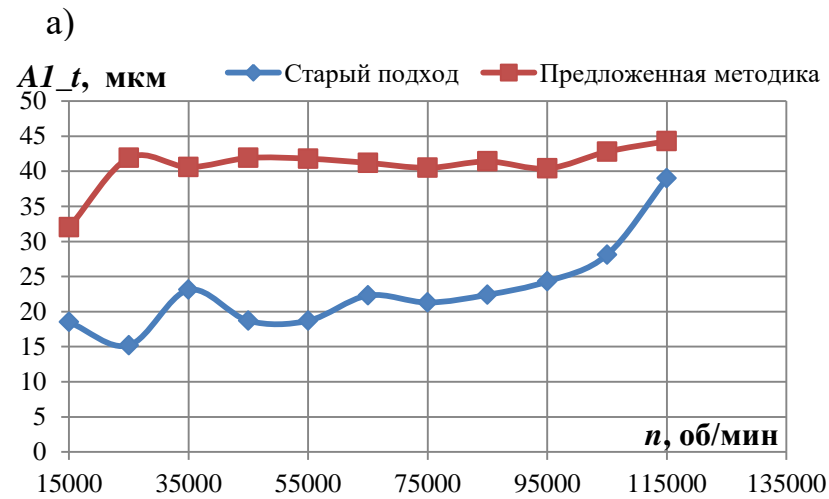


Рисунок 4.5 – Результаты расчета ТКР с автономными подшипниками:

а) Абс. значение амплитуды колебаний цапфы подшипника турбины; б) Мин. толщина внутреннего смазочного слоя подшипника турбины; в) Абс. значение амплитуды колебаний цапфы подшипника компрессора; г) Мин. толщина внутреннего смазочного слоя подшипника компрессора

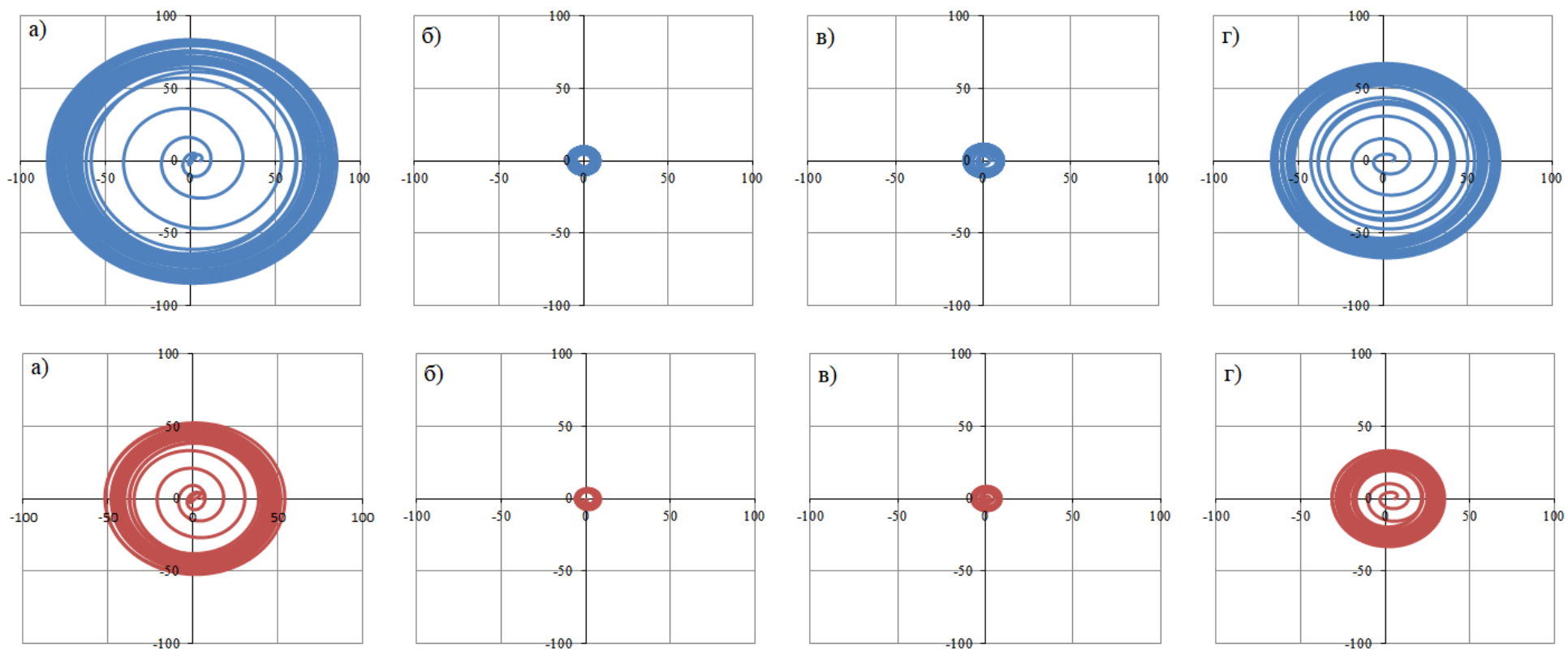


Рисунок 4.6 – Траектории движений (в мкм) элементов ротора ТКР с моноштулкой в радиальном направлении с использованием старого подхода (сверху) и предложенной методикой (снизу): а) колесо компрессора; б),в) подшипники; г) колесо турбины

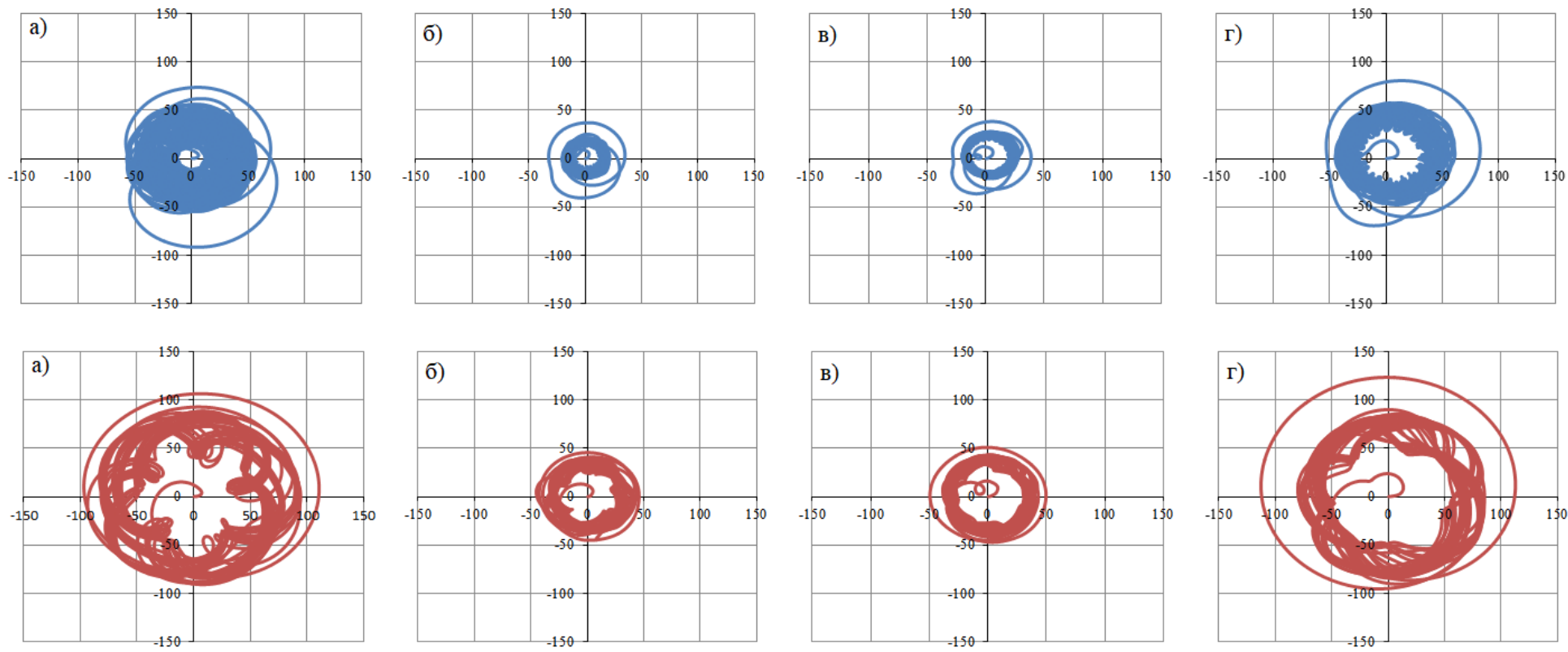


Рисунок 4.7 – Траектории движений (в мкм) элементов ротора ТКР с автономными подшипниками в радиальном направлении с использованием старого подхода (сверху) и предложенной методикой (снизу):

а) колесо компрессора; б),в) подшипники; г) колесо турбины

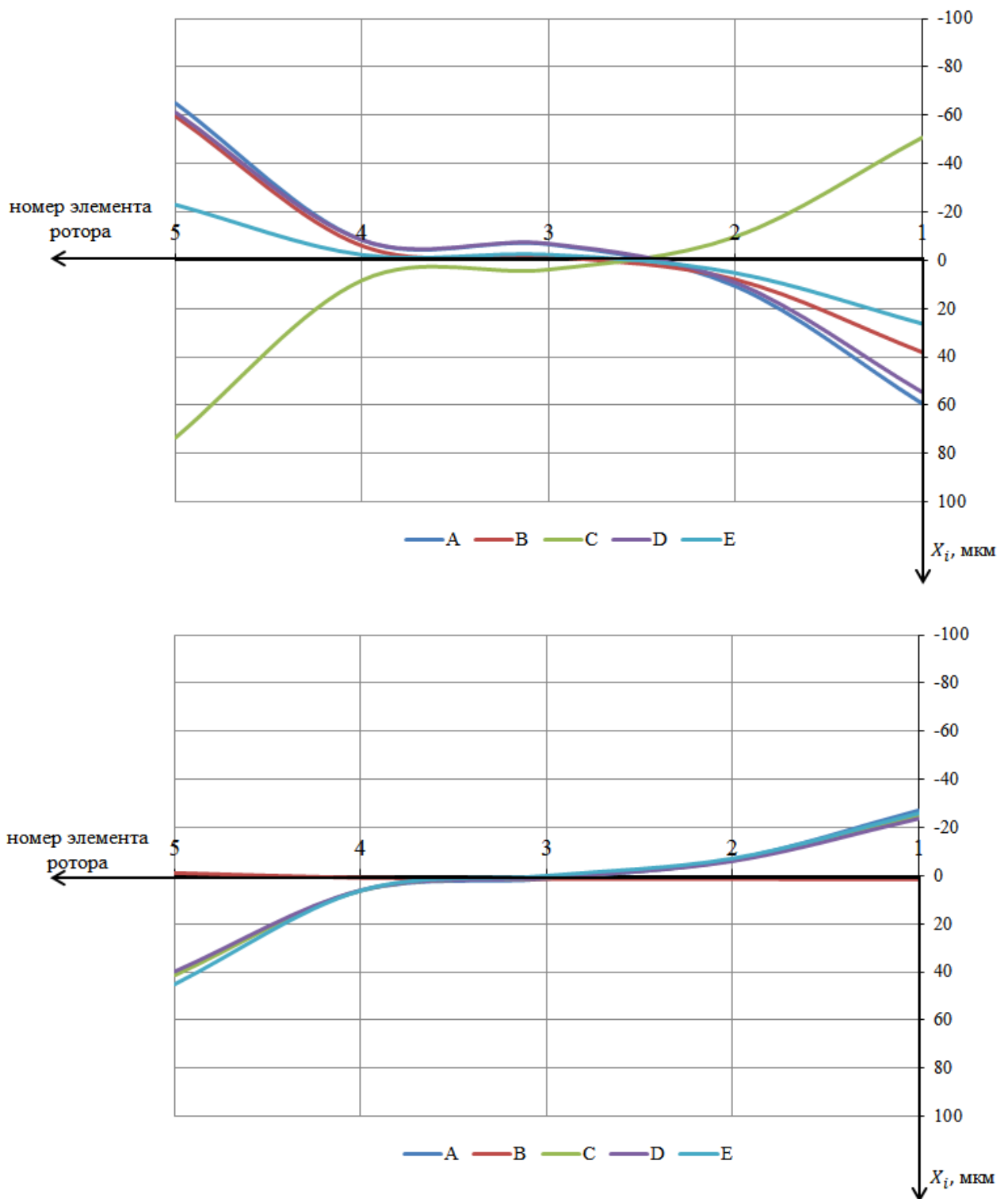


Рисунок 4.8 – Упругие линии ротора ТКР с моновулкой в разные моменты времени с использованием старого подхода (сверху) и предложенной методикой (снизу): 1) колесо компрессора; 2),4) подшипники; 5) колесо турбины

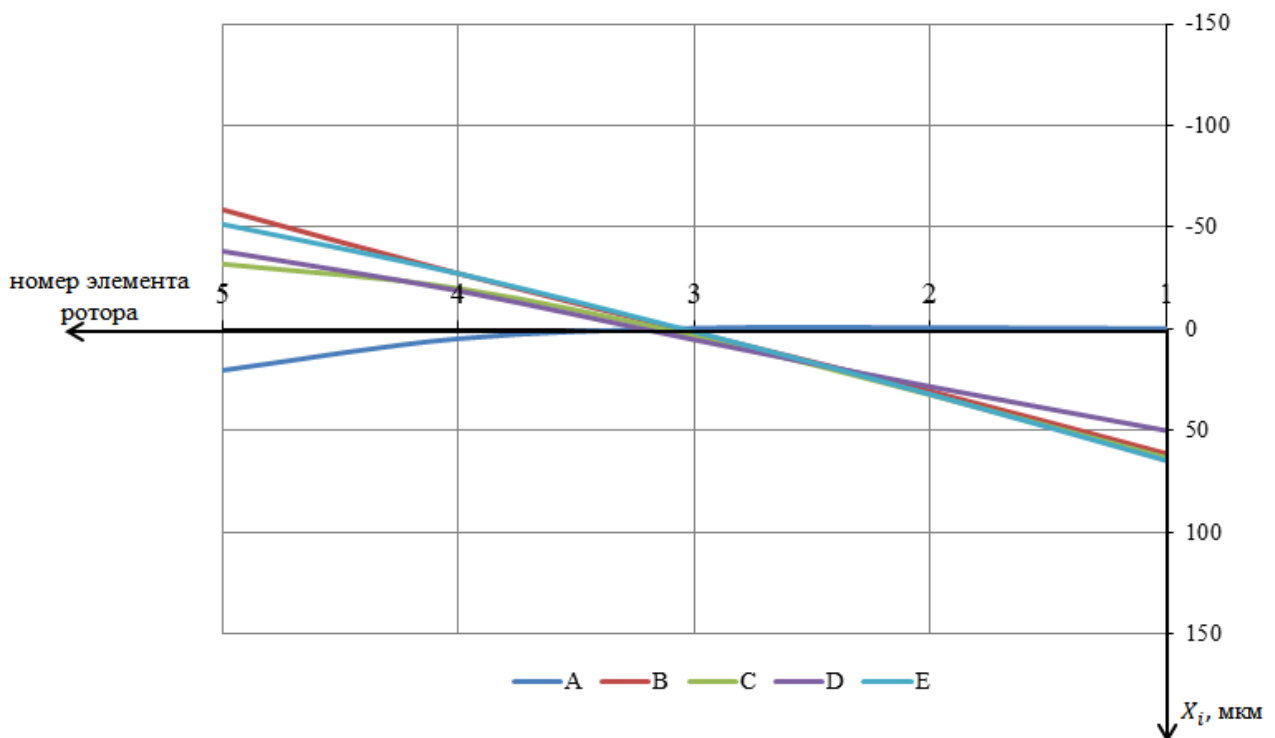
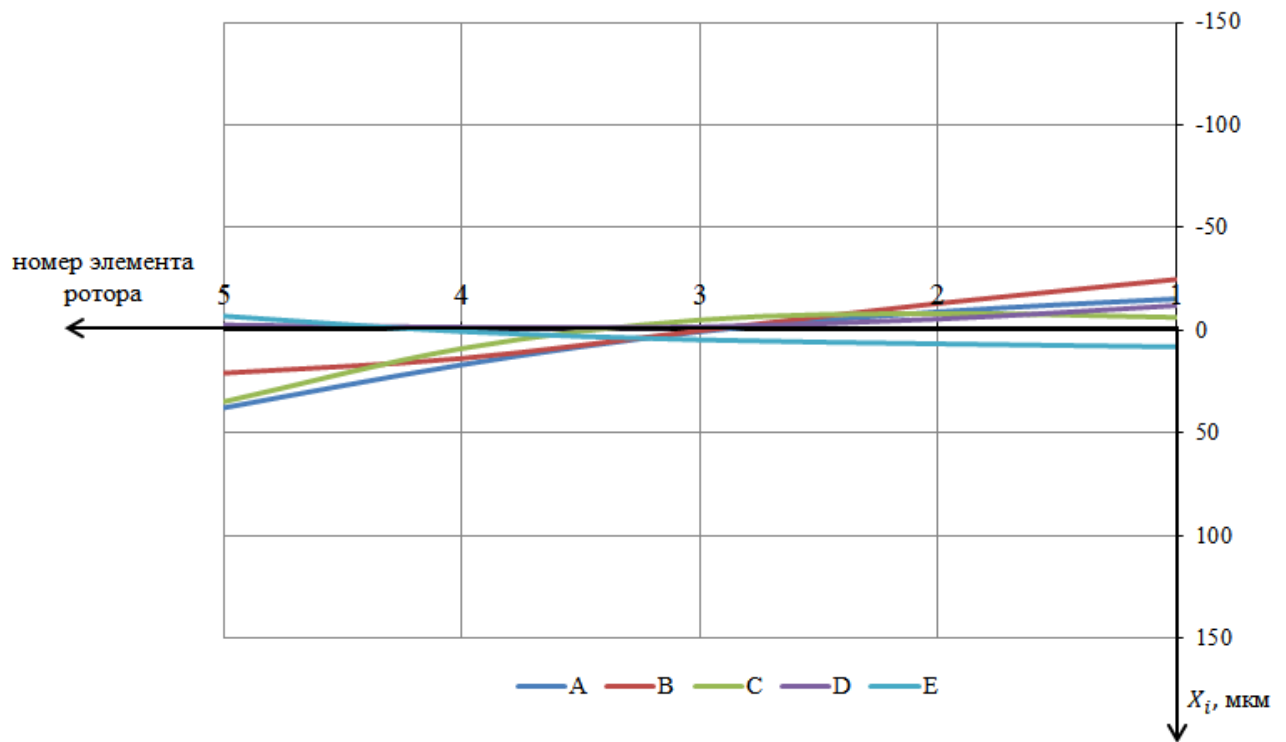


Рисунок 4.9 – Упругие линии ротора ТКР с автономными подшипниками в разные моменты времени с использованием старого подхода (сверху) и предложенной методикой (снизу): 1) колесо компрессора; 2),4) подшипники; 5) колесо турбины

Как видно из полученных результатов, различия в температурных условиях эксплуатации значительно сказываются на гидромеханических характеристиках подшипников и амплитуде колебаний ротора.

В турбокомпрессоре с моновтулкой, 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 максимально снижается на 1.8 раза;
- Суммарные потери на трение максимально снижаются в 1.4 раза.

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 5.2 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.

При анализе результатов можно заметить различие тенденций изменения параметров у ТКР с ПВ автономными подшипниками и ПН моновтулкой. В случае моновтулки между подшипниками компрессора и турбины есть связь через общее сопряжение, а также по сравнению с автономными опорами, отсутствует наклон подшипников в осевом направлении, что существенно сказывается на форме колебаний ротора.

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 сма-

зочного 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 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 4.10-4.12.

Таким образом, можно заключить, что учет нагрева деталей подшипникового узла и смазочного слоя значительно влияет на эксплуатационные параметры подшипников, что доказывает необходимость учета процессов теплообмена на стадии проектирования турбокомпрессора.

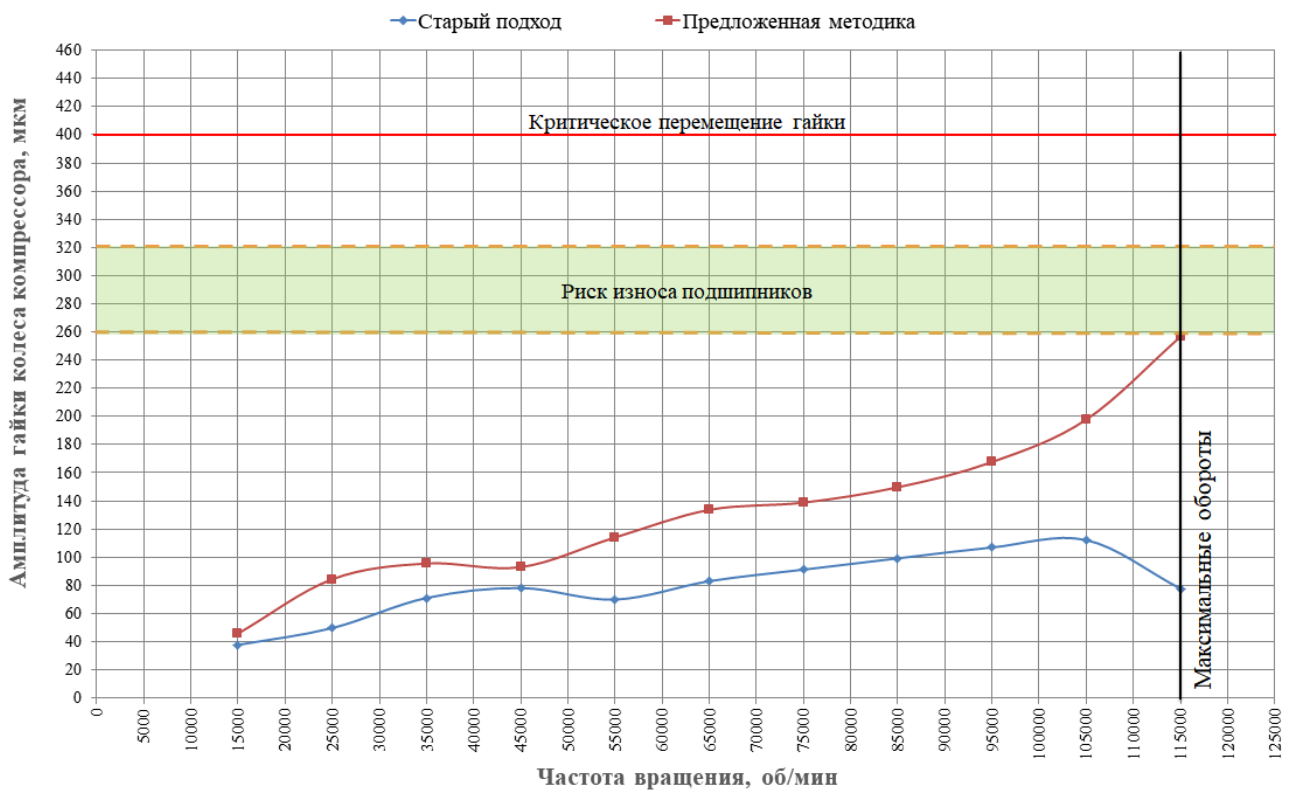
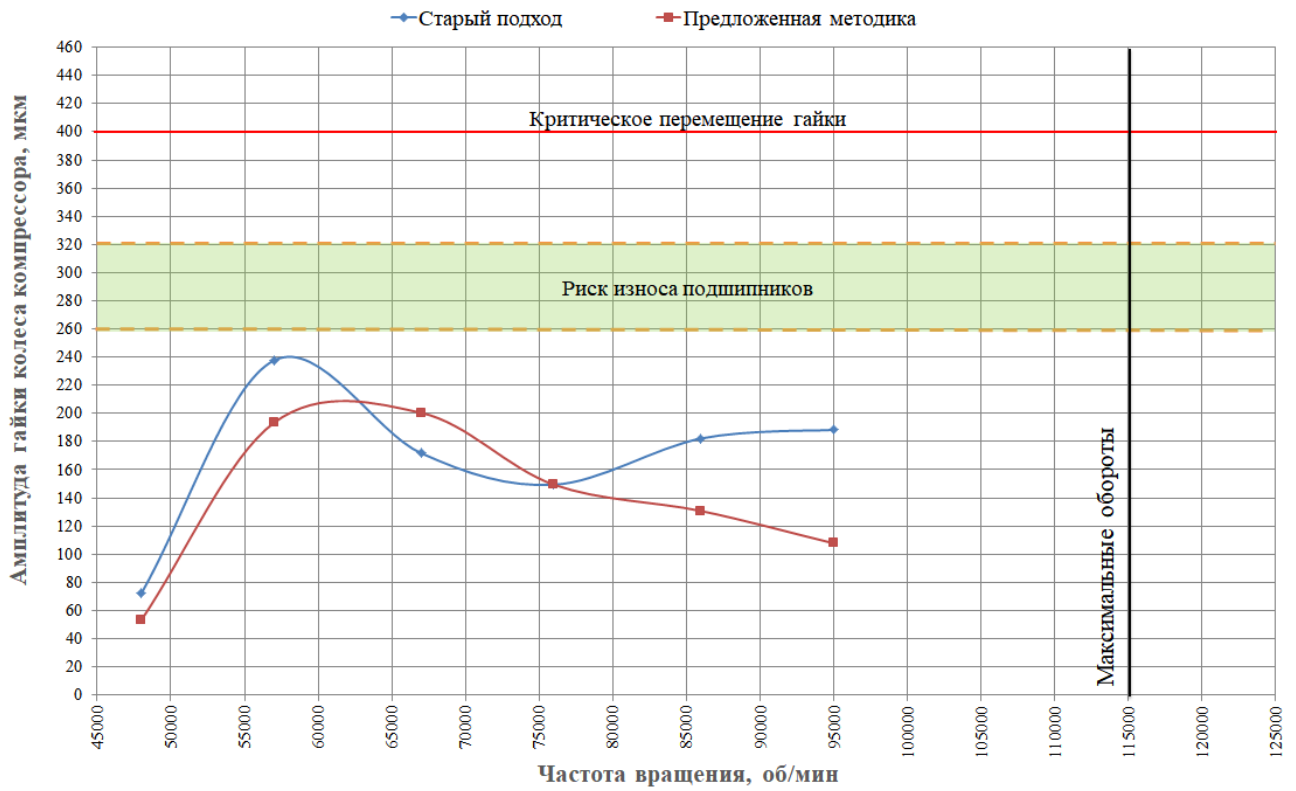


Рисунок 4.10 – Оценка значений амплитуды колебаний гайки колеса компрессора (сверху вниз): ТКР с моноштулкой; ТКР с автономными подшипниками

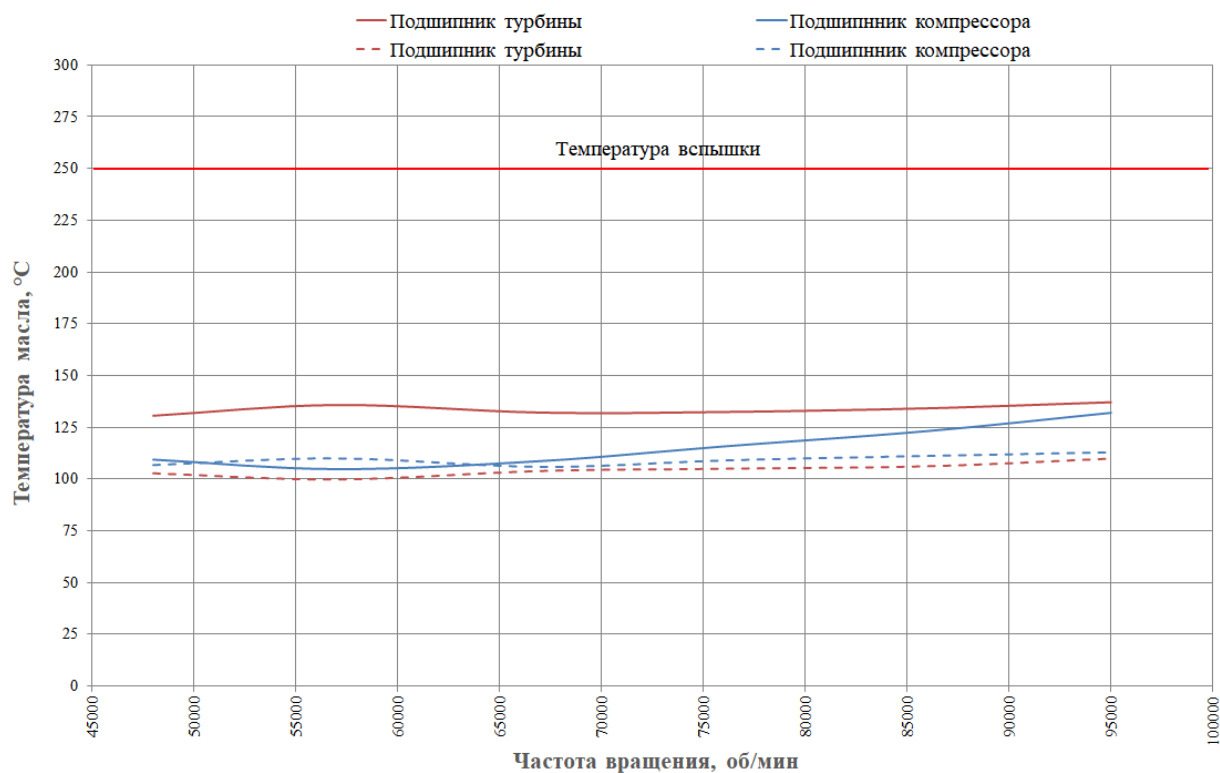


Рисунок 4.11 – Оценка значений температуры смазочного слоя ТКР с моноштул-кой: — - предложенная методика; ---- – старый подход

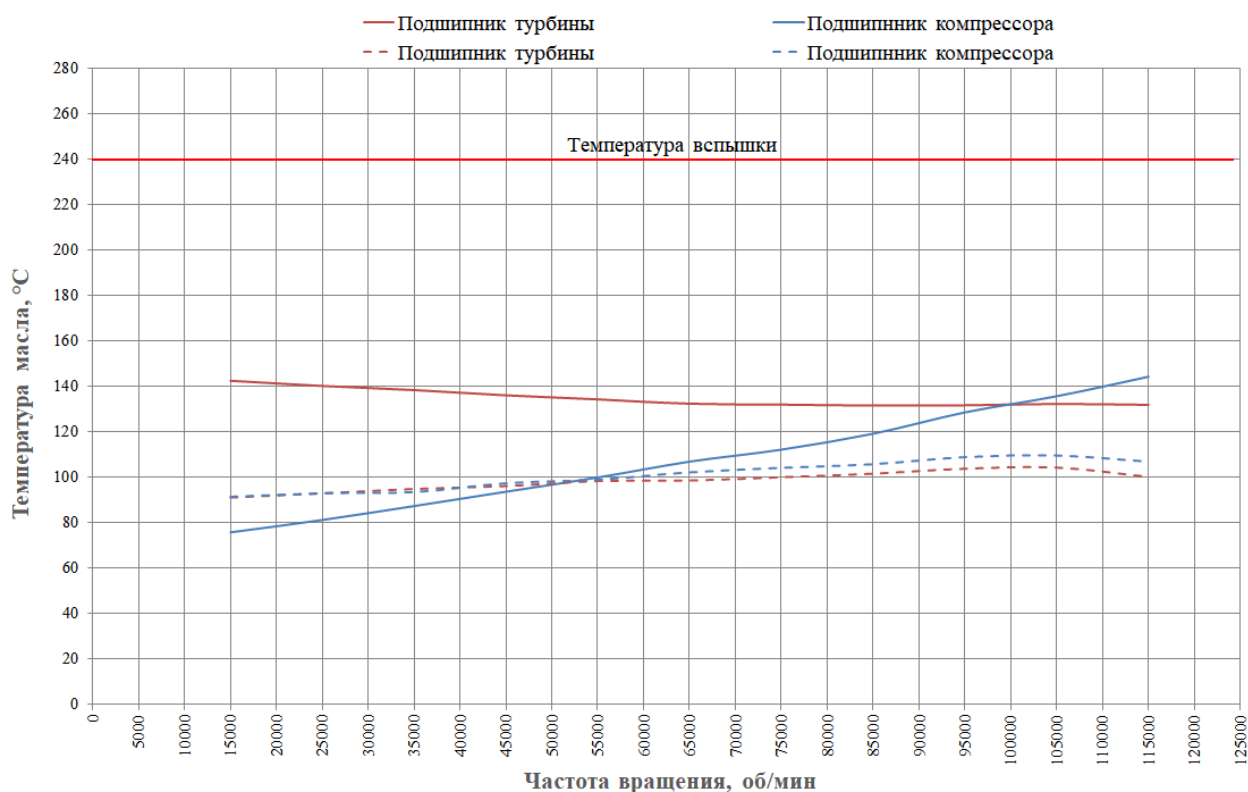


Рисунок 4.12 – Оценка значений температуры смазочного слоя ТКР с автономными подшипниками: — - предложенная методика; ---- – старый подход

4.2 Расчет динамики ротора с учетом теплодеформированного состояния подшипникового узла

В результате моделирования теплодеформированного состояния были получены значения зазоров подшипника скольжения, измененные вследствие теплового расширения. В таблицах 4.5–4.6 представлены измененные диаметрально-ые зазоры ТКР с моноштулкой и автономными подшипниками. Холодное (недеформированное) и теплодеформированное состояния подшипникового узла ТКР с разными конструкциями опор представлены на рисунках 4.13-4.14.

Таблица 4.5. Диаметрально-ые зазоры ТКР с автономными подшипниками в теплодеформированном состоянии

<i>n</i> , об/мин	Сторона турбины		Сторона компрессора	
	Зазор внутренний, мкм	Зазор внешний, мкм	Зазор внутренний, мкм	Зазор внешний, мкм
15000	39.69	88.31	39.86	90.60
25000	39.69	88.32	39.89	90.47
35000	39.69	88.35	39.92	90.32
45000	39.68	88.37	39.96	90.16
55000	39.68	88.39	40.00	89.98
65000	39.68	88.43	40.04	89.80
75000	39.68	88.46	40.08	89.59
85000	39.67	88.49	40.12	89.37
95000	39.67	88.53	40.17	89.14
105000	39.67	88.57	40.23	88.88
115000	39.67	88.62	40.28	88.62

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%.

Таблица 4.6. Диаметральные зазоры ТКР с моноштулкой в теплodeформированном состоянии

<i>n</i> , об/мин	Страна турбины		Страна компрессора	
	Зазор внутренний, мкм	Зазор внешний, мкм	Зазор внутренний, мкм	Зазор внешний, мкм
48000	31.61	69.25	30.98	69.60
57000	31.58	69.26	31.04	69.53
67000	31.62	69.27	31.07	69.47
76000	31.59	69.28	31.11	69.43
86000	31.60	69.30	31.17	69.32
95000	31.62	69.33	31.24	69.22

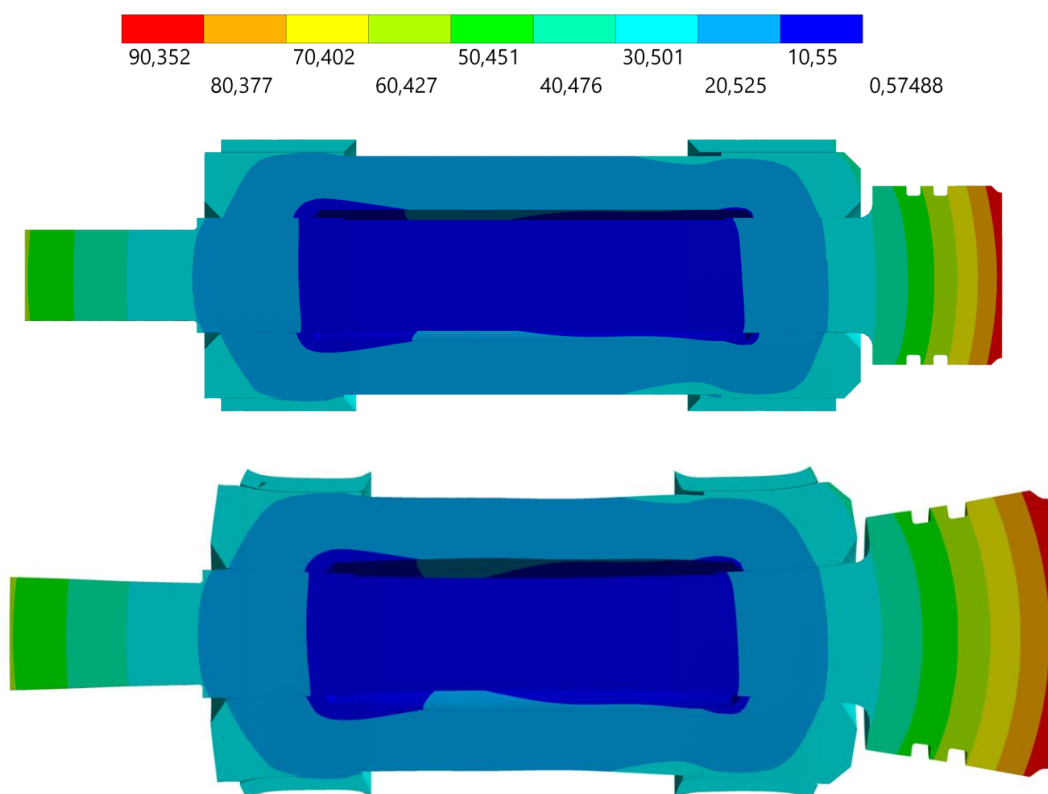


Рисунок 4.13 – Тепловые деформации подшипникового узла ТКР с моноштулкой при частоте вращения ротора 95000 об/мин (сверху вниз): холодное состояние; теплodeформированное состояние

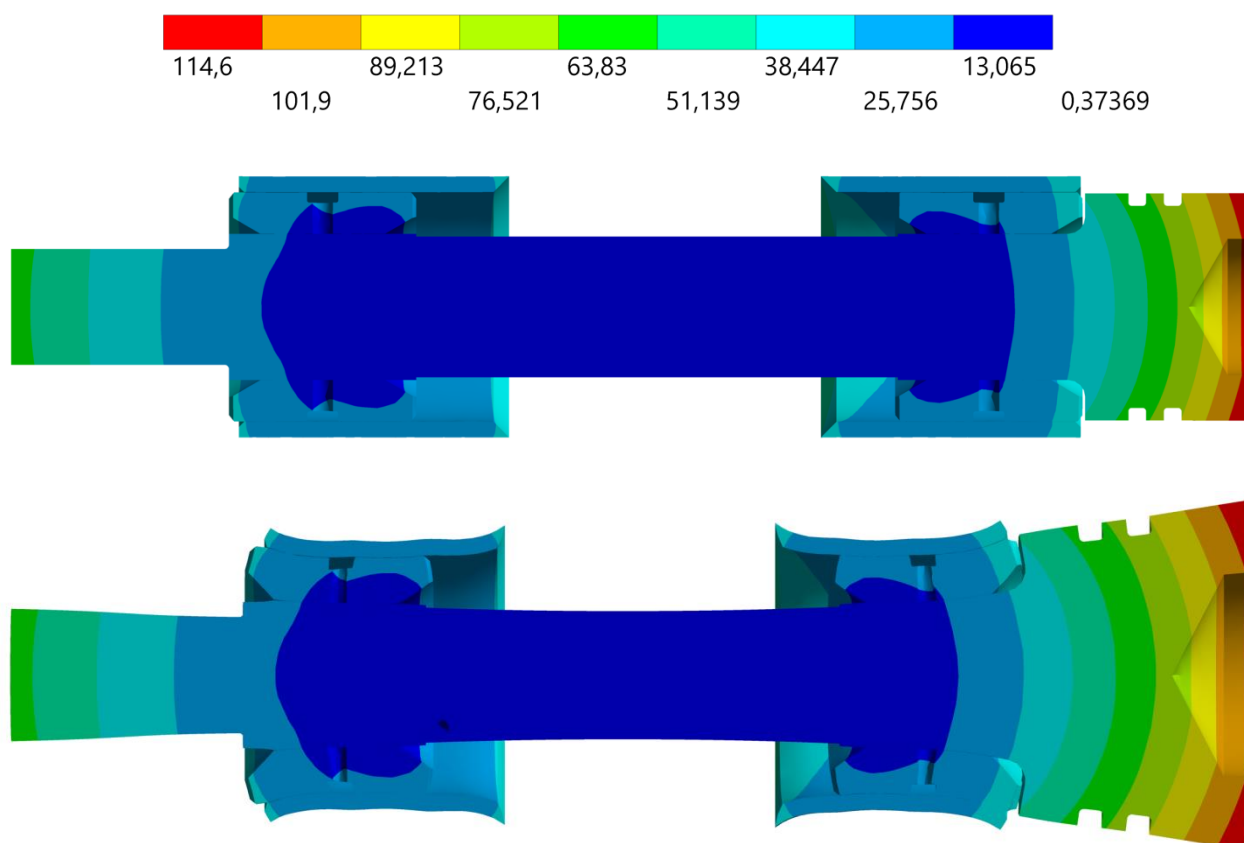


Рисунок 4.14 – Тепловые деформации подшипникового узла ТКР с автономными подшипниками при частоте вращения ротора 95000 об/мин (сверху вниз): холодное состояние; теплодеформированное состояние

Сравнение результатов расчета гидромеханических характеристик и амплитуд подшипникового узла ТКР с моноштулкой и автономными подшипниками в теплодеформированном и холодном состояниях представлены на рисунках 4.15 – 4.18.

Оценка значений амплитуды колебаний гайки колеса компрессора и температуры смазочных слоев подшипников для двух вариантов конструкций ТКР в теплодеформированном и холодным состояниях представлены на рисунках 4.19-4.21.

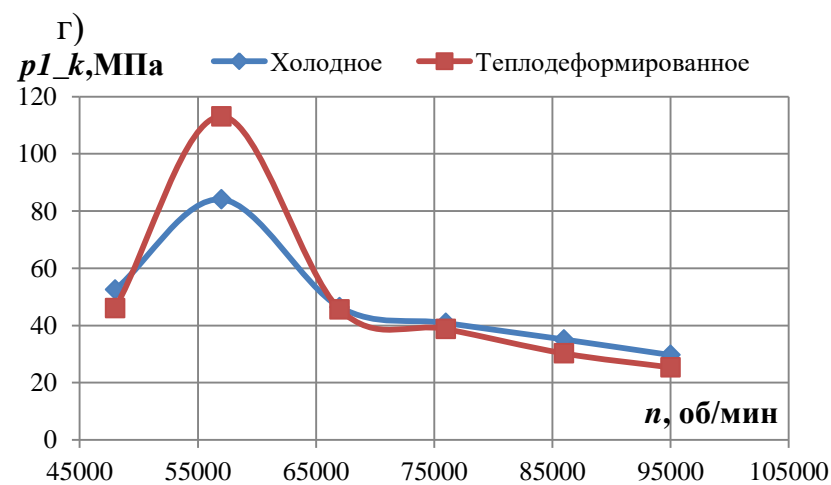
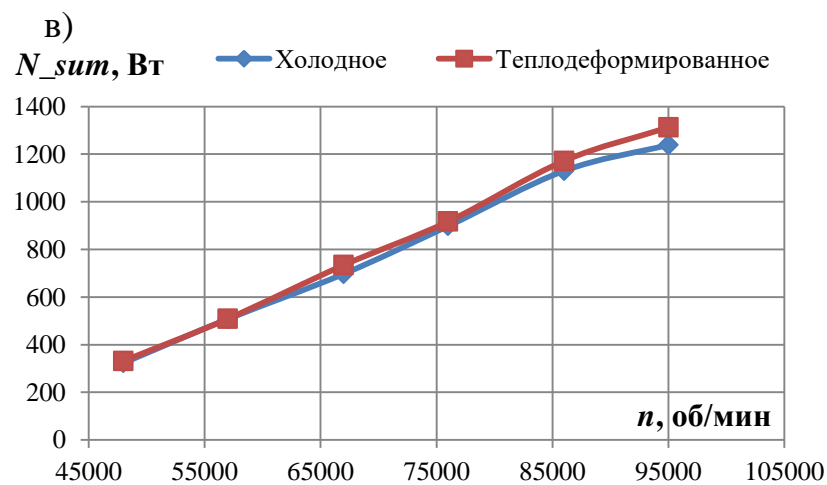
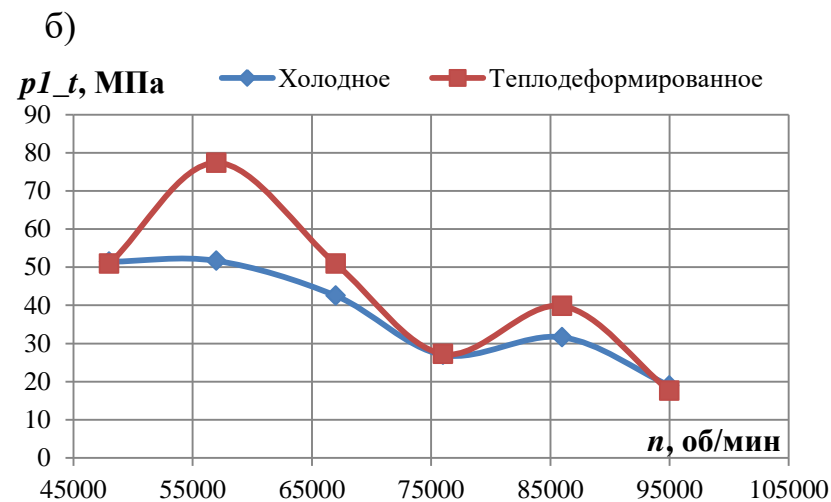
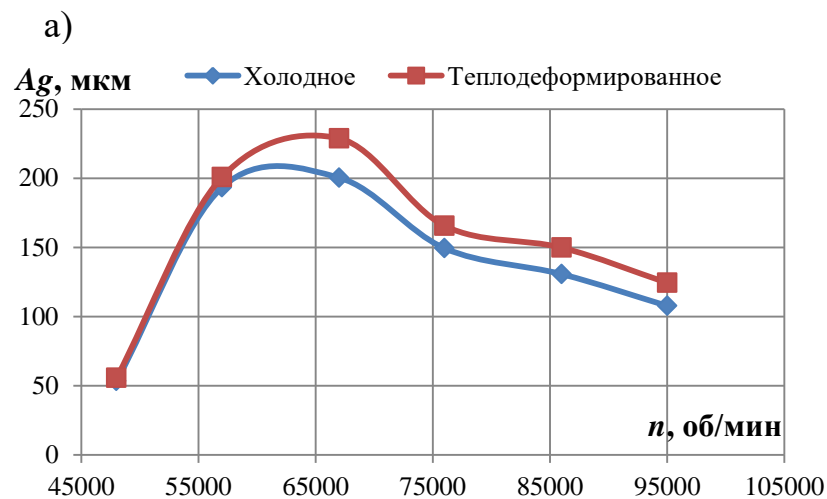


Рисунок 4.15 – Сравнение результатов расчета ТКР с моноштулкой в теплодеформированном и холодном состояниях:
 а) Абс. значение амплитуды колебаний гайки колеса компрессора; б) Макс. давление во внутреннем смазочном слое подшипника турбины; в) Суммарные потери мощности на трение в подшипниках; г) Макс. давление во внутреннем смазочном слое подшипника компрессора

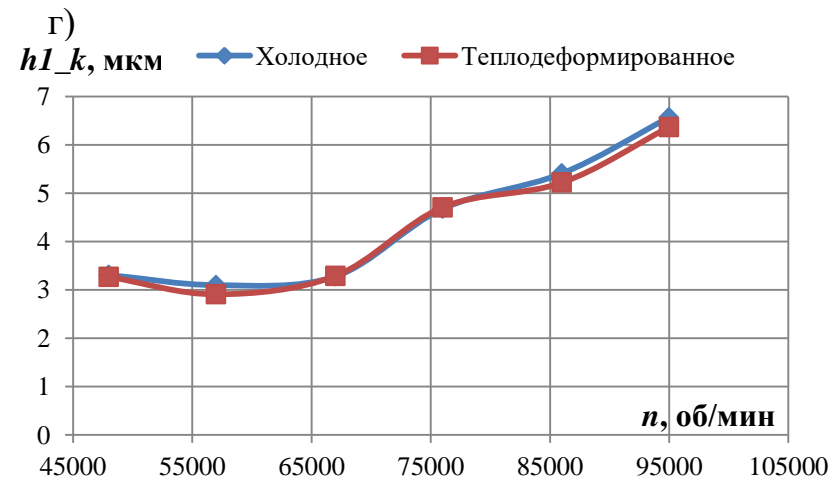
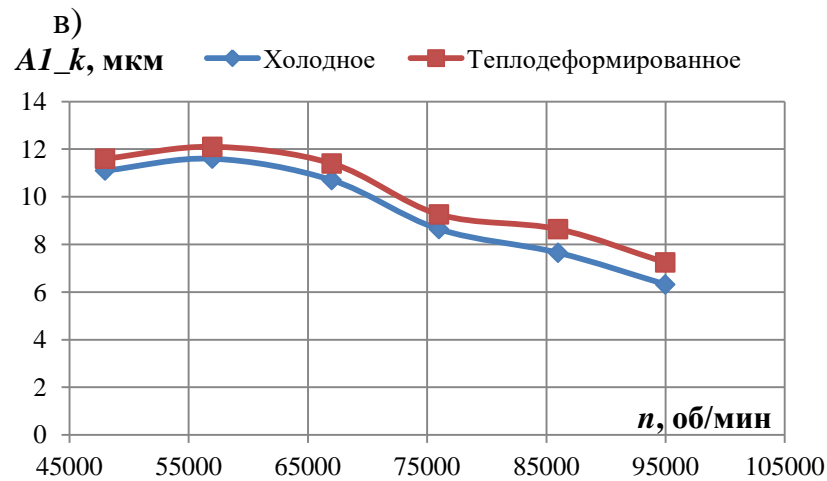
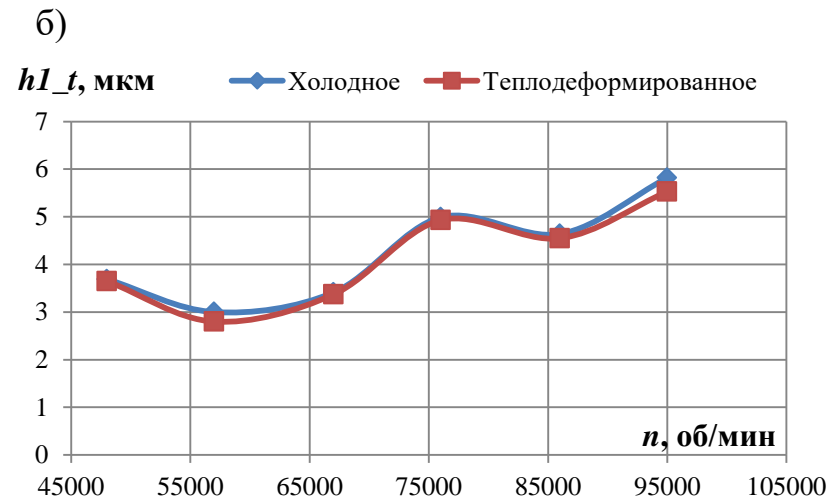
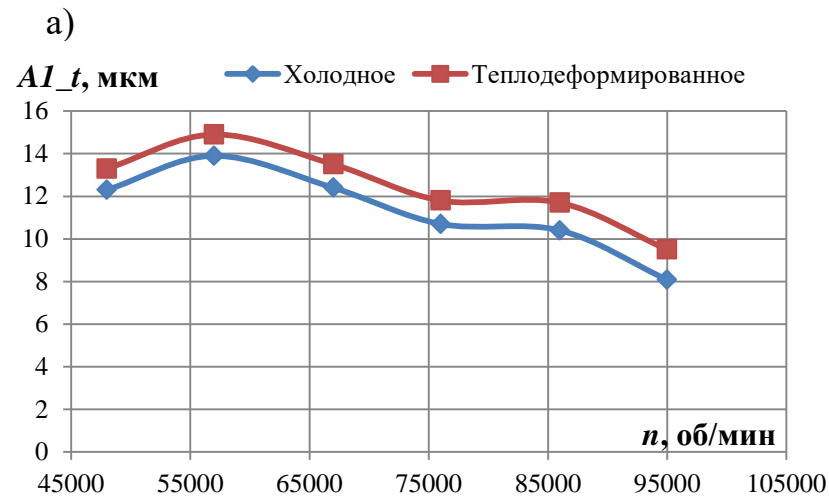


Рисунок 4.16 – Сравнение результатов расчета ТКР с моноштулкой в теплодеформированном и холодном состояниях:
 а) Абс. значение амплитуды колебаний цапфы подшипника турбины; б) Мин. толщина внутреннего смазочного слоя подшипника турбины; в) Абс. значение амплитуды колебаний цапфы подшипника компрессора; г) Мин. толщина внутреннего смазочного слоя подшипника компрессора

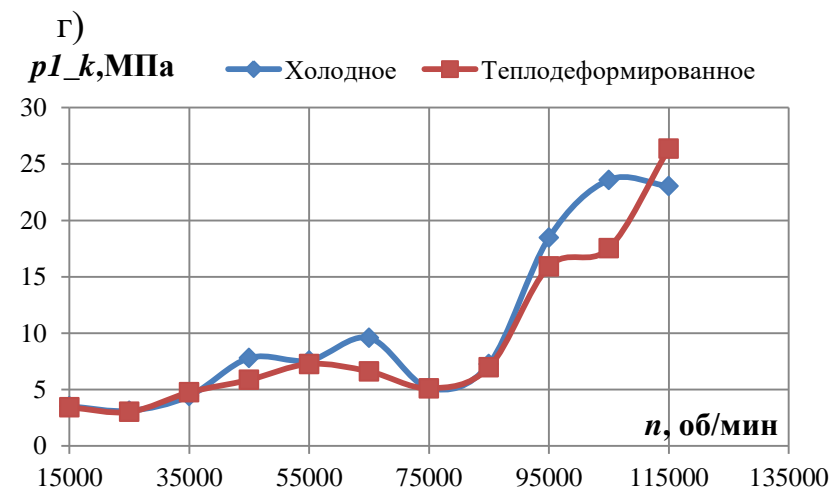
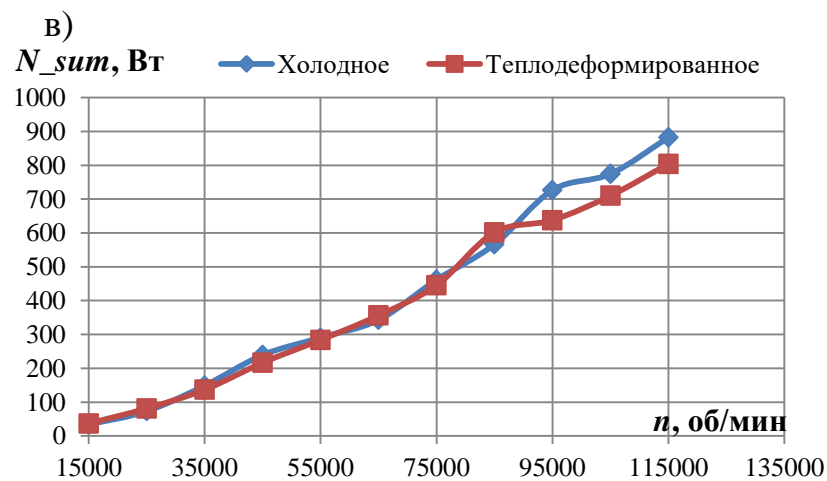
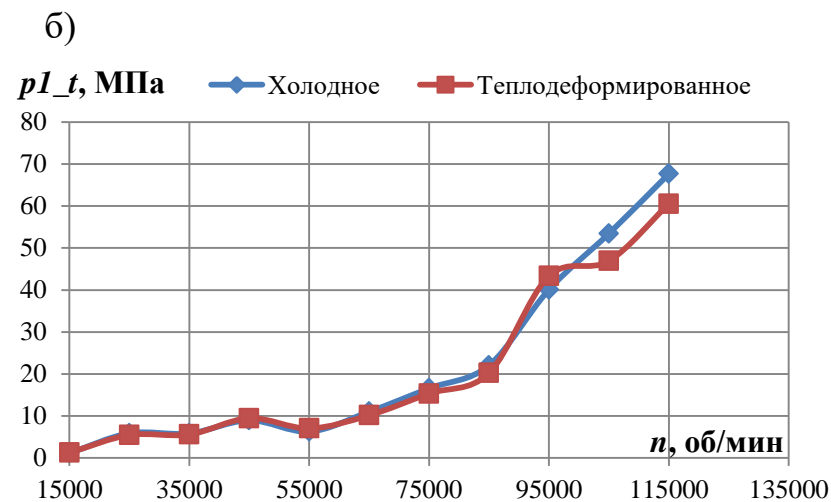
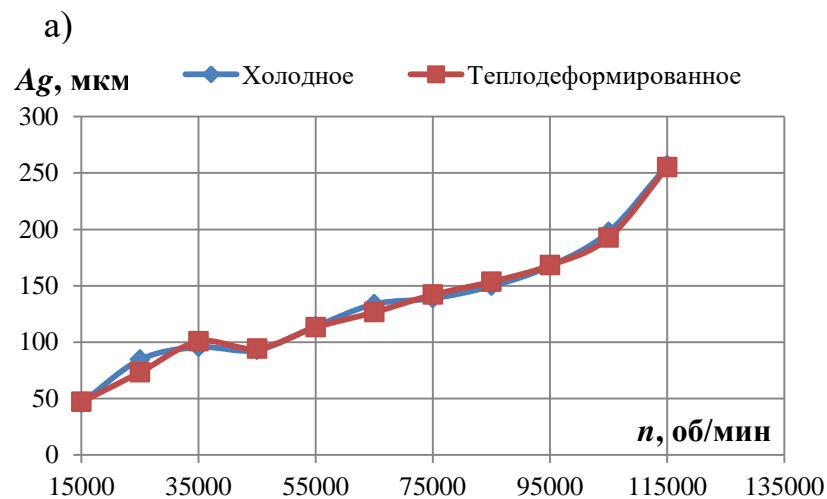


Рисунок 4.17 – Сравнение результатов расчета ТКР с автономными подшипниками в теплодеформированном и холодном состояниях: а) Абс. значение амплитуды колебаний гайки колеса компрессора; б) Макс. давление во внутреннем смазочном слое подшипника турбины; в) Суммарные потери мощности на трение в подшипниках; г) Макс. давление во внутреннем смазочном слое подшипника компрессора

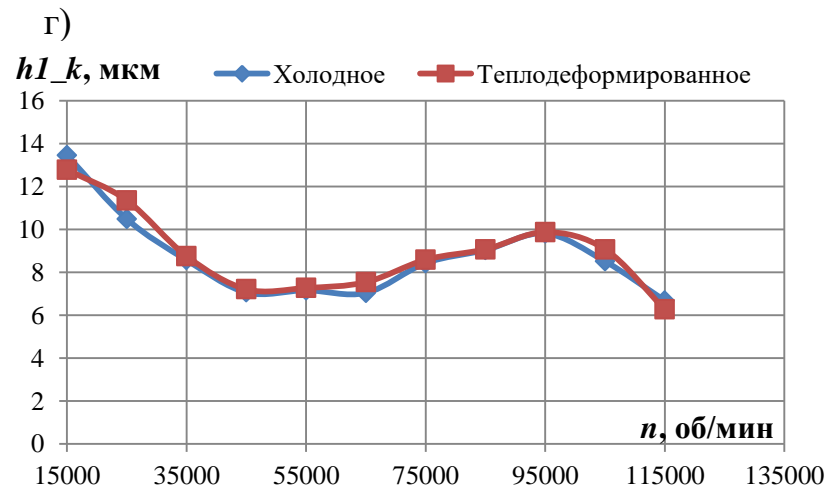
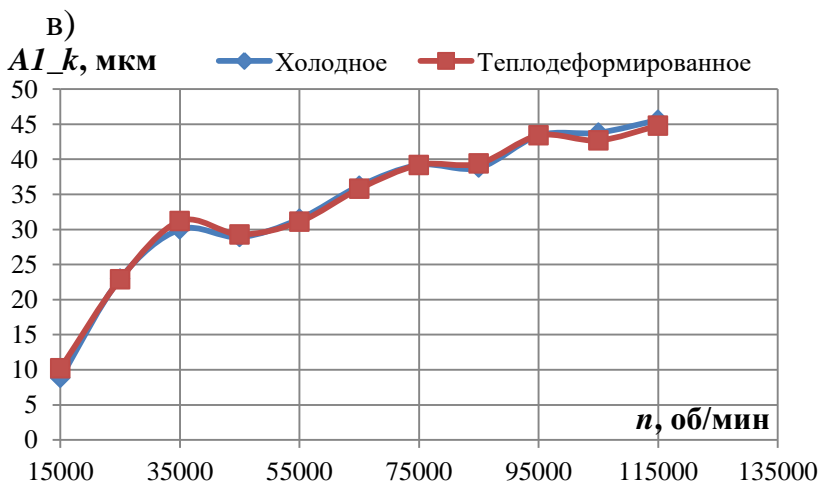
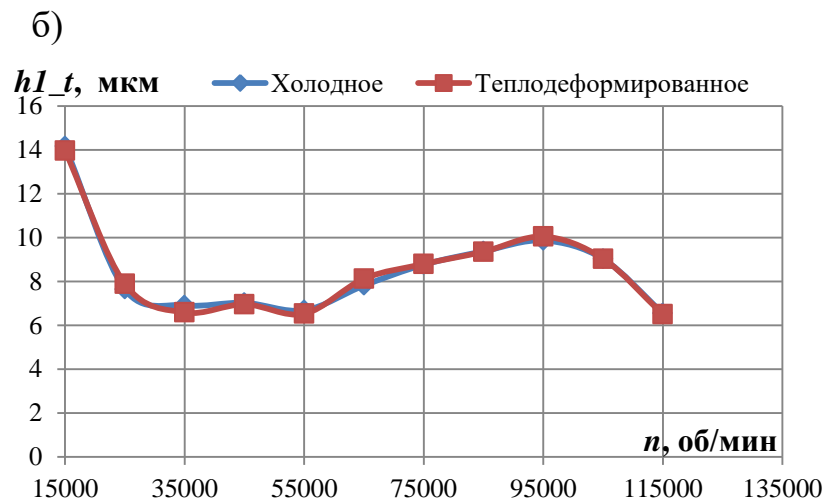
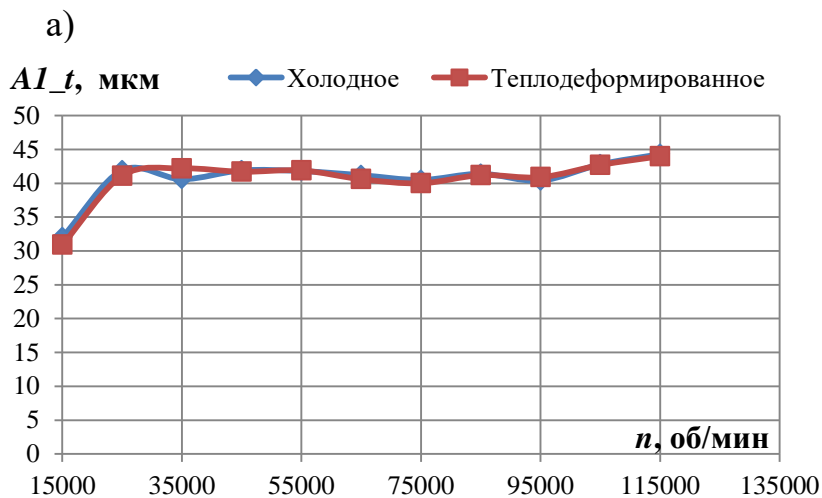


Рисунок 4.18 – Сравнение результатов расчета ТКР с автономными подшипниками в теплодеформированном и холодном состояниях: а) Абс. значение амплитуды колебаний цапфы подшипника турбины; б) Мин. толщина внутреннего смазочного слоя подшипника турбины; в) Абс. значение амплитуды колебаний цапфы подшипника компрессора; г) Мин. толщина внутреннего смазочного слоя подшипника компрессора

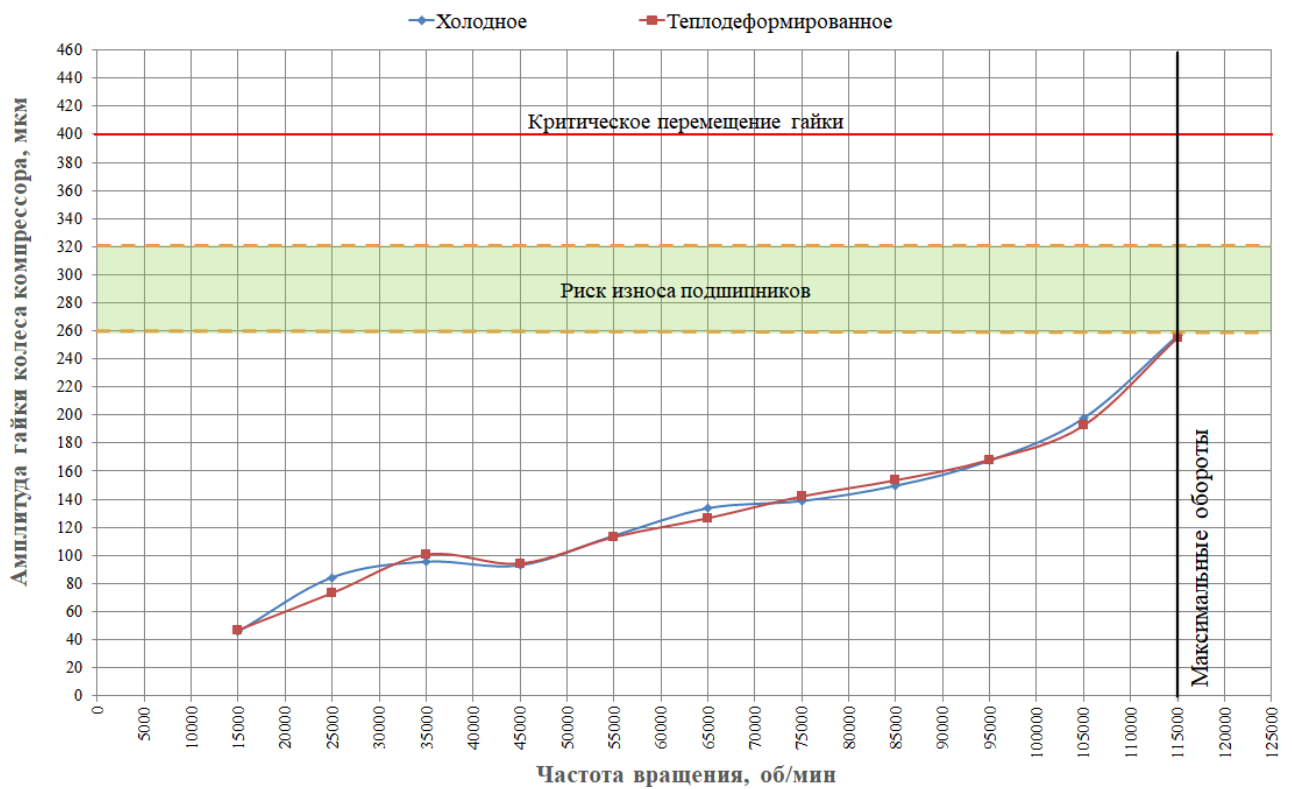
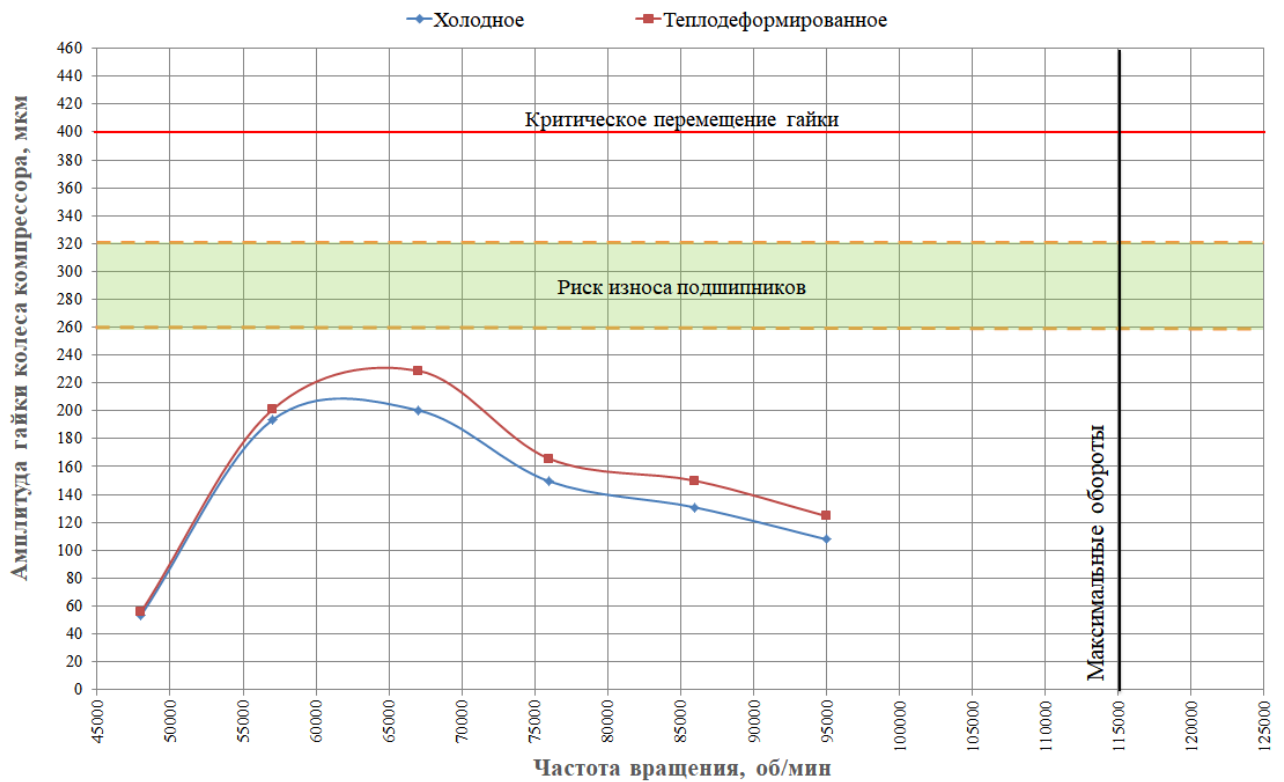


Рисунок 4.19 – Оценка значений амплитуды колебаний гайки колеса компрессора при холодном и теплодеформированном состояниях (сверху вниз): ТКТ с моноштулкой; ТКТ с автономными подшипниками

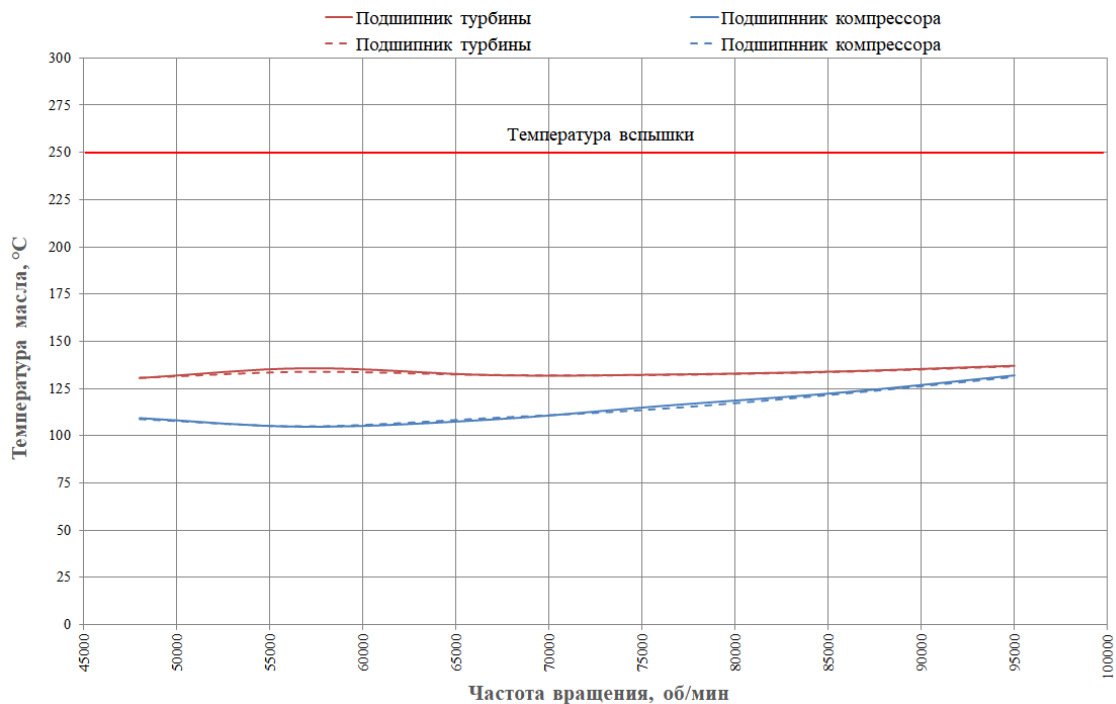


Рисунок 4.20 – Оценка значений температуры смазочного слоя ТКР с моноштулкой в теплодеформированном и холодном состояниях:

— — холодное; ---- — теплодеформированное

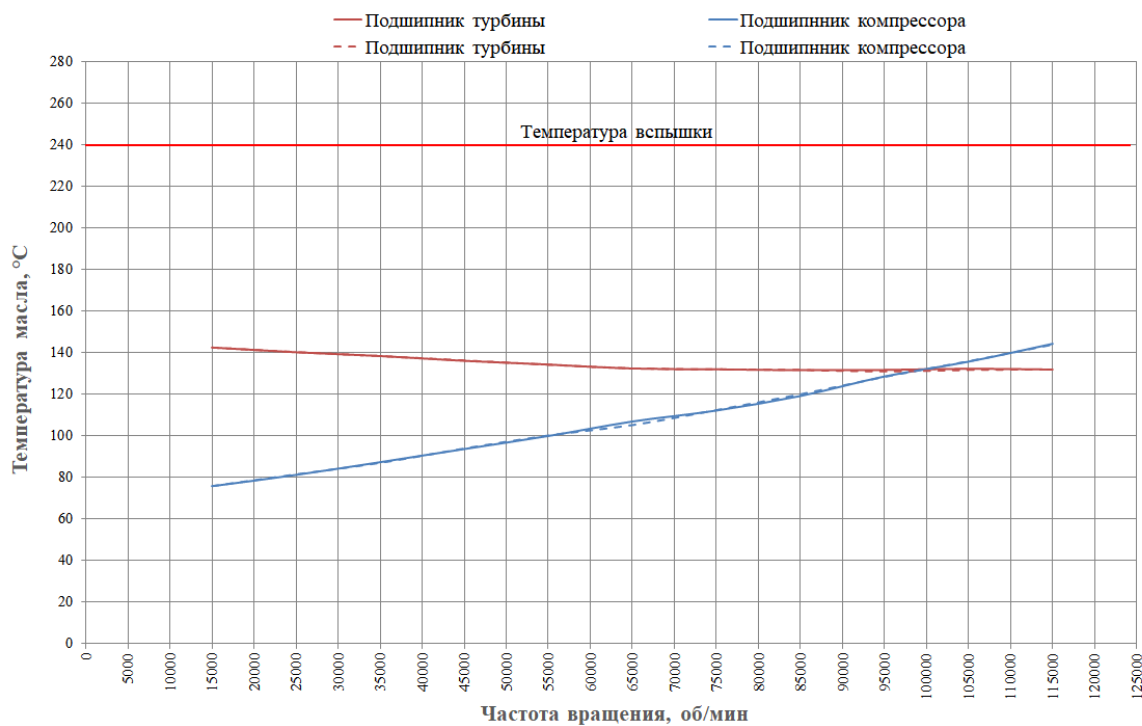


Рисунок 4.21 – Оценка значений температуры смазочного слоя ТКР с автономными в теплодеформированном и холодном состояниях:

— — холодное; ---- — теплодеформированное

Как видно из полученных результатов, наблюдается влияние тепलोдеформированного состояния элементов подшипникового узла на его гидромеханические характеристики. 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%.

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. Теплодеформированное состояние повышает риски контакта колес с корпусом и износа подшипников, что напрямую сказывается на их работоспособности. Стоит учитывать, что современные тенденции проектирования ТКР направлены на уменьшение зазоров подшипникового узла, чтобы добиться стабильного движения ротора, что означает повышение влияния тепловых деформаций, а также состояния смазочного материала на работоспособность подшипникового узла.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

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 теплодеформированного 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 теплодеформированного состояния элементов подшипникового узла. Выявлено, что перепад температуры во внутреннем слое подшипника может достигать $81\text{ }^{\circ}\text{C}$, а во внешнем слое – $68\text{ }^{\circ}\text{C}$. 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 1.4-5.2 раза, максимальное давление в смазочном слое в 1.85-3.8 раза, амплитуда колебаний гайки колеса компрессора в 1.6-1.8, 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 0.43-5.4 %, 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 подшипника ТКР; использование предложенной методики на насосных агрегатах; учет перекоса втулки при расчете динамики гибкого ротора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ryu, K. Bump-type foil bearings and flexure pivot tilting pad bearings for automotive oil-free turbochargers: Highlights in Rotordynamic performance / К. Ryu, Z. Ashton // ASME J. Eng. Gas Turbines Power. – 2016.
2. Nguyen-Scafer, H. Rotordynamics of Automotive turbochargers // Springer Tracts in Mechanical Engineering. – 2015. – 367 p.
3. Turbocharger Market
URL: <https://www.alliedmarketresearch.com/turbocharger-market>
(дата обращения: 15.06.2022).
4. Батурин, О. В. История изобретения и развития агрегатов наддува двигателей внутреннего сгорания / О. В. Батурин, Н. В. Батурин, В. Н. Матвеев // Авиационная и ракетно-космическая техника. – 2009. – С. 369-376.
5. Камитов, М.С. Современные методы экономии топлива. Перспективы применения/ М.С. Камитов // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2015. – №2 (4), – 4 с.
6. Cantemir, C. Twin Turbo Strategy Operation, SAE Technical Paper. – 2001.
7. What are the Different Types of Turbocharger?
URL: <https://www.melett.com/technical/turbocharger-explained/types-of-turbocharger/> (дата обращения: 15.06.2022).
8. The Benefits and Drawbacks of Twin Turbos?
URL: <https://www.carsdirect.com/aftermarket-parts/the-benefits-and-drawbacks-of-twin-turbos> (дата обращения: 15.06.2022).
9. Capobianco, M. Waste-gate turbocharging control in automotive SI engines: effect on steady and unsteady turbine performance / M. Capobianco, S. Marell // SAE Technical Paper. – 2007. – P. 16.
10. Watson, N. Turbocharging the Internal Combustion Engine / N. Watson, M.S. Janota // Wiley-Interscience Division. – 1982.

11. Karnik, A. Y. Electronic throttle and wastegate control for turbocharged gasoline engines / A. Y. Karnik, J. H. Buckland, J. S. Freudenberg // Proceedings of the 2005, American Control Conference. – 2005.
12. Wibmer, M. Simulation of turbocharger wastegate dynamics / M. Wibmer, T. Schmidt, O. Grabherr, B. Durst // MTZ Worldwide. – 2015. – № 76, – P. 28–31.
13. Wilhemson, C. Operation strategy of a dual fuel HCCI engine with VGT / C. Wilhemson, P. Tunestal, B. Johanson // SAE Technical Paper. – 2007. – P. 10.
14. Hatami, M. Experimental optimization of the vanes geometry for a variable geometry turbocharger (VGT) using a Design of Experiment (DoE) approach / M. Hatami, M. Cuijpers, M. D. Boot // Energy Conversion and Management. – 2015. V. 106. – P. 1057–1070.
15. Eichhorn, R.R. Waste energy driven air conditioning system (WEDCS) / R.R. Eichhorn, M. Boot, C. Lujiten // SAE International. – 2009.
16. Cuijpers, M. Power turbine technology recover waste energy / M. Cuijpers // The Netherlands, Eindhoven University of Technology. – 2014.
17. Dziubak, T. Operational malfunctions of turbochargers – reasons and consequences / T. Dziubak, M. Karzewski // Combustion Engines. – 2016. – 164(1). – P. 13-21.
18. Ryu, K. Wire mesh dampers for semi-floating ring bearings in automotive turbochargers: Measurements of structural stiffness and damping parameters / K. Ryu, H. Yi // Energies. – 2018. – № 11(4).
19. Chen, W. J. Rotordynamics and bearing design of turbochargers // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2012. – №29. – P. 77-89.
20. Задорожная, Е.А. Совершенствование конструкций многослойных подшипников ротора турбокомпрессоров дизелей / Е.А. Задорожная, А.С. Фишер // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королева. – 2009. – №3-2(19). – С. 17-21.
21. Прокопьев, В.Н. Динамика гибкого асимметричного ротора на трехслойных подшипниках скольжения / В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев, Е.А. За-

дорожная, Н.А. Хозенюк // Вестник ЮУрГУ . Серия: « Машиностроение». – 2006. – №8. – С. 59-68.

22. Polichronis, D. Turbocharger lubrication – lubricant behavior and factors that cause turbocharger failure / D. Polichronis, R. Evaggelos, G. Alcibiades, G. Elias, P. Apostolos // International journal of automotive engineering and technologies. – 2013. – V. 2. – P. 40-54.

23. Liang, F. Effects of semi-floating ring bearing outer clearance on the sub-synchronous oscillation of turbocharger rotor / F. Liang, M. Zhou, Q. XU // Chinese journal of mechanical engineering. – 2016. – V. 29. – №5. – P. 901-910.

24. MacInnes, H. Turbochargers // H. P. Books. – 1976. – P. 21-26

25. Boyaci, A. Stability and bifurcation phenomena of Laval/Jeffcott rotors in semi-floating ring bearings / A. Boyaci, D. Lu, B. Schweizer // Nonlinear Dynamics. – 2014. – № 79(2). – P. 1535-1561.

26. Bonello, P. Non-linear modelling of rotor dynamic systems with squeeze film dampers—an efficient integrated approach / P. Bonello, M. Brennan, R. Holmes // Journal of sound and vibration. –2002. – 249(4). – P. 743-773.

27. Cao, J. Nonlinear transient modeling and design of turbocharger rotor/semi-floating bush bearing system / J. Cao, S. Dousti, P. Allaire, T. Dimond // Lubricants. – 2017. – №5.

28. Shi, F. An analysis for floating bearings in a turbocharger / F. Shi, D. Deng // SAE Technical Paper. – 2011.

29. Hiereth, H. Charging the Internal Combustion Engine / H. Hiereth, P. Preninger // Springer – Verlag Wien. – 2003. –P. 196-200.

30. Gunter, E. J. Dynamic Analysis of a Turbocharger in Floating Bushing Bearings / E. J. Gunter, W.J. Chen // ISCORMA-3, Cleveland, Ohio, 19-23 September 2005.

31. Dyk, S. Predictive capability of various linearization approaches for floating-ring bearings in nonlinear dynamics of turbochargers / S. Dyk, L. Smolik, J. Rendl // Mech. Mach. Theory. – 2020. – №149.

32. Eom, M.D. A study on performance characteristics in diesel engine when applied ball bearings type turbocharger / M.D. Eom, M.S. Kim, D.S. Baik // Transactions of KSAE. – 2010. – V.18, №4. – P. 74-78.

33. Каминский, В.Н. Разработка системы наддува с подшипниками качения / В.Н. Каминский, Р.В. Каминский, Е.А. Костюков, С.В. Сибиряков, Т.И. Терегулов, А.С. Филиппов // Научноград наука производство общество. –2018. – №2(16). – С. 39-49.

34. Solving the powertrain puzzle / Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG // 10th Schaeffler Symposium. –2014. – 521 p.

35. Bauer, K. H. High volume series production of ball bearing turbochargers / K. H. Bauer, C. Balis, D. Paja, P. Davies, D. Marsal // MTZ Worldwide. – 2011. – № 72(4). – P. 48-51.

36. Daniel, C. Numerical simulation of the dynamic behavior of turbochargers under consideration of full-floating ring bearing and ball bearings / C. Daniel, S. Gobel, S. Nitzschke, E. Woschke, J. Strackeljan // 11th International Conference on Vibration Problems. – 2013. – 10 p.

37. San Andres, L.A. On the effect of thermal energy transport to the performance of (semi) floating ring bearing systems for automotive turbochargers/ L.A. San Andres, V. Barbarie, A. Bhattacharya, K. Gjika // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2012. – V.134. – 10 p.

38. Ziese, C. Run up simulation of a full-floating ring supported Jeffcott-rotor considering two-phase flow cavitation / C. Ziese, S. Nitzschke, E. Woschke // Archive of Applied Mechanics. – 2021. – V. 91. – P. 777-790.

39. Khonsari, M.M. Applied Tribology: Bearing Design and Lubrication / M.M. Khonsari, E.R. Booser // John Wiley & Sons. – 2008. –V. 12.

40. Gasch, R. Rotordynamik / R. Gasch, R. Nordmann, H. Pfuetzner // Springer. –1975. –706 p.

41. Hori, Y. Hydrodynamic lubrication / Y. Hori // Springer. – 2006. – 231 p.

42. Kraemer, E. Rotordynamics of rotors and foundations / E. Kraemer // Springer. – 1993. – 384 p.

43. Porzig, D. Thermal analysis of small high-speed floating-ring journal bearings / D. Porzig, H. Raetz, H. Schwarze, J.R. Seume //11th international conference on turbochargers and turbocharging. – 2014. – P. 421-436.

44. Porzig D. Systemspezifische Schmierfilmdissipation in den radialen Lagerstellen von Abgasturboladern. – Shaker, 2015.

45. Romagnoli, A. A review of heat transfer in turbochargers / A. Romagnoli, A. Manivannan, S. Rajoo, M.S. Chiong, A. Fenely, A. Pesiridis, R.F. Martinez-Botas // Renewable and sustainable energy reviews. – 2017. – V.74. – P. 1442-1460.

46. Chen, W.J. Rotordynamics and bearing design of turbochargers //Mechanical Systems and Signal Processing. – 2012. – V. 29. – P. 77-89.

47. Baines, N. The analysis of heat transfer in automotive turbochargers / N. Baines, K.D. Wygant, A. Dris //Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2010. – V. 132. – №. 4.

48. Why do turbochargers fail?

URL: <https://www.garrettmotion.com/ru/news/newsroom/article/why-do-turbochargers-fail/#:~:text=Most%20failures%20are%20caused%20by,fitting%20usually%20causes%20oil%20starvation> (дата обращения: 15.06.2022).

fail/#:~:text=Most%20failures%20are%20caused%20by,fitting%20usually%20causes%20oil%20starvation (дата обращения: 15.06.2022).

49. Николаев, Н.И. Современное состояние и техническая эксплуатация турбонаддувочных агрегатов: монография / Н.И. Николаев, В.А. Савченко // – СПб.: Судостроение. – 2005. – 114 с.

50. Николаев, Н.И. Повышение эффективности и надежности турбокомпрессоров судовых двигателей в эксплуатации: монография/ Н.И. Николаев // – СПб.: Судостроение. – 2009. –230 с.

51. Zhao, S.X. An experimental study of nonlinear oil-film forces of a journal bearing / S.X. Zhao, X.D. Dai, G. Meng, J. Zhu // Journal of Sound and Vibration. –2005. – P. 827–843.

52. Zheng, J. Dynamic behaviour of a cracked flexible rotor supported on journal bearings / J. Zheng, G. Meng // Chinese Journal of Aeronautics. – 1997. – 10(1). – P. 28–35.

53. Geralis, A. Turbochargers-superchargers lubrication, material failures, failure statistics / A. Geralis, E. Gasparakis // Higher School of Pedagogical and Technological Education – Department of Mechanical Engineering Educators. – 2009.

54. Romagnoli, A. Heat Transfer on a Turbocharger Under Constant Load Points / A. Romagnoli, R. Martinez-Botas // ASME Conference Proceedings. – 2009. – P. 163-174.

55. Гаффаров, Г.Г. Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторных двигателей улучшением смазывания подшипникового узла / Г.Г. Гаффаров, Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко, А.Т. Кулаков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». –2015. – Т.15, № 3. – С. 18-27.

56. Deng, D. The effect of oil debris in turbocharger journal bearings on sub synchronous NVH / D. Deng, F. Shi, L. Begin, I. Du, General Motors // SAE Technical Papers. – 2015. – 10 p.

57. Паровай, Е.Ф. Актуальные проблемы надежности узлов трения газотурбинных двигателей / Е.Ф. Паровай, И.Д. Ибатуллин // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королева. –2015. –Т.14, №3-2. – С. 375-383.

58. Gritsenko, A.V. The method and the bench for diagnosing the TCR-11 turbocompressor / A.V. Gritsenko, A.M. Plaksin, I. Ganiev, A. Yu, Burtsev, F.A. Gafarov // Vestnik of Tajik State Technical University by name of M. Osimi. – 2014. – P. 92-97.

59. Moreira, M.F. Failure analysis in aluminum turbocharger wheels // Engineering failure analysis. – 2016. – V.61. – P. 108-118.

60. Serrano, J. R. Adaptation of a 1-D tool to study transient thermal in turbocharger bearing housing / J. R. Serrano, A. Tiseira, L. M. Garcia-Cuevas, T. R. Usaquen // Applied Thermal Engineering. –2018. –V. 134. –P. 564-575.

61. Плаксин, А.М. Продление срока службы турбокомпрессоров автотракторной техники применением гидроаккумулятора в системе смазки / А.М.

Плаксин, А.В. Гриценко, А.Ю. Бурцев, К.В. Глемба, К.И. Лукомский // Фундаментальные исследования. 2014. № 6. – С. 728-732.

62. Plantegenet, T. The thermal unbalance effect induced by a journal bearing in rigid and flexible rotors: experimental analysis / T. Plantegenet, M. Arghir, M. Hassini, P. Jolly // Tribology Transactions. –2019. –V.63. –P. 52-67.

63. Murphy, B.T. Case study of Morton effect shaft differential heating in a variable-speed rotating electric machine / B. T. Murphy, J.A. Lorenz // Proceedings of ASME Turbo Expo. – 2011.

64. Tong, X. Measurement and prediction of the journal circumferential temperature distribution for the rotordynamic Morton effect / X. Tong, A. Palazzolo // Journal of Tribology. –2018. –V.140. –P. 1-25.

65. Shaaban, S. Experimental investigation and extended simulation of turbocharger non-adiabatic performance. – Hannover, 2004. – 228 p.

66. Gil, A. Fast three-dimensional heat transfer model for computing internal temperatures in the bearing housing of automotive turbochargers/A.Gil, A.T. Omar, L.G. Migel, T.R. Usaquen, G. Mijotte// Sage Journals - 2018. – P. 1-12.

67. Луцко, В.А. Исследование работы элементов турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания / В. А. Луцко, Р. Р. Хасанов, А. Х. Хайруллин, В. М. Гуреев // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2017. – № 12(693). – С. 20-29.

68. Li, Y. Numerical and experimental investigation on thermohydrodynamic performance of turbocharger rotor-bearing system / Y. Li, F. Liang, Y. Zhou, S. Ding, F. Du, M. Zhou, J. Bi, Y. Cai // Applied Thermal Engineering. – 2017. – V.121. – P. 27-38.

69. Aghaali, H. Evaluation of different heat transfer conditions on an automotive turbocharger / H. Aghaali, H. Angstrom, J. R. Serrano // International Journal of Engine Research. – 2015. –V.16. – P. 137-151.

70. Aghaali, H. Turbocharged SI-engine simulation with cold and hot-measured turbocharger performance maps / H. Aghaali, H. Angstrom // Proceedings of ASME Turbo Expo. – 2012. – P. 671-679.

71. Alaviyon, Sh. A three-dimensional conjugate heat transfer model of a turbo-charger housing / Sh. Alaviyoun, M. Ziabasharhagh, A. Mohammadi // Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering. – 2020.

72. Jiaqiang, E. Effect analysis on flow and boiling heat transfer performance of cooling waterjacket of bearing in the gasoline engine turbocharger / E. Jiaqiang, Z. Zhang, Z. Tu, W. Zuo, W. Hu, D. Han, Y. Jin // Applied Thermal Engineering. – 2018. – V. 130. – P. 754-766.

73. Helmig, T. A novel transient infrared-thermography based experimental method for the inverse estimation of heat transfer coefficients in rotating bearings / T. Helmig, R. Kneer // International Journal of Thermal Sciences. – 2021. – V. 167.

74. Willers, O. Thermal Influence on the Overall TC System with Consideration of the Coupled Bearings / O. Willers, J.R. Seume, C. Zeh, H. Schwarze // MTZ worldwide. – 2021. – V. 82. – №. 2. – P. 56-60.

75. Суворов, И.А. Исследование возможности тепловой оптимизации ротора турбокомпрессора с проведением конечно-элементных анализов/ И.А. Суворов, Л.А. Бердников // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. –2011. –№1. – С.138.

76. Xiang, G. Transient tribo-dynamic model for journal bearings during start-up considering 3D thermal characteristic / G. Xiang, Y. Han, T. He, J. Wang, K. Xiao, J. Li // Tribology International. – 2020. – V. 144. – 40 p.

77. Райковский, Н.А. Методика исследования температурных деформаций самосмазывающихся подшипниковых узлов трения высокотемпературных малорасходных турбоагрегатов / Н.А. Райковский, В.Л. Юша, А.В. Третьяков, В.А. Захаров, К.И. К // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2019. – Т. 3. – № 2. – С. 51-61.

78. Cormerais, M. Heat transfer analysis in a turbocharger compressor: modeling and experiments / M. Cormerais, J.F. Hetet, P. Chesse, A. Mailboom // SAE Technical Paper. – 2006. – №. 2006-01-0023.

79. Hu, Q. Study on Thermal Unstable Vibration of Rotor under Journal Whirl with Large Amplitude in Journal Bearing / Q. Hu, M. Zhu, J. Yang // International Journal of Rotating Machinery. – 2020. – V. 2020. – 12 p.

80. Шустров, Ф. А. Проектирование высокооборотного турбогенератора для двигателя внутреннего сгорания / Ф. А. Шустров, А. П. Татарников, Д. А. Иванов // Новое слово в науке: стратегии развития : Сборник материалов IX Международной научно-практической конференции, Чебоксары, 07 июня 2019 года. – Чебоксары: Центр научного сотрудничества "Интерактив плюс", 2019. – С. 155-159.

81. Федорова, Н.Н. Основы работ в Ansys 17/ Н.Н. Федоров, С.А. Вальгер, М.Н. Данилов, Ю. В. Захарова // М.: ДМК Пресс. – 2017. –С. 210

82. Смирнов, Е.М. Метод конечных объемов в приложении к задачам гидродинамики и теплообмена в областях сложной геометрии / Е. М. Смирнов, Д. К. Зайцев // Научно-технические ведомости СПбГТУ. – 2004. – Т. 2. – № 36. – С. 70-81.

83. Мареев, В.В. Основы методов конечных разностей/ В.В. Мареев, Е.Н. Станкова // Санкт-Петербург: Издательство Санкт-Петербургского гос. университета. – 2012. – 64 с.

84. Амосов, А.А. Вычислительные методы для инженеров: Учеб. пособие / А.А. Амосов, Ю.А. Дубинский, Н.В. Копченова // М: Высш. Шк. –1994. – 544 с.

85. What's the difference between FEM, FDM and FVM?
URL: <https://www.machinedesign.com/3d-printing-cad/fea-and-simulation/article/21832072/whats-the-difference-between-fem-fdm-and-fvm>
(дата обращения: 15.06.2022).

86. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике // М.: Мир. – 1975.

87. Kurowski, Paul M. Finite Element Analysis for Design Engineers // SAE International. – 2016. – 284 p.

88. Liu, G.R. The Finite Element Method: A Practical Course / G. R. Liu, S. S. Quek // Butterworth-Heinemann. – 2013. – 464 p.

89. Klaus-Jurgen, Bathe. Finite Element Procedures. – 2006. – 1037 p.
90. Logan, Daryl L. A First Course in the Finite Element Method // Boston: PWS Publishing Co. – 1997. – 908 p.
91. Hutton, David V. Fundamentals of Finite Element Analysis // McGraw-Hill Science/Engineering/Math. – 2003. – 512 p.
92. What y^+ should i use? part 1 - understanding the physics of boundary layers
URL:https://www.computationalfluidynamics.com.au/y-plus_part1_understanding-the-physics-of-boundary-layers/ (дата обращения: 15.06.2022).
93. Batchelor, G.K. An Introduction to Fluid Dynamics // Cambridge Univ.Press. Cambridge, England. – 1967.
94. ANSYS FLUENT 19.2 Theory Guide // ANSYS Inc. 2019.
95. Шароглазов, Б.А. Поршневые двигатели: теория, моделирование и расчет процессов / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков // Челябинск: Издат. центр ЮУрГУ. – 2011. – 525 с.
96. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева // М.: Энергия. –1977. – 344 с.
97. Menter, F.R. Influence of freestream values on $k-\omega$ turbulence models for engineering application / F.R. Menter // AIAA Journal. –1988. – V. 26. – №11. –P. 1598-1605.
98. Zadorozhnaya, E.A. Solving a thermohydrodynamic lubrication problem for complex-loaded sliding bearings with allowance for rheological behavior of lubricating fluid // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – 2015. –V.44. – P. 46-56.
99. Zadorozhnaya, E. Theoretical and experimental investigations of the rotor vibration amplitude of the turbocharger and bearings temperature / E. Zadorozhnaya , S. Sibiryakov, V. Hudyakov // Tribology in Industry. – 2017. – V. 39, № 4. – P. 452–459.
100. Zadorozhnaya, E. A Study the Axial and Radial Rotor Stability of the Turbo Machinery with Allowance the Geometry of the Surface and Properties of

the Lubricating Fluid / E. Zadorozhnaya, S.V. Cherneyko, M.I. Kurochkin, N.A. Lukovich // Tribology in Industry. – 2015. – V. 37. – P. 445-463.

101. Taylor, D.V. Measured performance of a highly preloaded three-lobe journal bearing-part II: Dynamic characteristics / D.V. Taylor, G.J. Kostrzewsky, R.D. Flack, L. E. Barrett // Tribology Transactions. – 1995. –V. 38. – P. 707-713.

102. Swanson, E.E. Survey of experimental data for fixed geometry hydrodynamic journal bearings / E.E. Swanson, R.G. Kirk // ASME Transactions Journal of Tribology. – 1997. – V.119. – P. 704-710.

103. Rao, T. Dynamic coefficient prediction in multi-lobe journal bearing using a mass conservation algorithm / T. Rao, J.T. Sawicki // Tribology Transactions. – 2013. –V.46. – P. 414-420.

104. Dufrane, K.F. Thermally Induced Seizures of Journal Bearings / K.F. Dufrane, J.W. Kannel // ASME Journal of Tribology. – 1989. – V. 111. – №2. – P. 288-292.

105. Васильев, В.А. Оценка влияния тепловых деформаций деталей питательного насоса на его работоспособность / В.А. Васильев, А.О. Чернявский // Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение. – 2005. – №1. – С. 73-77.

106. Корнаева, Е.П. Расчет характеристик подшипника жидкостного трения в условиях управляемых тепловых свойств смазочного материала / Е.П. Корнаева, С.В. Майоров, А.С. Фетисов // Энерго- и ресурсосбережение - XXI век: Материалы XVIII международной научно-практической конференции, Орёл, 08–10 декабря 2020 года / Под редакцией А.Н. Качанова, Ю.С. Степанова. – Орёл: Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева, 2020. – С. 188-193.

107. Nye, J. F. Physical Properties of Crystals: Their Representation by Tensors and Matrices // Oxford, UK: Clarendon. – 1957.

108. Дарков А. В., Шпиро Г. С. Сопротивление материалов: Учебник для технических вузов // М.: Высшая школа. – 1989. – 624 с.

109. Куклин Н.Г., Г.С. Куклина. Детали машин: учебник для машиностроительных специальных техникумов // М.: Высшая школа. –1987. –383 с.

110. Неймарк, Б.Е. Физические свойства сталей и сплавов, применяемых в энергетике. Справочник. М.-Л.: Энергия. – 1967. – 239 с.
111. Леонтьев, Н.В. Применение системы ANSYS к решению задач модального и гармонического анализа. Учебно-методический материал по программе повышения квалификации «Информационные системы в математике и механике» // Нижний Новгород. – 2006. – 101 с.
112. Wan, Y. The modal and harmonic response analysis of final superheater based on workbench // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2020. – V.675. – 11 p.
113. Mathan, G. Study of Dynamic Response of Piping System with Gasketed Flanged Joints Using Finite Element Analysis / G. Mathan, N. Siva // International Journal of Pressure Vessels and Piping. – 2012. – V. 89. – P. 28-32.
114. Srikrishnanivas, D. Rotor Dynamic Analysis of RM12 Jet Engine Rotor using ANSYS // Master's Degree Thesis. Sweden. – 2012. – 78 p.
115. Белецкий В.М., Кривов Г.А. Алюминиевые сплавы (состав, свойства, технология, применение) // Киев: Коминтех. – 2005. – 365 с.
116. Герасимов В.В., Монахов А.С. Материалы ядерной техники // Москва: Энергоиздат. –1982. – 288 с.
117. Rene 41
URL: <https://www.rolledalloys.com/products/titanium-cobalt/rene-41/> (дата обращения: 15.06.2022).
118. Чиркин В.С. Теплофизические свойства материалов ядерной техники // Москва: Атомиздат. –1968. –484 с.
119. Ханин, Н.С. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямце //М.: Машиностроение. – 1991. – 336 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Результаты расчета гидромеханических характеристик подшипников турбокомпрессора

Таблица П.1.1 Гидромеханические характеристики ТКР с моноштулкой при температура масла 90 °С

n, об/мин	48000	57000	67000	76000	86000	95000
w1, 1/c	5027	5969	7016	7959	9006	9948
w2_t, 1/c	457.3	594.4	704.5	1033	1024	1017
w2_k, 1/c	401.7	533.3	670.8	871	934.1	945.1
w2_t/w1	0.091	0.100	0.100	0.130	0.114	0.102
w2_k/w1	0.080	0.089	0.096	0.109	0.104	0.095
A1_t, мкМ	12.30	13.00	12.00	11.30	11.50	11.30
A1_k, мкМ	12.00	11.90	11.70	10.90	10.30	9.50
A2_t, мкМ	3.81	6.27	5.95	6.98	7.82	8.22
A2_k, мкМ	2.28	3.91	5.08	5.62	6.26	6.53
h1_t, мкМ	3.05	3.05	3.04	3.970	3.51	3.69
h1_k, мкМ	2.56	2.3	2.62	3.020	3.59	4.150
h2_t, мкМ	31.19	28.73	29.05	28.020	27.18	26.780
h2_k, мкМ	32.72	31.09	29.92	29.380	28.74	28.470
T_t, гр	102.8	99.83	103.9	105.00	106.2	109.900
T_k, гр	106.8	110	105.9	109.00	111.2	112.900
N_t, Вт	192.2	276.1	383.8	531.4	664.4	868.600
N_k, Вт	157.6	246.4	390.5	527.2	693.9	827
N_sum, Вт	349.8	522.5	774.3	1058.6	1358.3	1695.6
p1_t, МПа	111.70	136.60	136.70	84.47	104.00	71.30
p1_k, МПа	62.76	73.46	107.40	64.69	49.38	43.17
p2_t, МПа	2.54	3.94	4.17	4.98	5.02	5.62
p2_k, МПа	2.16	3.02	4.22	3.80	4.40	3.18
Ag, мкМ	72.24	237.66	171.69	149.39	182.22	188.37
Q_t, 10 ⁻⁶ ·м ³ /с	4.59	8.58	8.44	10.81	12.56	13.36
Q_k, 10 ⁻⁶ ·м ³ /с	2.86	3.76	7.49	8.48	9.99	11.03
Q_sum, 10 ⁻⁶ ·м ³ /с	7.45	12.34	15.93	19.29	22.55	24.39

Таблица П.1.2 Гидромеханические характеристики ТКР с автономными подшипниками при температура масла 90 °С

n, об/мин	15000	25000	35000	45000	55000	65000	75000	85000	95000	105000	115000
w1, 1/с	1571	2618	3665	4712	5760	6807	7854	8901	9948	10996	12043
w2_t, 1/с	251.2	428.4	599.2	611.5	785.6	890	935.9	1016	1043	1104	904
w2_k, 1/с	248.9	354.3	389.8	647.6	808	752.1	950.8	892.3	965.9	1004	1113
w2_t/w1	0.160	0.164	0.163	0.130	0.136	0.131	0.119	0.114	0.105	0.100	0.075
w2_k/w1	0.158	0.135	0.106	0.137	0.140	0.110	0.121	0.100	0.097	0.091	0.092
A1_t, мкм	18.50	15.20	23.10	18.70	18.70	22.30	21.3	22.4	24.3	28.1	39
A1_k, мкм	14.50	17.90	31.70	31.70	18.10	19.80	20.7	20.9	21.1	22.2	27.8
A2_t, мкм	14.70	12.40	19.00	18.20	18.60	22.90	23.2	23.7	25.4	27	30.4
A2_k, мкм	9.06	12.50	25.50	24.80	14.50	17.70	20.1	21.5	22.3	23.9	20.3
h1_t, мкм	13.19	10.07	8.91	8.810	7.99	9.83	10.98	11.99	12.53	12.71	7.46
h1_k, мкм	11.08	9.94	8.35	8.470	6.94	8.640	9.8	11.28	11.89	12.27	4.34
h2_t, мкм	30.08	32.34	25.77	26.57	26.11	21.89	21.53	21.06	19.3	17.73	14.34
h2_k, мкм	35.69	32.26	19.28	19.92	30.27	27.03	24.6	23.24	22.43	20.84	24.47
T_t, гр	91.01	92.85	94.78	96.05	98.26	98.51	99.95	101.5	103.7	104.2	100.1
T_k, гр	91.33	92.88	93.41	97.30	98.89	102.1	104.1	105.7	108.8	109.5	106.8
N_t, Вт	18.92	46.07	75.07	104.3	130.2	179.2	234	295.8	328.9	385.1	314.8
N_k, Вт	19.22	41.38	69.37	113.5	170.8	211.2	303.3	323.4	401.5	448	425
N_sum, Вт	38.14	87.45	144.44	217.8	301	390.4	537.3	619.2	730.4	833.1	739.8
p1_t, МПа	2.12	4.18	5.07	5.50	6.08	4.35	3.86	4.24	5.88	9.34	14.24
p1_k, МПа	1.78	2.41	2.94	4.23	6.07	6.10	3.58	3.96	4.51	5.02	14.36
p2_t, МПа	0.87	0.86	1.18	1.68	1.79	2.73	2.33	10.29	15.43	25.95	26.39
p2_k, МПа	0.48	0.62	1.59	2.43	1.43	2.49	2.80	10.02	10.93	17.50	21.83
Ag, мкм	37.73	49.68	71.09	78.11	69.93	83.02	91.18	99.22	106.94	112.19	77.65
$Q_t, 10^{-6} \cdot \text{м}^3/\text{с}$	5.72	4.93	4.80	5.27	4.81	6.43	7.18	7.87	7.34	8.30	9.48
$Q_k, 10^{-6} \cdot \text{м}^3/\text{с}$	4.42	4.38	6.22	4.75	5.86	5.35	6.57	6.31	6.53	7.01	7.74
$Q_{sum}, 10^{-6} \cdot \text{м}^3/\text{с}$	10.14	9.32	11.02	10.01	10.68	11.78	13.76	14.18	13.88	15.31	17.21

Таблица П.1.3 Гидромеханические характеристики ТКР с моноштулкой с учетом полученных температур при моделировании теплообмена

n, об/мин	48000	57000	67000	76000	86000	95000
w1, 1/с	5027	5969	7016	7959	9006	9948
w2_t, 1/с	527.5	597.1	754.4	1392	1423	1727
w2_k, 1/с	524	783.3	946.4	1578	1558	1795
w2_t/w1	0.105	0.100	0.108	0.175	0.158	0.174
w2_k/w1	0.104	0.131	0.135	0.198	0.173	0.180
A1_t, МКМ	12.30	13.90	12.40	10.70	10.40	8.08
A1_k, МКМ	11.10	11.60	10.70	8.64	7.65	6.32
A2_t, МКМ	6.62	8.76	8.71	8.72	9.18	8.04
A2_k, МКМ	1.37	3.76	5.33	5.06	5.99	6.26
h1_t, МКМ	3.69	3	3.41	4.99	4.64	5.82
h1_k, МКМ	3.31	3.1	3.28	4.68	5.41	6.570
h2_t, МКМ	28.38	26.24	26.29	26.28	25.82	26.960
h2_k, МКМ	33.63	31.24	29.67	29.94	29.01	28.740
T_t, гр	130.6	135.8	132.1	132.4	134.2	137.1
T_k, гр	109.4	104.8	108.7	115.8	123.2	132.0
N_t, Вт	142.5	226.8	303.1	408.5	535.5	607.8
N_k, Вт	180.9	280.9	394.4	489.8	594.6	631.1
N_sum, Вт	323.4	507.7	697.5	898.3	1130.1	1238.9
p1_t, МПа	51.44	51.66	42.52	27.00	31.62	18.94
p1_k, МПа	52.52	84.05	46.45	40.86	35.10	29.68
p2_t, МПа	1.62	2.47	2.24	3.00	2.45	2.10
p2_k, МПа	2.46	3.21	3.00	2.98	2.06	1.64
Ag, МКМ	53.31	193.38	200.4	149.39	130.7	107.76
Q_t, $10^{-6} \cdot \text{м}^3/\text{с}$	7.37	5.28	10.95	12.75	12.78	12.08
Q_k, $10^{-6} \cdot \text{м}^3/\text{с}$	1.84	4.48	7.29	7.21	9.04	9.76
Q_sum, $10^{-6} \cdot \text{м}^3/\text{с}$	9.21	9.76	18.24	19.96	21.82	21.84

Таблица П.1.4 Гидромеханические характеристики ТКР с автономными подшипниками с учетом полученных температур при моделировании теплообмена

n, об/мин	15000	25000	35000	45000	55000	65000	75000	85000	95000	105000	115000
w1, 1/с	1571	2618	3665	4712	5760	6807	7854	8901	9948	10996	12043
w2_t, 1/с	331.4	476.3	693.2	892.4	1020	1039	1194	1253	1300	1368	1368
w2_k, 1/с	171.6	244.9	470.7	560.5	856.9	1070	927.3	1074	1418	1365	1603
w2_t/w1	0.211	0.182	0.189	0.189	0.177	0.153	0.152	0.141	0.131	0.124	0.114
w2_k/w1	0.109	0.094	0.128	0.119	0.149	0.157	0.118	0.121	0.143	0.124	0.133
A1_t, мкм	32.00	41.90	40.60	41.90	41.80	41.20	40.5	41.4	40.4	42.8	44.3
A1_k, мкм	8.82	23.00	30.00	28.90	31.50	36.20	39.2	38.8	43.4	43.8	45.6
A2_t, мкм	29.00	33.70	35.00	35.40	36.00	36.20	36.2	37	38.5	39.4	40.1
A2_k, мкм	4.90	19.60	23.00	20.50	24.70	28.90	32.3	33.8	36	38.1	40
h1_t, мкм	14.17	7.64	6.92	7.030	6.69	7.82	8.77	9.38	9.87	9.03	6.55
h1_k, мкм	13.45	10.48	8.57	7.060	7.16	7.040	8.43	9.04	9.81	8.51	6.68
h2_t, мкм	15.77	11.03	9.77	9.350	8.78	8.550	8.54	7.74	6.23	5.37	4.67
h2_k, мкм	39.85	25.18	21.75	24.23	20.08	15.81	12.42	10.92	8.77	6.62	4.71
T_t, гр	142.4	140.1	138.3	136	134.2	132.3	131.9	131.5	131.6	132.2	131.8
T_k, гр	75.72	81.14	87.26	93.56	99.84	106.8	112.1	119.1	128.5	135.6	144.2
N_t, Вт	16.97	32.34	57.11	136	110.4	128.3	212.8	276	349.9	385.1	381.6
N_k, Вт	16.9	40.87	91.46	103.1	180.2	214.6	248.7	290.4	376.8	389.5	500.7
N_sum, Вт	33.87	73.21	148.57	239.1	290.6	342.9	461.5	566.4	726.7	774.6	882.3
p1_t, МПа	1.16	5.87	5.84	8.96	6.29	11.00	16.57	22.04	40.11	53.44	67.67
p1_k, МПа	3.52	3.12	4.43	7.80	7.58	9.58	5.14	7.27	18.46	23.59	23.03
p2_t, МПа	1.30	3.56	4.70	6.20	5.72	8.38	14.44	14.93	59.91	82.92	119.50
p2_k, МПа	0.47	1.26	1.67	1.37	2.26	3.27	4.06	5.79	28.51	38.50	75.34
Ag, мкм	45.8	84.39	95.54	92.99	114.03	133.67	138.77	149.67	167.58	197.76	256.64
$Q_t, 10^{-6} \cdot \text{м}^3/\text{с}$	15.65	19.97	18.21	16.47	16.58	17.24	18.58	20.08	20.67	21.07	20.11
$Q_k, 10^{-6} \cdot \text{м}^3/\text{с}$	2.65	3.73	4.99	4.89	7.48	7.85	10.83	13.20	14.14	19.49	21.70
$Q_{sum}, 10^{-6} \cdot \text{м}^3/\text{с}$	18.30	23.70	23.20	21.36	24.06	25.09	29.41	33.28	34.81	40.56	41.81

Таблица П.1.5. Коэффициенты жесткости и демпфирования ТКР с моноштулкой с учетом полученных температур при моделировании теплообмена

Узел	n , об/мин	C_{xx} , кН·с/м	C_{xy} , кН·с/м	C_{yx} , кН·с/м	C_{yy} , кН·с/м	K_{xx} , МН/м	K_{xy} , МН/м	K_{yx} , МН/м	K_{yy} , МН/м
Внутренний зазор турбины	48000	-361	242	171	-399	234	-309	758	-236
	57000	-2241	243	-500	-351	770	-473	465	-200
	67000	56	332	383	214	108	144	349	-108
	76000	-186	108	-100	1006	415	-15625	-735	-2535
	86000	-2053	-46	864	-155	1083	-3687	-679	-3826
	95000	42	62	-68	372	816	1893	47	1241
Внешний зазор компрессор	48000	24	36	-108	109	492	-41	578	156
	57000	-276	180	393	2469	498	-2438	-554	11180
	67000	409	44	6	-116	667	-70690	-219	20219
	76000	60	305	-267	-247	136	-241	-1037	903
	86000	-755	176	-35	908	903	-3916	161	1611
	95000	74	181	-6	162	943	927	178	1013
Внешний зазор турбины	48000	9002	-23481	98305	-6625	-15945	23546	-70781	-3920
	57000	-7275	-36243	10313	-58279	-61383	-4176	490888	-16384
	67000	-228646	3639	109363	51744	-10848	-30123	-28494	-6913
	76000	-2542	353	3097	-3222	1200	-53449	-31297	-3671
	86000	-19961	-635108	-2381	-209331	33095	196709	-73619	-32215
	95000	-9941	-1147	15936	-4684	-122487	-2635	1281830	6065
Внешний зазор компрессор	48000	-6941	177132	-35494	109204	90491	-167904	-216125	-98763
	57000	-4182	2803694	8996	-3040587	139877	1409454	-1261600	128643
	67000	-79843	-351	192000	-7575	-3856	299535	-26765	31910
	76000	2386	-143	-5310	-8235	7234	-120200	-54234	40389
	86000	-32558	3710	6216	5015	-7276	-6921	31821	-1843
	95000	-3753	-1332	1751	-1042	61	-1969	597	26

Таблица П.1.5. Коэффициенты жесткости и демпфирования ТКР с автономными опорами

Узел	n , об/мин	C_{xx} , кН·с/м	C_{xy} , кН·с/м	C_{yx} , кН·с/м	C_{yy} , кН·с/м	K_{xx} , МН/м	K_{xy} , МН/м	K_{yx} , МН/м	K_{yy} , МН/м
Внутренний зазор турбины	15000	-121	16	74	-43	30	-15982	-112	-341
	25000	114	93	-72	89	967	-217	41	-274
	35000	33	19	-26	57	1190	-496	748	285
	45000	-46	2288	-114	1916	-78	33	-515	225
	55000	-96	-139	-106	90	505	-27	-89	-169
	65000	54	267	-38	608	-2777	-55	2899	-208
	75000	875	159	-778	-60	3458	-153	-490	-25
	85000	-8	57	-71	216	-234	672	-608	684
	95000	96	123	137	53	-506	-82	110	2174
	105000	16	167	-132	-192	-103	193	-425	-79
	115000	18	-76	-139	298	470	7	-93	162
Внутренний зазор компрессора	15000	-39	-37	-7	154	-2	5135	-1	-2010
	25000	-77	-21	-45	-5	-163	64	211	-97
	35000	85	46	-15	7	521	69	308	422
	45000	17	55	-22	129	158	428	9	-122
	55000	66	-67	-48	-64	39	21	-12	-1
	65000	7	-34	-31	-65	76	742	-109	337
	75000	-74	93	-59	-58	-489	-2	2071	-102
	85000	-206	25	-191	-32	764	709	658	-1325
	95000	-557	60	187	46	111	22	50	268
	105000	-65	84	-57	87	-9	-52	-39	-27
	115000	-155	-1641	-19	-165	48	-219	2	-202
Внешний зазор турбины	15000	-3015	410	-1908	-227	-250172	-3256	-127360	-18829
	25000	2110	16410	4872	6764	4910	-15675	24070	-242951
	35000	-898	14	-89	-698	-1653	3009	-5721	-6247
	45000	-341	4308	-591	-1649	21388	64592	-12470	9051
	55000	-410	-7363	209	-3167	524	-194	-1480	13158
	65000	-53368	-514	150391	-806	10228	-10815	31114	1933
	75000	126	-4198	-1686	156	5179	-2134	2625	-4151
	85000	-501	-564	-220	-1094	-6705	919	-8676	435
	95000	33	211	-1051	-864	12516	-1754	-3003	-4113
	105000	26	-30	16	-254	2092	-4906	1251	6998
	115000	303	984	-1161	-9	41191	-1740	-18739	-6357
Внешний зазор компрессора	15000	-359	-985	656	-1110	-16941	-40536	7415	-17289
	25000	-1135	1360	1163	-1954	29667	37874	5149	12465
	35000	-139	-1243	-875	-1290	-5070	-11859	-1699	-46486
	45000	-29	-3073	52	138	8046	166463	-40523	-12197
	55000	-2437	1501	12787	-1112	22066	-16607	-22770	-64157
	65000	-22	7	49	2	9	8	-6	-13
	75000	26227	-394	-8257	-747	-779	-664	5973	4393
	85000	214	-464	526	-459	2634	1351	319	-1912
	95000	-1249	175	667	-492	129	-22694	2556	-818
	105000	-454	5263	-44	-3099	-568	-181	-288	307
	115000	-184	803	-28	354	5186	462	2007	-1780

Таблица П.1.6 Гидромеханические характеристики ТКР с моноштулкой с учетом теплодеформированного состояния элементов подшипникового узла

n, об/мин	48000	57000	67000	76000	86000	95000
w1, 1/c	5027	5969	7016	7959	9006	9948
w2_t, 1/c	536.7	616.7	765.6	1420	1412	2087
w2_k, 1/c	534.1	803.2	981.1	1646	1555	2190
w2_t/w1	0.107	0.103	0.109	0.178	0.157	0.210
w2_k/w1	0.106	0.135	0.140	0.207	0.173	0.220
A1_t, МКМ	13.3	14.90	13.50	11.80	11.70	9.50
A1_k, МКМ	11.6	12.10	11.40	9.26	8.64	7.24
A2_t, МКМ	6.88	9.09	9.06	9.08	9.63	8.69
A2_k, МКМ	1.46	3.89	5.70	5.35	6.42	6.73
h1_t, МКМ	3.65	2.8	3.37	4.930	4.55	5.53
h1_k, МКМ	3.27	2.91	3.29	4.710	5.22	6.370
h2_t, МКМ	27.74	25.54	25.58	25.560	25.02	25.980
h2_k, МКМ	33.34	30.88	29.03	29.370	28.24	27.880
T_t, гр	130.7	133.9	132.2	132.20	134	136.800
T_k, гр	108.9	105	109.5	114.30	122.5	131.200
N_t, Вт	148.4	250.1	310.2	409.8	553.7	645.600
N_k, Вт	183.3	258.8	424.2	507.2	618.3	666.9
N_sum, Вт	331.7	508.9	734.4	917	1172	1312.5
p1_t, МПа	50.87	77.37	50.87	27.25	39.81	17.57
p1_k, МПа	46.08	113.10	45.62	38.77	30.23	25.35
p2_t, МПа	1.70	2.56	2.45	3.05	2.80	2.27
p2_k, МПа	2.66	3.41	3.40	3.26	2.37	1.91
Ag, МКМ	55.69	200.76	228.81	165.65	149.83	124.41
Q_t, $10^{-6} \cdot \text{м}^3/\text{с}$	7.55	6.75	11.04	12.98	13.45	13.09
Q_k, $10^{-6} \cdot \text{м}^3/\text{с}$	1.91	4.15	7.47	7.97	9.75	10.71
Q_sum, $10^{-6} \cdot \text{м}^3/\text{с}$	9.46	10.90	18.51	20.95	23.20	23.80

Таблица П.1.7 Гидромеханические характеристики ТКР с автономными подшипниками с учетом теплодеформированного состояния элементов подшипникового узла

n, об/мин	15000	25000	35000	45000	55000	65000	75000	85000	95000	105000	115000
w1, 1/с	1571	2618	3665	4712	5760	6807	7854	8901	9948	10996	12043
w2_t, 1/с	310	507.7	699.4	788	958	1158	1212	1198	1325	1356	1426
w2_k, 1/с	180.8	309.3	438.2	679	821.2	886.3	978.5	1257	1448	1371	1603
w2_t/w1	0.197	0.194	0.191	0.167	0.166	0.170	0.154	0.135	0.133	0.123	0.118
w2_k/w1	0.115	0.118	0.120	0.144	0.143	0.130	0.125	0.141	0.146	0.125	0.133
A1_t, мкм	30.90	41.10	42.20	41.70	41.90	40.60	40	41.2	40.9	42.7	44
A1_k, мкм	10.20	22.90	31.20	29.30	31.10	35.80	39.2	39.4	43.4	42.7	44.8
A2_t, мкм	27.60	32.40	33.70	34.90	35.10	35.70	35.6	36.6	38	39	39.7
A2_k, мкм	5.44	18.80	24.40	21.10	25.40	29.40	32.6	35.1	35.9	38.1	39.5
h1_t, мкм	13.97	7.89	6.59	6.960	6.53	8.13	8.8	9.36	10.05	9.04	6.5
h1_k, мкм	12.78	11.35	8.75	7.210	7.27	7.540	8.59	9.07	9.87	9.07	6.27
h2_t, мкм	16.53	11.74	10.42	9.270	9.09	8.630	8.65	7.63	6.23	5.27	4.65
h2_k, мкм	39.86	26.4	20.81	23.970	19.54	15.460	12.16	9.55	8.67	6.37	4.78
T_t, гр	142.4	140.2	138.3	136.20	134.1	132.40	131.9	131.6	130.9	131.6	131.9
T_k, гр	75.73	81.4	86.91	93.81	100.1	105.10	112.3	119.9	128.3	135.8	143.8
N_t, Вт	18.23	32.6	60.18	90.83	105.7	135.70	193.4	262.7	266.3	318.6	362.4
N_k, Вт	18.55	48.71	76.55	125.6	178.3	220.5	252.2	339	371.5	391.6	441.7
N_sum, Вт	36.78	81.31	136.73	216.43	284	356.2	445.6	601.7	637.8	710.2	804.1
p1_t, МПа	1.25	5.45	5.59	9.46	7.04	10.16	15.34	20.25	43.35	46.94	60.54
p1_k, МПа	3.43	3.02	4.75	5.86	7.27	6.61	5.11	6.99	15.92	17.53	26.37
p2_t, МПа	1.28	3.19	4.45	5.13	6.05	8.17	13.29	12.16	59.19	75.61	95.94
p2_k, МПа	0.50	0.99	2.45	1.44	2.26	4.51	4.18	9.36	23.55	31.81	88.94
Ag, мкм	46.94	73.18	100.59	94.19	113.08	126.54	142.04	153.58	168.1	192.56	255.13
$Q_t, 10^{-6} \cdot \text{м}^3/\text{с}$	17.79	18.80	18.13	19.02	16.20	17.24	17.03	18.42	17.72	19.33	18.70
$Q_k, 10^{-6} \cdot \text{м}^3/\text{с}$	2.81	4.00	5.17	5.80	6.78	10.18	10.79	13.19	14.61	18.92	21.13
$Q_{sum}, 10^{-6} \cdot \text{м}^3/\text{с}$	20.60	22.80	23.30	24.82	22.98	27.42	27.82	31.61	32.33	38.25	39.83

Приложение 2
Свидетельства о регистрации программ для ЭВМ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2019612892

**ПРОГРАММА МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО
СОСТОЯНИЯ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ**

Правообладатель: *федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» (ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)» (RU)*

Авторы: *Задорожная Елена Анатольевна (RU), Худяков Владислав Сергеевич (RU), Иззатуллоев Мубориз Акрамхонович (TJ), Долгушин Игорь Михайлович (RU)*

Заявка № **2019611397**

Дата поступления **15 февраля 2019 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **04 марта 2019 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

 **Г.П. Иблиев**



2019-29

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2020665464

**Программа моделирования динамики ротора
турбокомпрессора с учетом теплонапряженности его
элементов**

Правообладатель: **Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)» (ФГАОУ ВО
«ЮУрГУ (НИУ)»)** (RU)

Авторы: **Задорожная Елена Анатольевна (RU), Худяков Владислав
Сергеевич (RU), Поляцко Елизавета Владимировна (RU),
Долгушин Игорь Михайлович (RU), Долгушина Надежда Юрьевна
(RU)**

Заявка № 2020664756

Дата поступления 23 ноября 2020 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 27 ноября 2020 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев

г. 2020-58

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2021665905

Оптимизация параметров многослойных трибосопряжений

Правообладатель: *Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» (RU)*

Авторы: *Задорожная Елена Анатольевна (RU), Худяков Владислав Сергеевич (RU), Поляцко Елизавета Владимировна (RU), Долгушин Игорь Михайлович (RU)*

Заявка № 2021665274

Дата поступления 05 октября 2021 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 05 октября 2021 г.



*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

Г.П. Излиев

Приложение 3

Акты, подтверждающие использование и внедрение результатов научно-исследовательской работы



ТУРБОКОМПЛЕКТ

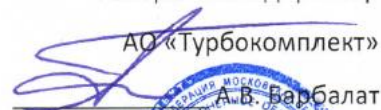
АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО

АО «ТУРБОКОМПЛЕКТ»
142280, Московская область,
г. Протвино, Заводской пр-д, 4 корп. А
Телефон: +7 (4967) 31-06-79, 74-49-03
Факс: +7 (4967) 31-09-76
E-mail: turbo@kamturbo.ru
Сайт: www.kamturbo.ru

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор

АО «Турбокомплект»


А.В. Барбалат

« 22 »  2023 г.



АКТ

внедрения результатов научно-исследовательской работы

Настоящим документом подтверждено, что на предприятии АО «Турбокомплект» при проектировании многослойных подшипниковых узлов турбокомпрессоров различной размерности используется алгоритмическое и программное обеспечение для расчета гидромеханических характеристик радиальных и упорных подшипников скольжения. Программное обеспечение разработано на кафедре «Автомобильный транспорт» ФГАОУ ВО Южно-Уральского государственного университета (национального исследовательского университета) в ходе выполнения научно-исследовательских работ.

Исполнители: Задорожная Е.А., Худяков В.С.

Разработанная методика и программное обеспечение дает возможность прогнозировать работоспособность трибосопряжений на основе анализа гидромеханических характеристик, полученных с учетом теплообмена в корпусе подшипников и теплodeформированного состояния элементов турбокомпрессора.

Расчет и оценка работоспособности трибосопряжений турбокомпрессора позволяет значительно сократить объемы стендовых испытаний, а также определять оптимальные эксплуатационные характеристики подшипников.



УТВЕРЖДАЮ

Первый заместитель генерального
директора
АО СКБ «Турбина»



А.В. Игнатьев

АКТ

об использовании результатов исследований, выполненных в диссертационной работе Худякова Владислава Сергеевича: «Анализ работоспособности подшипников скольжения турбокомпрессора применением комплексной методики расчета динамики гибкого ротора с учетом процессов теплообмена»

г. Челябинск

2023г.

Предприятие АО СКБ «Турбина» в течение значительного отрезка времени ведёт научно-исследовательские работы по разработке новых и совершенствованию серийно выпускаемых турбокомпрессоров для дизелей. Эти работы связаны в том числе с совершенствованием гидродинамического подшипникового узла турбокомпрессора, влияющего на параметры и показатели надёжности и эффективности наддувного дизеля в целом.

В проведении такого рода работ результаты исследования, выполненные В.С. Худяковым в рамках диссертационной работы, используются при доводке существующих и проектировании новых конструкций турбокомпрессоров. Предложенная методика и программное обеспечение позволяют на ранней стадии проектирования многослойных подшипников скольжения оценить влияние на рабочие характеристики и динамику ротора конструктивных и режимных параметров, в том числе реологических свойств смазочного материала и теплового состояния элементов конструкции.

Исследования В.С. Худякова выполнены на высоком научном уровне и позволяет улучшить качество научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, сократить сроки доводки и совершенствования подшипников скольжения гибкого асимметричного ротора турбокомпрессора.

Заместитель генерального директора по НИОКР –
главный конструктор

И.С. Латыпин

Начальник отдела агрегатов наддува, к.т.н.

О.Г. Машков