

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ  
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»



*На правах рукописи*

Храмин Роман Владимирович

**ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОПОРЫ РАДИАЛЬНО-  
УПОРНОГО ШАРИКОВОГО ПОДШИПНИКА АВИАЦИОННОГО  
ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ С КОНСИСТЕНТНОЙ СИСТЕМОЙ  
СМАЗКИ**

Специальность 05.07.05

“Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных  
аппаратов”

**ДИССЕРТАЦИЯ**

на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель:

д.т.н., профессор

Равикович Юрий Александрович

Москва 2020

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	4
<b>ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ПРОБЛЕМЫ, ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ</b> .....	9
1.1 Подшипниковые опоры авиационных газотурбинных двигателей.....	9
1.1.1 Магнитные подвесы.....	10
1.1.2 Газодинамические подшипники.....	13
1.1.3 Традиционные подшипниковые опоры.....	18
1.1.3.1 Совмещенные опоры.....	19
1.1.3.2 Керамические подшипники.....	26
1.2 Подшипники, смазываемые консистентной смазкой .....	31
1.2.1 Особенности создания опор с консистентной смазкой.....	33
1.2.2 Долговечность подшипников, смазывающихся консистентной смазкой.....	35
1.2.3 Тепловое состояние подшипников.....	37
Выводы по главе 1.....	42
<b>ГЛАВА 2. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ РАСЧЕТА ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКА. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА МОЩНОСТИ, РАСХОДУЕМОЙ НА ПРИВОД ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ГТД</b> .....	43
2.1 Классификация явлений, приводящих к потерям мощности на вращение подшипников.....	43
2.2 Структурное уравнение для оценки теплового потока, эквивалентного мощности на привод подшипника.....	44
2.3 Нахождение решения основного критериального уравнения.....	50
Выводы по главе 2.....	53
<b>ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА СПОСОБА ИЗМЕРЕНИЯ ОСЕВОЙ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩЕЙ НА РАДИАЛЬНО-УПОРНЫЙ ПОДШИПНИК ГТД. ОПИСАНИЕ ОПОРЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ, МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ И ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ</b> .....	54
3.1 Объект исследования.....	54

3.2	Способ определения осевого усилия динамическим тензометрированием наружного кольца подшипника.....	56
3.3	Экспериментальные данные.....	63
	Выводы по главе 3.....	66
	<b>ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ ШАРИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ С КОНСИСТЕНТНОЙ СМАЗКОЙ. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОСЕВОЙ СИЛЫ НА ТЕПЛОЕ СОСТОЯНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА.....</b>	<b>67</b>
4.1	Схема контроля параметров опоры с исследуемым подшипником при испытании в составе ГТД.....	69
4.2	Разработка расчетно-экспериментального метода исследования теплового состояния шарикоподшипников.....	77
	Выводы по главе 4.....	88
	<b>ГЛАВА 5. 3D МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОЕ СОСТОЯНИЯ УЗЛА ОПОРЫ И ДЕТАЛЕЙ РОТОРА. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБНОГО РАСХОДА ВОЗДУХА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОДШИПНИКА. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ.....</b>	<b>89</b>
5.1	Расчетная область опоры компрессора. Выбор граничных условий.....	89
5.2	Конечно элементная расчетная модель.....	91
5.3	Результаты расчета температуры охлаждающего воздуха для осевых сил $F_a = 570$ кгс и $920$ кгс.....	95
5.4	Анализ скоростей потока воздуха в элементах системы охлаждающих каналов.....	101
	Выводы по главе 5.....	106
	<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....</b>	<b>107</b>
	<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>	<b>108</b>
	<b>ПРИЛОЖЕНИЕ А.....</b>	<b>120</b>
	<b>ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....</b>	<b>120</b>
	<b>ПРИЛОЖЕНИЕ В.....</b>	<b>120</b>

## **ВВЕДЕНИЕ**

Подшипники качения опор малоразмерных короткоресурсных газотурбинных двигателей (ГТД) относятся к числу наиболее ответственных деталей, определяющих срок службы и надежность работы двигателей. Долговечность, грузоподъемность и надежность работы подшипников в значительной степени зависят от их рабочей температуры, осевых и радиальных градиентов температур колец, системы охлаждения и действующих нагрузок. Традиционные циркуляционные системы смазки в своем составе имеют: маслобак, нагнетающие и откачивающие насосы, трубопроводы, системы наддува и суфлирования и т.д., что существенно увеличивает массу двигателя.

Для современных малоразмерных авиационных ГТД, где требования по минимизации массы выходят на передний план необходимо применение развитых систем охлаждения опор воздухом и отказ от традиционных масляных систем. Надежная эксплуатация таких подшипников требует уточнения расходов воздуха на его охлаждение совместно с конструктивными решениями по обеспечению элементов подшипника консистентной смазкой. Тепловое состояние подшипника напрямую зависит от нагрузок, приходящих на него, что требует надежных расчетно-экспериментальных методов определения этих нагрузок. Применение консистентной системы смазки требует решения двух проблем: организацию потребного охлаждения подшипника воздухом для обеспечения допустимой температуры смазки и регламентирование действующих нагрузок, от которых во многом зависит количество выделяемого тепла.

Актуальность диссертационной работы определяется растущей теплонапряженностью современных короткоресурсных авиационных ГТД, особенно с подшипниками с консистентной системой смазки. Эксплуатация таких опор требует уточнения необходимого расхода охлаждающего воздуха

для обеспечения приемлемой температуры консистентной смазки. Поэтому необходимо оптимизировать расходы воздуха на охлаждение колец подшипника и элементов опоры, улучшая при этом тепловое состояние узла опоры в целом.

В связи с вышеизложенным, исследование температурного состояния подшипников с консистентной смазкой и проектирование необходимой системы воздушного охлаждения являются важной задачей для малоразмерных авиационных ГТД.

Таким образом, была определена основная цель диссертационной работы – разработка эффективного расчетно-экспериментального метода проектирования опор ГТД с подшипниками качения с консистентной смазкой и воздушным охлаждением на основе критериального уравнения определения теплового состояния узла опоры и экспериментальном определении осевой силы действующей на радиально-упорный подшипник.

Для достижения поставленной цели необходимо последовательно решить следующие задачи:

- получить критериальное уравнение расчетно-экспериментального определения теплового состояния геометрически подобных опор;
- предложить способ измерения осевой силы методом динамического тензометрирования наружного кольца подшипника в составе ГТД;
- разработать конструкцию подшипника для постановки тензодатчиков;
- определить экспериментальные зависимости температур колец подшипника от параметров осевой силы и охлаждающего воздуха;
- разработать конструкцию опоры ГТД с радиально-упорным подшипником с консистентной смазкой и воздушным охлаждением.

Научная новизна. Разработан новый расчетно-экспериментальный метод проектирования опоры короткоресурсного авиационного ГТД с радиально-упорным шариковым подшипником и консистентной смазкой,

основанный на экспериментальном исследовании теплового состояния опоры с измерением температур наружного кольца, а также на прямом замере осевого усилия, действующего на подшипник методом динамического тензометрирования с подводом охлаждающего воздуха на кольца подшипника.

В процессе экспериментальных исследований установлен характер влияния осевой силы и частоты вращения ротора на изменение тепловыделения в подшипнике и на изменение температуры наружного кольца подшипника.

Впервые разработан и реализован способ измерения осевой силы с применением метода динамического тензометрирования, благодаря которому были определены величины суммарных осевых сил ряда двигателей авиационного назначения.

Практическая ценность. Разработан расчетно-экспериментальный метод, позволяющий оценивать тепловой режим шарикоподшипников с консистентной смазкой при различных значениях частоты вращения ротора и при различной величине осевой силы. Применение разработанного метода теплового анализа позволяет оптимально распределить требуемые расходы охлаждающего воздуха на подшипники качения и на элементы конструкции. Тем самым, снижаются градиенты температур элементов подшипников, улучшается тепловое состояние консистентной смазки и повышается надежность ГТД. Разработанный метод анализа теплового состояния подшипников внедрен в практику работы ПАО «ОДК-Сатурн» г. Рыбинск. С его помощью определены и реализованы требуемые расходы охлаждающего воздуха через опоры перспективного двигателя с консистентной системой смазки.

Достоверность результатов диссертационного исследования подтверждена обоснованностью исходных предположений и гипотез,

адекватностью теоретических предположений экспериментальным данным; близостью результатов расчетов и данных эксперимента, проведенных на современном оборудовании. Достоверность полученных результатов также подтверждается корректным использованием математического аппарата.

На защиту выносятся:

- критериальное уравнение определения теплового состояния узла опоры ГТД с шариковым подшипником качения с консистентной смазки;
- способ измерения осевых сил методом динамического тензометрирования;
- конструкция подшипника для постановки тензорезисторов;
- экспериментальные зависимости температур колец подшипника от параметров осевой силы и частоты вращения ротора;
- система воздушного охлаждения шарикового подшипника ротора ГТД с консистентной смазкой.

Апробация работы. Основные результаты экспериментальных исследований обсуждались на научном семинаре кафедры «Конструкция и проектирование двигателей» Московского авиационного института и были доложены на научно-техническом совете ПАО «ОДК-Сатурн». Результаты диссертационной работы докладывались на 1-ой Российской конференции: научно-техническая конференция «Климовские чтения – 2017. Перспективные направления развития авиадвигателестроения», г. Санкт-Петербург и на 1-ом научно-техническом конгрессе по двигателестроению (НТКД – 2018) г. Москва.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 11 печатных работ: 2 – статьи в рецензируемых научных изданиях из рекомендованного перечня ВАК, 4 – тезисы докладов на научных конференциях, 2 – патента на изобретение и 3 – патента на полезную модель.

Структура и объем работы. Диссертационная работа изложена на 117 страницах машинописного текста, включает в себя 54 рисунка, 3 таблицы, а также список литературы, содержащий 92 наименования. Текст содержит следующие разделы: введение, 5 глав содержательной части, заключение, список литературы.



# 1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ПРОБЛЕМЫ, ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Развитие авиационного двигателестроения постоянно направлено на улучшение удельных характеристик газотурбинных двигателей, для чего необходимо обеспечение их работоспособности при более высоких, чем у современных двигателей, температурах и частотах вращения. В то же время требуется повышение надежности и долговечности ГТД, снижение его массы и стоимости. В связи с этим, в отечественном двигателестроении назрела необходимость в исследованиях и разработке: новейших технологических решений по созданию новых материалов, конструктивных решениях, экспериментальной проверке элементов и узлов перспективных авиационных двигателей.

Например, аналогом необходимых разработок в США была программа ИНРТЕТ (Integrated High Performance Turbine Engine Technology) для создания новых высокоэффективных технологий и военных газотурбинных двигателей с высокими характеристиками. Участие в выполнении данной программы - это национальное совместное усилие среди Военно-Воздушных сил, Военно-морского флота, армии, НАСА, Управления перспективных исследовательских программ, промышленности.

Целью программы являлось увеличение вдвое отношения тяги к весу двигателя, предназначенного для военного самолета.

Одним из узлов, требующих усовершенствования конструкторско-технологической базы в рамках этой программы были опоры роторов ГТД.

## 1.1 Подшипниковые опоры авиационных газотурбинных двигателей

В подшипниковых опорах авиационных ГТД используются: магнитные подвесы, газодинамические подшипники и подшипники качения, смазываемые маслом. Подшипники скольжения, смазываемые маслом, и газостатические не получили широкого распространения в опорах

авиационных газотурбинных двигателей в связи с большой массой вспомогательных систем и скоростными параметрами.

Подшипники скольжения, смазываемые маслом, имеют высокую грузоподъемность, но низкие скоростные параметры, а газостатические имеют низкую грузоподъемность, но высокие скоростные параметры, по сравнению с требуемыми для подшипниковых опор авиационных газотурбинных двигателей.

Далее рассмотрим особенности подшипниковых опор авиационных газотурбинных двигателей.

### 1.1.1 Магнитные подвесы

Идея использовать магнитную силу для подвеса ферромагнитного тела в пространстве известна уже давно, больше века назад. В то время для её осуществления использовались постоянные магниты. В 30-х годах прошлого века начались исследования и практическое применение активных электромагнитных подвесов. Здесь следует отметить работы Д. Бимса [1] по созданию ультрацентрифуг и роторных вакуумметров. С 1960-х годов активные электромагнитные системы начали применять в качестве радиальных подшипников на валах. Первый радиальный активный магнитный подшипник (АМП) был предложен и испытан Р. Сиксмитом [2]. Его работа показала реальную возможность применения АМП в опорных узлах роторов. Но, для обеспечения необходимых характеристик магнитных опор требовались сложные контроллеры и алгоритмы системы управления. Что на тот момент явилось неразрешимой задачей. Поэтому АМП не стали практической альтернативой подшипникам качения.

Развитие электроники позволило создать надежное активное управление АМП. Появление высокоскоростных микропроцессоров и повышение точности датчиков измерения параметров подвеса позволило значительно ускорить обработку сигналов системой управления АМП и повысить точность позиционирования ротора. Благодаря развитию

материалов уменьшились потери энергии, появилась возможность работы электромагнитов и сенсоров в условиях высоких температур [3, 4, 5, 6]. Все эти достижения поставили АМП в один ряд с современными системами бесконтактного подвеса ротора.

Сегодня доступны многочисленные работы, посвященные созданию опор с АМП для различных применений. Многие важные результаты этих работ объединены в монографии [7, 8, 9].

АМП имеет ряд преимуществ перед традиционными подшипниками. Наиболее важными из них являются отсутствие трения, это позволяет полностью отказаться от масляной системы, уменьшить шумность и повысить долговечность опорного узла. Активная система управления АМП позволяет контролировать текущее динамическое состояние ротора, изменять жесткость и демпфирование АМП в реальном времени, что позволяет регулировать положение резонансных частот ротора, а, следовательно, выходить на рабочие обороты без высоких вибраций и работать на закритических режимах.

Применение АМП в промышленности началось в 70-х годах XX столетия [10]. Оно охватывало различные области техники, например: центрифуги по обогащению урана работающие на скорости 60 000 об/мин в условиях вакуума и радиоактивного излучения, центрифуги для проверки сцепляемости покрытий и т.д. Важной областью применения АМП остается космическая техника. Подшипники гиросиловых стабилизаторов ориентации спутников должны длительное время, без возможности регулировки и ремонта, работать при высоком вакууме, невесомости и переменных температур.

Достаточно большое количество работ посвящено исследованию возможности применения опор в авиационных газотурбинных двигателях [11, 12, 13]. Особый интерес среди них представляет работа [13], в которой представлены результаты пятилетнего проекта MAGFLY, законченного в 2006 году. В этом проекте, под руководством немецкого производителя

авиационных двигателей MTU Aero Engines, ряд компаний и университетов провели исследования по применению АМП в авиационных ГТД. В работе отмечаются следующие преимущества газотурбинных двигателей с АМП перед двигателями с традиционными подшипниками качения: более компактная конструкция; значительное снижение веса; отсутствие потерь энергии на трение в опорах роторов и соответственно повышенная эффективность машины; ультранизкий износ подшипников; уменьшенная пожароопасность; увеличенный интервал обслуживания; уменьшенная стоимость эксплуатации и жизненного цикла; более высокие скорости и характеристики; возможность контролирования вибраций, шума и напряжений; улучшенный процесс мониторинга, диагностики и прогнозирования состояния. В результате работы участниками проекта MAGFLY были спроектированы магнитные подшипники предназначенные для авиационных двигателей способные работать при температуре до 600°C и соответствующие вспомогательные подшипники. Динамическое моделирование роторной системы, включающей АМП, вспомогательные подшипники, опоры и корпуса двигателя позволили оптимизировать размеры АМП и их характеристики. Однако, этот проект показал, что для применения АМП в авиационных двигателях необходимы дальнейшие исследования, а ввод в эксплуатацию возможен только через 10 лет или позже.

Основными недостатками магнитных подвесов следует считать:

- сложная система регулирования положения ротора;
- низкая удельная грузоподъемность, по сравнению с подшипниками качения;
- наличие страховочных подшипников качения с отдельной системой смазывания.

Что делает проблематичным их применение в авиационном ГТД.

### 1.1.2 Газодинамические подшипники

Газодинамические подшипники с податливыми опорными поверхностями, известные под названием лепестковые (иногда – ленточные) газодинамические подшипники (ЛГП), используются в качестве опор высокоскоростных турбомашин с частотой вращения роторов десятки и сотни тысяч оборотов в минуту с начала 60-х годов. Конструкция ЛГП постоянно совершенствуется. Существует большое количество вариантов конструкций ЛГП. Известно более 200 научных работ и патентов на изобретения по этим подшипникам. Из отечественных работ в области ЛГП для ГТД следует отметить исследования специалистов МАИ [14...27], которые подтверждают перспективность данного направления создания компактных опор.

Опыт разработки турбомашин с ЛГП за прошедшее время показывает, что ЛГП обладают несомненными преимуществами по сравнению с подшипниками других классов газодинамических подшипников (подшипники с твердыми зафиксированными опорными поверхностями и подшипники с самоустанавливающимися вкладышами). Особенно существенно эти преимущества проявляются в турбомашинах для транспортных установок и в турбомашинах с горячими проточными частями, имеющими значительные тепловые деформации.

Применение в авиации турбомашин с ЛГП началось в 70-х годах прошлого века с использования этих подшипников в турбохолодильниках систем кондиционирования. Были проведены разработки по созданию вспомогательных силовых газотурбинных установок (ВСУ) с ЛГП в горячей зоне. В последнее десятилетие проведены разработки и успешные испытания малых газотурбинных двигателей (ГТД) для крылатых ракет с ЛГП в горячей зоне и тягой около 1 кН.

Подшипники с жесткими опорными поверхностями применяются достаточно давно и хорошо теоретически разработаны. Однако они имеют целый ряд недостатков, ограничивающих их применение относительно узким

классом изделий (гироскопы, шпиндели, малоразмерные турбодетандеры).

Эти подшипники имеют следующие основные недостатки:

- склонность к потере устойчивости при возрастании частоты вращения ротора и возникновении самовозбуждающихся колебаний с возрастающей амплитудой, приводящих к контактам ротора и вкладыша;

- малый зазор между рабочими поверхностями (от нескольких до нескольких десятков микрометра) и отсутствие возможности приработки поверхностей, как в подшипниках с жидкостной смазкой, что требует очень высокой точности обработки;

- существенное различие температур деталей подшипника и вызываемые при этом температурные деформации могут существенно изменять рабочий зазор в подшипнике и при этом приводить к потере его рабочих параметров или к заклиниванию;

- малая величина зазоров обуславливает недопустимость попадания в них посторонних частиц и, следовательно, высокие требования к чистоте рабочего газа в смазочном слое.

Подшипник с самоустанавливающимися вкладышами в идеале является гораздо лучшей опорой с точки зрения устойчивости ротора за счет способности вкладышей самоустанавливаться и ликвидировать возмущающие статические и динамические силы со стороны смазочного слоя на цапфу. Однако инерция вкладышей и трение в шарнирах ухудшают динамические характеристики этих подшипников. Кроме того сами, вкладыши являются источником колебаний.

ЛПП с податливыми поверхностями не имеют вышеописанных недостатков. В них газовый клин образуется между валом и одной или несколькими гибкими, тонкими лентами, или лепестками. Возможный прогиб лепестков до ограничивающего твердого тела устанавливают не менее нескольких десятых миллиметра и поэтому допустимы достаточно большие тепловые деформации, меньшая точность изготовления, большая несоосность корпусов подшипников. Лепестки имеют очень малую

инерционность и при приближении к ним поверхности вала смещаются от вала, предотвращая контакт. Если касание все же происходит, оно смягчается и не приводит к поломке. При попадании посторонней частицы лепесток также отклоняется, пропуская ее и предотвращая заклинивание. Поэтому для ЛГП снижены требования по чистоте рабочего газа.

В конструкцию лепесткового подшипника могут быть введены элементы кулоновского трения и нелинейной жесткости, что вместе с уменьшением возбуждающих сил, характерным для податливых опорных поверхностей уменьшают или полностью ликвидируют явления неустойчивости ротора.

Относительно небольшая жесткость опорной поверхности ЛГП значительно снижает первую и вторую критические скорости системы ротор - опоры и тем облегчают переход через нее из-за снижения возбуждающей силы от дисбаланса ротора.

Статистика патентов по ЛГП позволяет судить о том, что в настоящее время американские фирмы занимают лидирующее положение в области разработок и применения ЛГП в турбомашинах.

Фирма AlliedSignal Inc., являющаяся пионером в разработках ЛГП, имеет наиболее широкий спектр разработок турбомашин с ЛГП по назначению: турбодетандеры криогенных установок, турбохолодильники, центробежные компрессоры с электроприводом, турбокомпрессоры для наддува двигателей внутреннего сгорания, ВСУ, микротурбогенераторы для производства электроэнергии (см. например, патент США 6307278). В последнее десятилетие ведутся работы по созданию авиационных газотурбинных двигателей.

Фирма Capstone Turbine Corporation является лидером по разработкам и коммерческому изготовлению стационарных малых турбогенераторов с ротором на ЛГП для производства электроэнергии мощностью до 200 кВт и специализируется практически только на этом типе турбомашин (см.

например, патент US 6784565). В настоящее время это наиболее успешный коммерческий проект по серийному производству малых ГТД.

Фирма Mohawk Innovative Technology специализируется на разработках ЛГП, проектированию и испытаниям роторных систем для турбомашин, разрабатываемых другими заказчиками (турбохолодильников, центробежных компрессоров, газотурбинных двигателей, а также на разработках высокотемпературного покрытия и гибридных подшипников с комбинацией лепестковых и магнитных подшипников. Эта фирма является лидером в теоретических и экспериментальных исследованиях ЛГП и лидирует по числу публикаций об исследованиях ЛГП. Среди опубликованных имеются работы по испытаниям ротора – динамического имитатора ротора авиационного ГТД ЛГП.

Работа ЛГП в авиационном ГТД имеет следующие основные недостатки:

- высокая удельная мощность двигателя, определяющая высокую энергонапряженность ротора, равную отношению мощности на валу к массе ротора, может вызывать значительные возмущающие радиальные силы в проточных частях и уплотнениях;

- система запуска двигателя от турбостартера приводит при малой частоте ротора газогенератора к большим радиальным нагрузкам от зубчатой передачи, через которую раскручивается ротор;

- высокая относительная масса рабочих колес, имеющих высокую температуру и большую окружную скорость, приводит к существенному возрастанию дисбаланса вращающегося ротора;

- высокая температура в зоне турбины приводит к высокой температуре подшипника, расположенного в горячей зоне;

- высокая степень сжатия в компрессоре и относительно большие диаметры рабочих колес может приводить к большим осевым нагрузкам на ротор;



- высокая частота вращения и относительно большие диаметры рабочих колес могут приводить к большим радиальным нагрузкам от кориолисовых сил при эволюциях самолета;

- тепловые деформации и тонкие оболочечные корпусные элементы двигателя могут приводить к деформациям и вызывать перекосы подшипников относительно ротора;

- отсутствие реальных данных о величине возмущающих радиальных силы в проточных частях и уплотнениях.

Приведенные особенности работы ЛГП в авиационном ГТД требуют решения следующих основных задач:

- достижение требуемой высокой несущей способности;
- достижение требуемой высокой демпфирующей способности;
- способность пары трения подшипника сохранять свои свойства при высокой температуре и выдерживать требуемое количество пусков и остановов двигателя;
- повышение несущей способности подшипников при перекосах.

Начальный профиль поверхности лепестка может быть оптимизирован за счет переменной высоты волн гофрированной ленты. Высота волн гофрированной ленты возрастает в окружном направлении от начала смазочного слоя приблизительно до его середины. За счет этого толщина смазочного слоя в начальной части больше, чем в его средней и конечной части.

Несущая способность ЛГП имеет приблизительно линейную зависимость от частоты вращения. Поэтому при малой частоте вращения несущая способность либо отсутствует, либо мала. На преодоление этого недостатка ЛГП направлены патенты на гибридные лепестково-магнитные подшипники фирмы Mohawk Innovative Technology. Патенты US 6135640; US 6353273 и US 6770993 направлены на оптимизацию совместной работы ЛГП и магнитных подшипников.

К основным недостаткам лепестковых газодинамических подшипников в случае их применения в маршевых ГТД следует отнести:

- необходимость в аналоге масляной системы для поддержания работоспособности подшипников;
- изменяемая податливость в зависимости от нагрузок и частоты вращения ротора;
- низкая грузоподъемность, по сравнению с подшипниками качения;
- высокая повреждаемость при низких частотах вращения ротора, требующая страховочных подшипников.

1.1.3 Традиционными подшипниковыми опорами для авиационных газотурбинных двигателей являются опоры с подшипниками качения, смазываемые маслом (см. рис. 1.1). Основными особенностями такого технического решения являются:

- высокая удельная нагрузка, выдерживаемая подшипниками;
- температурные ограничения, обусловленные используемым маслом;
- обязательное наличие масло-суфлирующей системы, снабжающей маслом подшипники;
- отработанные технические принципы создания подобных систем.

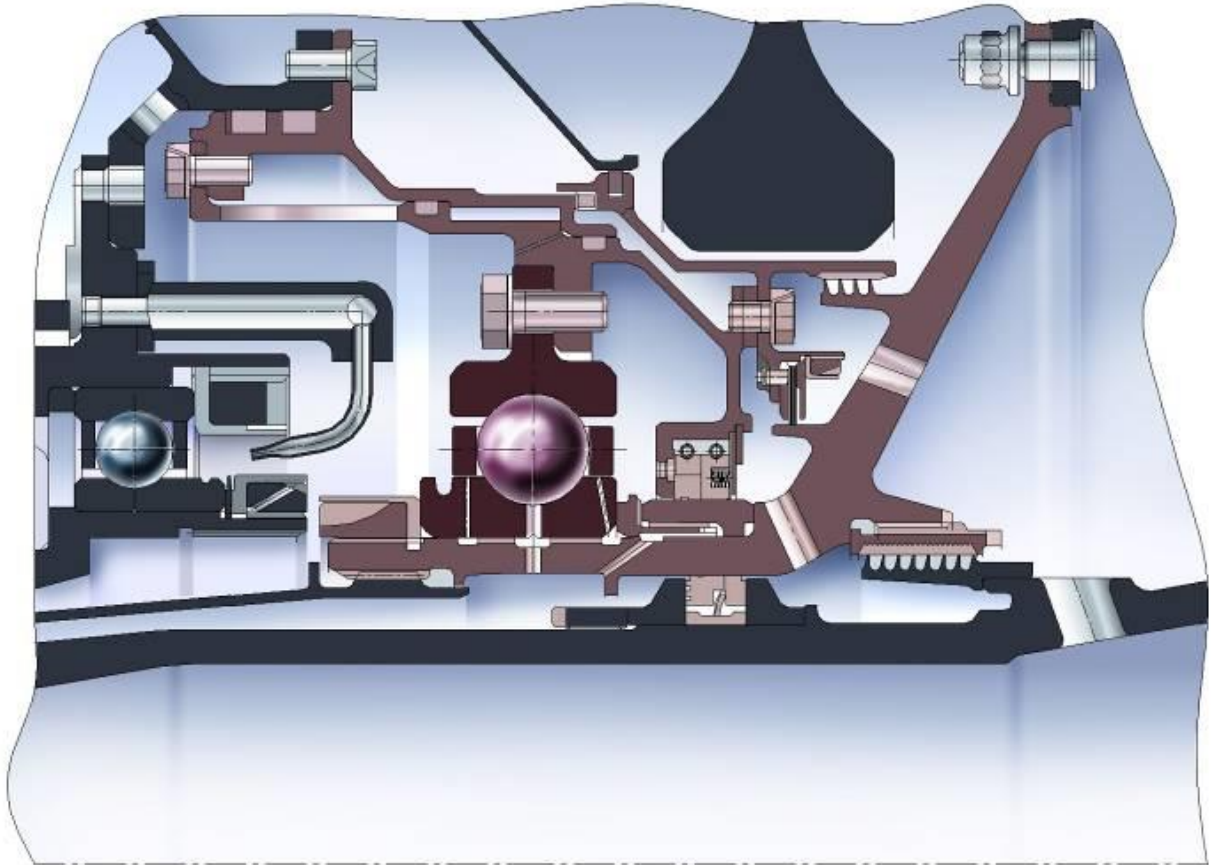


Рис. 1.1 – Подшипниковая опора с подшипником качения и смазкой маслом

#### 1.1.3.1 Совмещенные опоры.

Основной тенденцией развития традиционных подшипниковых опор является оптимизация, направленная в сторону увеличения многофункциональности и применения новых материалов (см. рис. 1.2). Многофункциональные подшипниковые опоры, основанные на традиционных технических решениях с подшипниками качения, смазываемыми маслом, принято называть «совмещёнными» опорами.



Рис. 1.2 – История развития традиционных подшипниковых опор

В конструкциях ГТД встречаются различные виды совмещенных опор. Конструктивное оформление опор во многом определяется режимами и условиями работы подшипников, а также способом их смазывания. Несмотря на многообразие совмещенных опор, их можно разделить на отдельные группы, каждая из которых объединена общими конструктивными особенностями и имеет принципиальное конструктивное единство [27].

На первых этапах развития опоры качения совершенствовались в двух направлениях: путем подбора материалов рабочих элементов подшипников и повышения точности их изготовления.

Дальнейшее увеличение энергоемкости машин, и, следовательно, повышение их быстроходности вызвало необходимость создания принципиально новых конструкций опор качения. Особенно широко стали применять опоры, у которых рабочие элементы подшипников находились

непосредственно на валу. Изготовление дорожек качения на валу опоры исключает торцовые биения заплечиков вала и базовых торцов внутренних колец, а также разностенность последних; уменьшает взаимный перекос дорожек качения и суммарную погрешность подшипникового узла в целом. Кроме того, исключение внутренних колец из конструкции опоры позволяет увеличить предельную частоту вращения, уменьшить габариты узла и нагрузки от центробежных сил за счет уменьшения диаметра по центрам тел качения (см. рис. 1.3).



Рис. 1.3 – Совмещённая опора без внутренних колец

Опытные данные о работе подшипников с толстостенными и удлиненными наружными кольцами наводили конструкторскую мысль на создание дорожек качения непосредственно в корпусе или на корпусных деталях изделия.

На рис. 1.4 представлена конструкция упруго-демпферной радиальной опоры, включающая гибридный роликовый подшипник. Подшипник состоит

из внутреннего 5 и наружного 4 колец, сепаратора 6, центрированного по наружному кольцу, тел качения 7, выполненных из керамики. Наружное кольцо включает в себя «беличье колесо» 1 и элементы уплотнения 3, ограничивающий масляный демпфер 2. Данная опора может применяться в компрессорах.

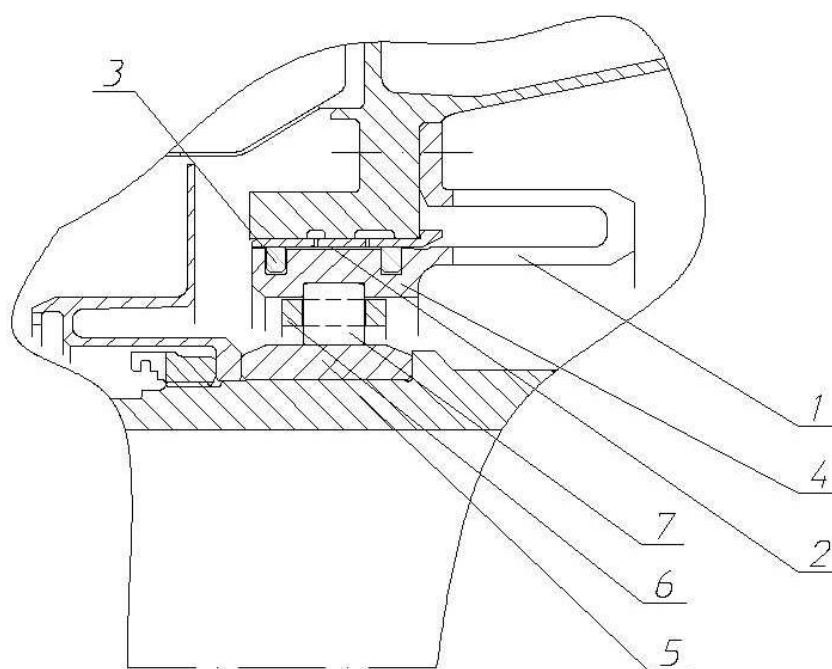


Рис. 1.4 – Совмещённая упруго-демпферная опора

На рис. 1.5 показана аналогичная конструкция опоры с другим вариантом выполнения «беличьего колеса» 1. Область применения – турбина.



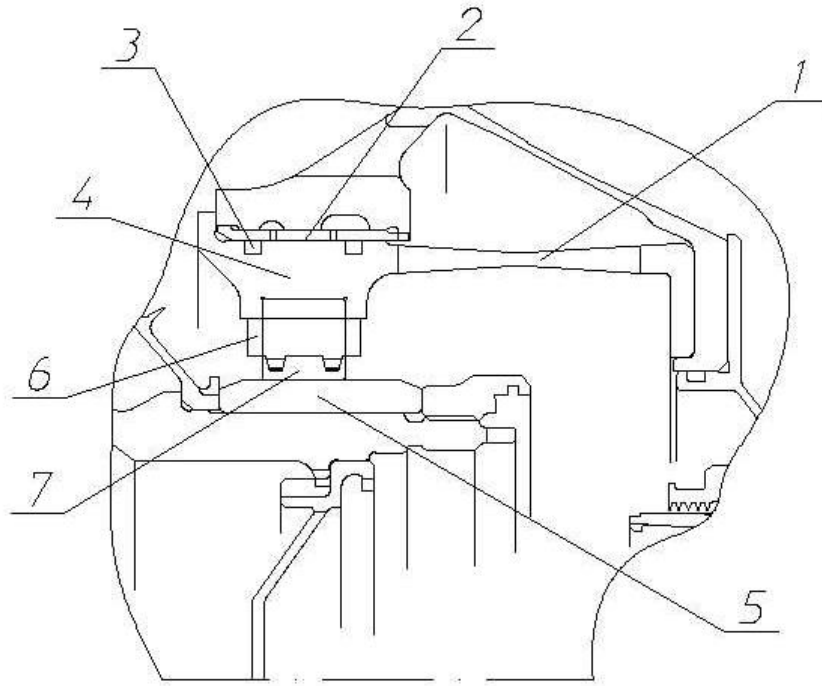


Рис. 1.5 – Совмещённая опора с беличьим колесом

В таких совмещенных опорах исключались торцовые биения заплечиков корпуса, разностенность наружных колец и неперпендикулярность их торцов к образующей наружной поверхности кольца. Совмещение опоры с желобами на деталях, заменяющих наружные кольца, или в корпусе изделия приведены на рис. 1.6.

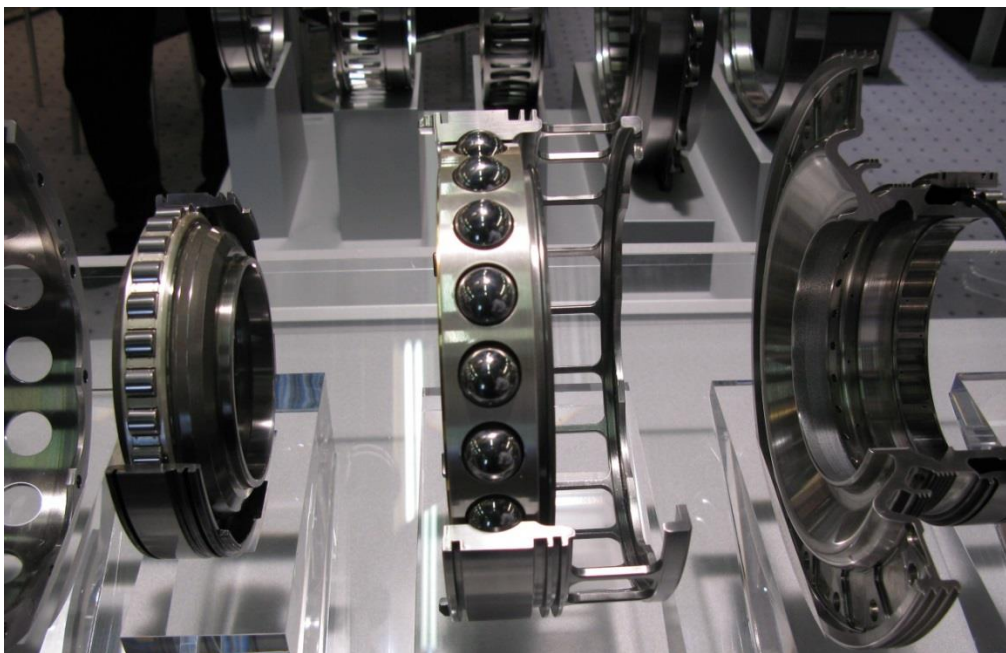


Рис. 1.6 – Совмещённая опора с желобами

Экономические преимущества совмещенных опор по сравнению с обычными подшипниковыми узлами послужили предпосылкой к созданию и производству разборных конструкций опор, у которых элементы качения совмещены как с валом, так и с корпусом или с деталями изделия, заменяющими внутренние и наружные кольца.

Разнообразие конструкций совмещенных опор свидетельствует об их популярности как за рубежом, так и в РФ. Эти опоры по сравнению с обычными подшипниковыми узлами имеют существенные преимущества и способствуют дальнейшему развитию техники высоких скоростей при практически доступных точностях изготовления. Однако все рассмотренные группы опор имеют такой недостаток, как неточности изготовления подшипников, так и посадочных мест фланцев, крышек и других деталей опоры, что вызывает взаимный неконтролируемый перекос дорожек качения.

Дальнейшая работа по совершенствованию совмещенных опор была направлена на уменьшение числа переходных элементов в опоре и введение новых конструкций деталей, повышающих суммарную точность изготовления и монтажа подшипников.

Применение совмещенных опор позволяет в 10...12 раз повысить точность подшипниковых узлов в изделиях.

Точность подшипникового узла в собранном виде характеризуется суммарным взаимным углом перекоса дорожек качения. Угловые перекосы рабочих поверхностей вызывают рост тепловыделения в узле за счет больших моментов трения и усиления влияния верчения шариков, способствующего росту трения и интенсивности изнашивания деталей подшипника. Кроме того, повышается общий уровень вибрации опоры и изделия в целом, снижающий долговечность подшипников. Неизбежные перекосы дорожек качения, возникающие при изготовлении и монтаже совмещенной опоры, в 2...6 раз меньше перекосов обычного подшипникового узла.



Уменьшение суммарной погрешности совмещенных опор за счет снижения углов перекоса приводит к уменьшению моментов трения, так как сужается зона заклинивания тел качения. Это, в свою очередь, улучшает температурный режим совмещенной опоры. Опыт показывает, что температура наружных колец совмещенной опоры в 1,3...1,6 раз меньше, чем у колец подшипников обычного узла. Кроме того, температура подшипниковых узлов в значительной мере зависит от частоты вращения вала. Разница в температурах обычных и совмещенных опор становится особенно заметной с увеличением частоты вращения роторов. Это является результатом того, что суммарный взаимный угол перекоса дорожек качения совмещенных опор не вызывает такого резкого повышения температуры опоры при высоких скоростях, какое существует при перекосе колец серийных подшипников обычных узлов.

Существенное преимущество совмещенных опор перед высокоскоростными узлами со стандартными подшипниками связано с возможностью увеличения предельной быстроходности совмещенного узла за счет уменьшения диаметра по центрам тел качения. Например, при существующей окружной скорости сепаратора в узле со стандартным подшипником быстроходность изделия можно увеличить в среднем на 15 %, если применить совмещенную опору, выполненную в габаритах данного подшипника. Уменьшение диаметра по центрам тел качения уменьшает габариты подшипникового узла, что ведет к уменьшению габаритов, массы при сохранении их основных выходных рабочих параметров. Кроме того, установка совмещенных опор взамен обычных подшипников снижает окружные скорости точек, расположенных по желобам опоры, а также центров тел качения. Это, в свою очередь, уменьшает центробежные силы тел качения, сепараторов и моменты трения в подшипниках опоры, что позволяет увеличить срок службы подшипникового узла и изделия в целом.

Повышение точности изделий с совмещенными опорами приводит к снижению дополнительных осевых нагрузок на опору, возникающих от

перекосов деталей изделия. Нагрузки в изделиях с совмещенными опорами в 4 раза меньше по сравнению с изделиями, в которых установлены стандартные подшипники с предварительным натягом.

Представленные особенности традиционных технических решений на примере совмещённых подшипниковых опор описывают комплекс конструкторско-технологических принципов повышения удельной нагрузки на опоры за счёт их многофункциональности. Далее рассмотрим перспективу применения керамики для улучшения характеристик подшипниковых опор.

### Керамика

Все большее распространение получают гибридные подшипники с шариками из нитрида кремния  $\text{Si}_3\text{N}_4$ . Этот материал обладает значительно более высокой, чем применяемые стали, теплопрочностью и контактной долговечностью. Плотность нитрида кремния составляет около  $3,2 \text{ г/см}^3$  (закаленной стали ШХ15 –  $7,8 \text{ г/см}^3$ ). Благодаря этому, при высокой частоте вращения развиваются меньшие центробежные силы. Коэффициент трения пары нитрид кремния – сталь меньше, чем пары сталь – сталь. Поэтому тепловыделение при работе таких подшипников меньше, чем стальных. Подшипники с шариками из нитрида кремния находят применение в высокоскоростных узлах.

Использование керамических материалов, в том числе и для изготовления элементов подшипников качения, позволяющих обеспечивать требуемые температурные и весовые характеристики двигателя, приобретает все большую актуальность.

Применение подшипников качения с керамическими элементами в опорах трансмиссий газотурбинных двигателей открывает ряд перспектив для дальнейшего повышения их энерговооруженности.

Например, установка подшипников с керамическими элементами в опорах роторов газотурбинных двигателей позволит увеличить частоту вращения ротора практически на 50% (до  $d_m n \sim 4 \cdot 10^6 \text{ мм} \cdot \text{об/мин}$ , где  $d_m$  –

диаметр окружности, проходящей через центры тел качения,  $n$  – частота вращения подшипника). Такое увеличение возможно вследствие снижения контактных нагрузок на дорожку качения наружного кольца от более легких, керамических тел качения. В традиционных высокооборотных подшипниках эти нагрузки, возникающие от действия центробежных сил стальных тел качения, ограничивают ресурс подшипника уже при величине параметра быстроходности  $d_m n \leq 2,5 \cdot 10^6$  мм·об/мин.

Исследование свойств керамических материалов показало, что некоторые из этих материалов не теряют своих прочностных свойств при температурах  $1000^\circ\text{C}$  и выше. В связи с этим керамические подшипники качения не требуют охлаждения при их эксплуатации в условиях температур  $(800 \dots 900)^\circ\text{C}$ . Применение таких подшипников позволит создать газотурбинные двигатели без маслосистемы. Создание такого двигателя приведет к значительному снижению его массы ( $\sim 20 \dots 25\%$ ), упрощению конструкции и, как следствие, к снижению себестоимости, что особенно важно при создании одноразовых, короткоресурсных двигателей.

Как сказано выше, применение в опорах высокооборотных роторов гибридных подшипников с легкими, керамическими телами качения, снижает контактные нагрузки на дорожку качения наружного кольца, что ведет к увеличению долговечности (ресурса) высокооборотных подшипников

Вследствие чрезвычайно низкого трения и адгезии между керамикой и сталью, износ в гибридных подшипниках очень мал, что особенно важно при холодных запусках.

Из-за минимального трения в гибридных подшипниках их температура, при одинаковых частотах вращения, ниже температуры стальных подшипников. Кроме того, вследствие разных коэффициентов температурных расширений стальных колец подшипника и керамических тел качения, в гибридных подшипниках существенно снижается интенсивность выборки радиального зазора при нагреве. В связи с этим использование гибридных подшипников в опорах со значительным подводом тепла

позволяет существенно снизить величину прокачки масла, идущего на их охлаждение.

В ряде зарубежных стран разработка и исследование различных керамических материалов предназначенных для изготовления подшипников качения, эксплуатирующихся в экстремальных условиях (высокие частоты вращения, высокие температуры, отсутствие смазки, работа в агрессивной среде и др.), ведется с 70-х годов [29 - 35].

Следует отметить, что на заключительном этапе программы США по разработке новых высокоэффективных технологий для создания военных двигателей (ИНРТЕТ) были проведены испытания демонстраторов газогенераторов и двигателей, узлы которых изготовлены с применением новейших технологий. В опорах роторов многих из этих изделий были установлены гибридные подшипники, в частности, в опоры роторов двигателя ХТЕ67, созданного по программе ИНРТЕТ для обеспечения модернизации самолета F135.

Передача технологий ИНРТЕТ в программу создания двигателя F135 обеспечила повышение его долговечности, снижение массы и стоимости жизненного цикла.

На двигателе ХТЛ86/2 был также установлен легкий гибридный подшипник с керамическими телами качения. Подшипник опоры ротора был без сепаратора и охлаждался топливом.

Гибридные подшипники были также установлены в опорах роторов испытанных газогенераторов ХТС66/1В, ХТС76/3, ХТС77/1 и ХТС56/2, предназначенных для перспективных двигателей.

Фирмой Pratt & Whitney испытан газогенератор ХТС66/1В с установленными в нем суперлопатками и лопастями, щеточными уплотнениями и гибридными керамическими подшипниками (рис. 1.7). Испытания газогенератора продемонстрировали высокое отношение давлений в компрессоре и турбине и увеличение отношения тяги к весу двигателя на 38%.

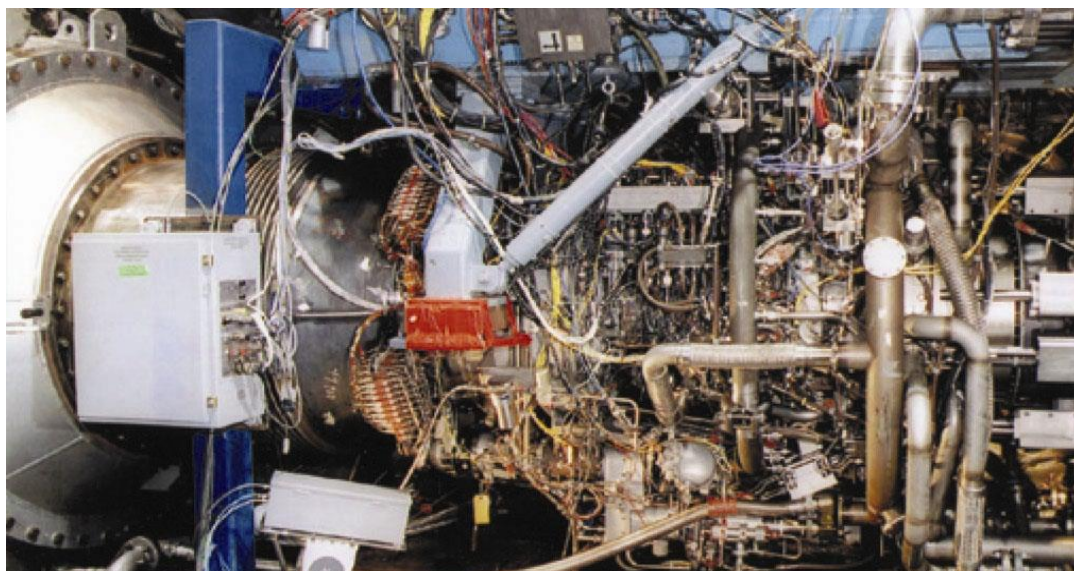


Рис. 1.7 - Испытания газогенератора фирмы Pratt & Whitney XTC66/1B, в опоре ротора которого установлены гибридные подшипники.

Конструкция газогенератора XTC76/3, совместно разработанного фирмами General Electric/Allison Advanced Development Company, содержит новые технологии, внесшие свой вклад в 48%-ое улучшение тяги двигателя к весу ( $F_n/W_t$ ) и 30% сокращение потребления топлива. Одно из конструктивных решений – установка гибридного подшипника с телами качения, изготовленными из нитрида кремния (рис.1. 1.8), обеспечило возможность повышения нагрузки и частоты вращения ротора, позволило увеличить отношение давления.

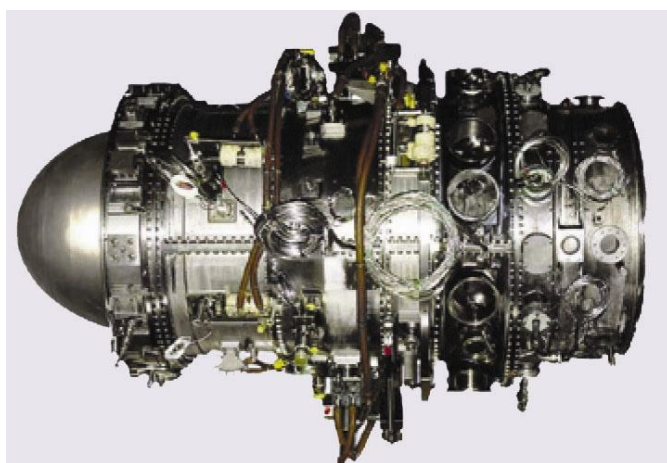


Рис. 1.8 - Усовершенствованный газогенератор разработки фирм General Electric/Allison Advanced Development Company XTC76/3 с гибридным подшипником.

Демонстратор газогенератора ХТС77/1, также совместно разработанный фирмами General Electric/Allison Advanced Development Company, обеспечивающий модернизацию двигателя F-136 для самолета F-35, испытывался с упорным гибридным подшипником, смазка которого осуществлялась масляным туманом. Шарики гибридного подшипника были изготовлены из нитрида кремния. Радиальный магнитный подшипник обеспечивал поддержку ротора в окружающей среде с температурой до 600°F (рис.1.9).

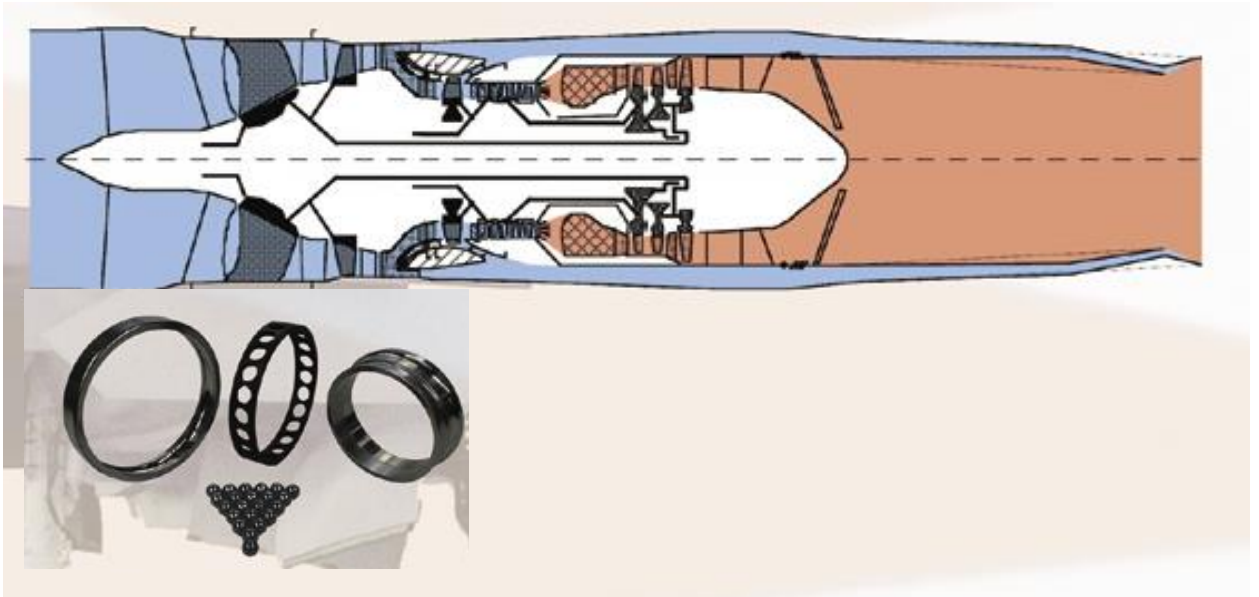


Рис. 1.9 - Усовершенствованный газогенератор ХТС77/1 в опорах ротора которого установлены гибридный и магнитный подшипники

На рисунке 1.10 показан газогенератор двигателя F136, основная часть испытаний которого продемонстрировала возросшие возможности компрессора, турбины и камеры сгорания, что указывает на успех примененных в двигателе новых технологий. В частности, установленный в опоре №3 гибридный подшипник обеспечил частоту вращения ротора  $d_{mn}=2,7 \cdot 10^6$  мм·об/мин и ресурс 4000 часов, требуемый для двигателя F136.





Рисунок 1.10 - Газогенератор двигателя F136.

В настоящее время в опорах роторов двигателей F135 и F136 установлены гибридные подшипники с телами качения из нитрида кремния.

Общий недостаток – наличие нагнетающих и откачивающих маслонасосов, маслобак, трубопроводы, систем наддува и суфлирования, следовательно – большой вес.

## 1.2 Подшипники, смазываемые консистентной смазкой

Несмотря на рассмотренные выше многофункциональность и современные материалы остаются пути повышения удельных характеристик традиционных подшипниковых опор за счёт уменьшения массы вспомогательных элементов. Одним из таких направлений следует считать подшипниковые опоры, смазываемые консистентной смазкой (см. рис. 1.11). Подобные опоры не нуждаются в масло-суфлирующей системе.

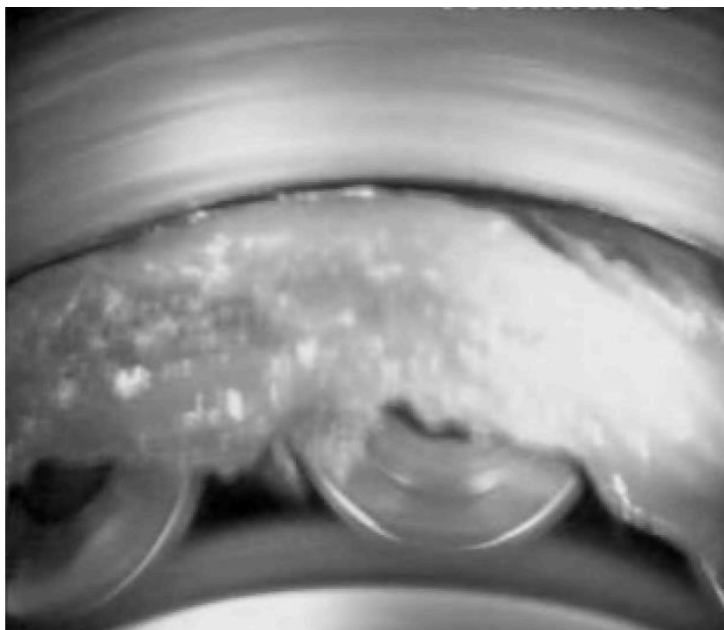


Рис. 1.11 – Подшипник с консистентной смазкой

Область применения таких опор по-прежнему ограничена областью применения смазочного вещества. Так как консистентная смазка состоит из базового масла и каркаса, придающего смазке квазитвёрдое состояние, то область применения консистентной смазки, как правило, меньше, чем область применения масла.

Область распространения подшипниковых опор с консистентной смазкой – низкотемпературные и низкоскоростные узлы станкостроения и автостроения.

Типовая конструкция опоры с консистентной смазкой представлена на рис. 1.12. Подшипник (позиции с 3 по 6) с консистентной смазкой (позиция 15) находится в составе опоры ротора (позиции 1, 2 и 7), имеющей каналы для подвода хладагента (позиции с 9 по 13).



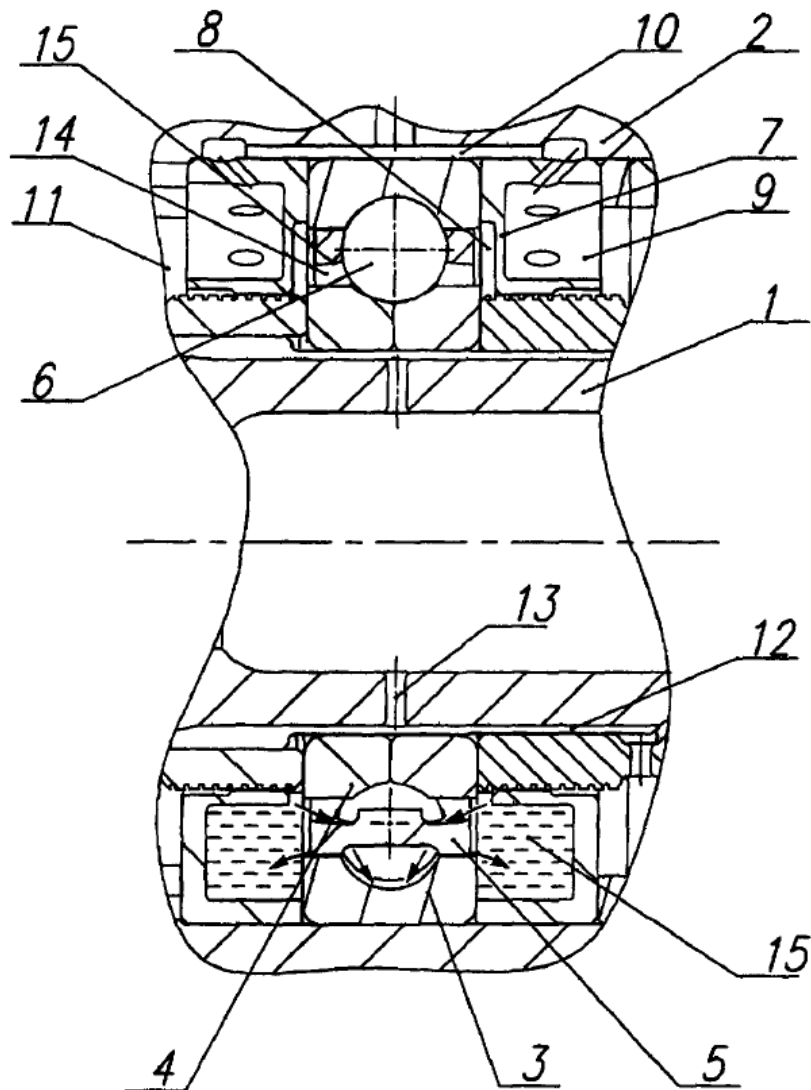


Рис. 1.12 – Опора с подшипником, смазываемым консистентной смазкой

Далее обсудим причины, по которым подшипники с консистентной смазкой не получили распространения в опорах авиационных газотурбинных двигателей.

### 1.2.1 Особенности создания опор с консистентной смазкой

Основное ограничение связано с необходимостью поддержания теплового состояния консистентной смазки в её рабочем диапазоне.

Так как в традиционных опорах, подшипники которых смазываются маслом, функцию хладагента выполняет масло, охлаждающееся в теплообменниках масло-суфлирующей системы, то первой конструкторской

задачей можно считать поиск хладагента с параметрами, которые обеспечат работоспособность подшипника.

Второй задачей можно выделить обоснование долговечности подшипника с консистентной смазкой.

И первая и вторая задачи связаны с расчётом подшипника. Рассмотрим расчётные модели, которые позволят решить поставленные задачи.

Математическая модель кинематических движений и контактных деформаций деталей шарикового подшипника впервые была предложена в [36]. В [37] была представлена математическая модель кинематических движений и контактных деформаций деталей радиально-упорного шарикового подшипника с учётом осевой нагрузки. В указанной работе рассчитывались кинематические и силовые взаимодействия, а контактные деформации определялись путём составления уравнений равновесия шариков и внутреннего кольца. Уравнения связей являлись уравнениями совместных деформаций, так как в них были представлены упругие контактные деформации шариков и колец. Представленная система нелинейных уравнений решалась методом Ньютона. Более полная и точная модель шарикового подшипника была представлена в [38]. В этой модели применена система дифференциальных уравнений движения для шариков, сепаратора и колец. Шарик и сепаратор имели шесть степеней свободы, одно кольцо было зафиксировано, другое имело две поступательные степени свободы (в осевом и радиальном направлениях). В модели недостаточно точно были представлены взаимодействия элементов подшипника – эти взаимодействия представлялись упругими, демпфирование масляной пленки и упругого гистерезиса не учитывались, влияние кривизны контактной поверхности тоже не учитывались.

Точность расчётов кинематических движений и напряжённо-деформированного состояния деталей подшипника, представленных в дальнейших исследованиях [39-48], также определяется точностью

определения теплового состояния и силовой нагрузки, воспринимаемой подшипником.

При установлении и продлении назначенного ресурса подшипников [49] расчёт долговечности должен быть выполнен для условий эксплуатации изделия с учётом результатов измерения теплового состояния и регулировки осевых сил, воспринимаемых радиально-упорными подшипниками. Так как величина осевой силы существенно влияет на его долговечность, то измерение осевых сил в изделии должно производиться с оценкой суммарной погрешности измерения. При этом погрешность учитывается в сторону увеличения измеренной силы.

Как указано выше для точного моделирования работы подшипника требуется точное определение теплового состояния подшипника и силовой нагрузки им воспринимаемой.

#### 1.2.2 Долговечность подшипников, смазывающихся консистентной смазкой

В методике расчёта долговечности авиационных подшипников [50], написанной в развитие государственного стандарта [51], не указано как считать долговечность подшипников качения с керамическими телами качения и консистентной смазкой.

В действующей версии государственного стандарта [52] есть разделы, посвящённые расчёту долговечности подшипника качения с консистентной смазкой. Поэтому для расчётного обоснования работоспособности подшипников с консистентной смазкой в составе авиационного газотурбинного двигателя достаточно выполнить расчёт в соответствии с [52] и согласовать с отраслевым институтом.

##### 1.2.2.1 Расчетная долговечность шарикового радиально-упорного подшипника в часах

$$L_h = 10^6 / 60n(C_r/P_r)^3, \text{ ч} \quad (1.1)$$

где

$C_r$  – базовая динамическая грузоподъемность подшипника, Н;

$P_r$  – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, Н;

$n$  – частота вращения подшипников.

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

- для радиально-упорных подшипников

$$P_r = (X F_r + Y F_a), \quad (1.2)$$

где

$F_r$  и  $F_a$  – соответственно, радиальная и осевая сила;

$X$  и  $Y$  – коэффициенты, выбираются в зависимости от конструкции подшипника по таблице 3 ГОСТ 18855-2013 и в зависимости от соотношения  $F_a/C_0$ .

С учетом конкретных условий работы (условия смазки, загрязненность и т.д.) выполняется расчёт модифицированного ресурса (с вероятностью безотказной работы 99,95%) по формуле:

$$L_{0,05m} = a_1 a_{ISO} L_h, \text{ ч} \quad (1.3)$$

где

-  $a_1$  коэффициент, выбирается по таблице 12 ГОСТ 18855-2013;

$$a_{ISO} = 0.1 \left[ 1 - \left( 2.5671 - \frac{1.9987}{k^{0.19087}} \right)^{0.83} \left( \frac{e_c C_u}{P} \right)^{1/3} \right]^{-9.3} \quad \text{для } 0,4 \leq k < 1 \quad (1.4)$$

$$a_{ISO} = 0.1 \left[ 1 - \left( 2.5671 - \frac{1.9987}{k^{0.071739}} \right)^{0.83} \left( \frac{e_c C_u}{P} \right)^{1/3} \right]^{-9.3} \quad \text{для } 1 \leq k \leq 4 \quad (1.5)$$

Коэффициент  $k$  рассчитывается по формуле:

$$k = V/V_1, \quad (1)$$
(1.6)

где

-  $V$ , сСт, действительная кинематическая вязкость при рабочей температуре;

-  $V_1$  – номинальная кинематическая вязкость, сСт.

Номинальная кинематическая вязкость  $V_1$  рассчитывается по формуле:

$$V_1 = 4500n^{-0,5}D_{pw}^{-0,5}, \quad (1.7)$$

Коэффициент загрязнения  $e_c$

$$e_c = \alpha \left( 1 - \frac{1,141}{D_{pw}^{1/3}} \right), \text{ где } \alpha = 0,0432 k^{0,68} D_{pw}^{0,55} \text{ и при ограничении } \alpha \leq 1$$

Предел усталостной нагрузки  $C_u$  рассчитывается по формуле:

$$C_u = C_0/22 \quad (1.8)$$

Таким образом, при расчёте долговечности шарикового подшипника с консистентной смазкой требуется знать кинематическую вязкость базового масла, для чего необходимо определить тепловое состояние подшипника.

### 1.2.3 Тепловое состояние подшипника

Высокая температура подшипника снижает твердость и прочность его элементов, способствует уменьшению толщины масляной пленки в контакте, а также вызывает изменение величин зазоров в подшипнике, что приводит к увеличению контактных напряжений и уменьшению долговечности подшипника. В связи с этим на этапе проектирования необходимо предусмотреть оптимальное охлаждение подшипника.

Исследованиям работоспособности подшипников с керамическими материалами и расчётам теплового состояния подшипников посвящено много работ (например, [53-76]).

На текущий момент существуют зарубежные и отечественные эмпирические методы определения тепловыделения в подшипниках, разработанных в SKF, FAG, MTU, ЦИАМ и КАИ [Петров]. Следует отметить, что эти методы создавались для опор с циркуляционным масляным охлаждением. Но для постановки задачи исследования теплового состояния подшипников с консистентной смазкой следует их рассмотреть.

Согласно [54] можно выделить несколько методов расчёта тепловыделения в подшипниках, смазываемых маслом:

- методика определения тепловыделения в подшипниках общего применения;
- методика фирмы FAG;
- методика фирмы SKF;
- методики определения тепловыделения в авиационных подшипниках (методика ЦИАМ-1, методика КАИ, методика ЦИАМ-2, методика фирмы MTU).

Методики FAG и SKF применяются для подшипников общего назначения. Тепловыделение трения ( $Q$ , Вт) в этих подшипниках определяется по следующей формуле:

$$Q = M \cdot \frac{n}{9550}, \quad (1.9)$$

где  $M$  – полный момент трения в подшипнике, Н·м;  $n$  – частота вращения подшипника, об/мин.

В методике фирмы FAG полный момент трения в подшипнике определяется по следующей зависимости:

$$M_{FAG} = M_0 + M_1, \quad (1.10)$$

где  $M_0$  – момент трения, зависящий от частоты вращения, Н·м;  $M_1$  – момент трения зависящий от нагрузки, Н·м.

Величина момента трения  $M_0$  равна:

$$M_0 = f_0 \cdot (vn)^{2/3} \cdot d_m^3 \cdot 10^{-7} \text{ при } vn \geq 2000, \quad (1.11)$$

$$M_0 = f_0 \cdot 160 \cdot d_m^3 \cdot 10^{-7} \text{ при } vn < 2000, \quad (1.12)$$

где  $f_0$  – скоростной коэффициент, который зависит от типа подшипника и вида смазывания;  $\nu$  – кинематическая вязкость смазки при рабочей температуре, мм<sup>2</sup>/с;  $n$  – частота вращения, об/мин;  $d_m$  – средний диаметр подшипника,  $(d+D)/2$ , мм.

Величина момента трения  $M_1$  вычисляется по формуле:

$$M_1 = f_1 \cdot P_1 \cdot d_m, \quad (1.13)$$

где  $P_1 = 1,5Fa + 3,6Fr$ , Н;  $Fa$  – осевая нагрузка, Н;  $Fr$  – радиальная нагрузка, Н;  $f_1$  – коэффициент, зависящий от типа подшипника и эквивалентной нагрузки. Для радиально-упорных подшипников:

$$f_1 = 0,001 \cdot \left( \frac{P_{\text{ЭКВ}}}{C_0} \right)^{0,33}, \quad (1.14)$$

где  $P_{\text{ЭКВ}}$  – эквивалентная нагрузка на подшипник, Н;  $C_0$  – статическая грузоподъемность подшипника, Н.

Методика фирмы SKF определяет полный момент трения  $M_{\text{SKF}}$  в подшипнике учитывает трение качения, трение скольжения, трение в смазочном материале и трение скольжения в уплотнениях (при наличии):

$$M_{SKF} = \varphi_{ish} \varphi_{rs} M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}, \quad (1.15)$$

где  $M_{rr}$  – момент трения качения;  $M_{sl}$  – момент трения скольжения;  $M_{seal}$  – момент трения уплотнений;  $M_{drag}$  – момент трения от сопротивления смазки;  $\varphi_{ish}$  – коэффициент уменьшения момента трения за счет нагрева смазочного материала;  $\varphi_{rs}$  – коэффициент уменьшения момента трения при недостаточном смазывании.

Ввиду особенностей работы авиационных подшипников для определения тепловыделения используются специальные методы, разработка которых началась в СССР в начале пятидесятых годов.

На основании испытаний, проведенных в конце 50-х годов на подшипниковых стендах ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», А.И. Ерошкиным были выведены эмпирические зависимости для определения тепловыделения в высокооборотных авиационных роликовых и шариковых подшипниках:

$$Q_{ЦИАМ-1} = 4,2 \cdot [(2,2 + 1,5 \cdot V) \cdot 10^{-2} e^{\lambda_{ш} dn} + \Delta Q_{шr} + \Delta Q_{шa}] \cdot 10^3. \quad 1. \quad (1.16)$$

Развитие исследований тепловыделения в авиационных подшипниках во ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» продолжили Н.К. Аксёнов и Н.И. Петров. Путём обширных экспериментальных исследований были определены эмпирические зависимости тепловыделения для подшипников качения от частоты вращения размеров подшипников, эквивалентной нагрузки, расхода масла и его температуры на входе в подшипник. Авторами получены эмпирические зависимости тепловыделения для радиально-упорных подшипников опор роторов в широком диапазоне нагрузок и частот вращения:

$$Q_{ЦИАМ-2} = A \cdot \left( \frac{d_m n}{10^5} \right)^b \cdot P_{ЭКВ}^c \cdot V_M^d \cdot T_{М.ВХ}^e, \quad (1.17)$$



где  $d_m n \leq 3,5 \cdot 10^6$  мм·об/мин – параметр быстроходности (средний диаметр подшипника, умноженный на частоту вращения);  $P_{эkv}$  – эквивалентная нагрузка на подшипник, кгс;  $V_m$  – расход масла;  $T_{м.вх}$  – температура на входе в подшипник, °С;  $A, b, c, d, e$  – эмпирические коэффициенты, которые зависят от типа и размеров подшипников.

Во второй половине 70-х годов В.М. Демидович (КАИ) предложил метод для определения тепловыделения в подшипниках качения. Для решения данной проблемы он предложил разделить потери от всех сопротивлений на две группы: потери трения и гидродинамические потери:

-  $Q_{тр}$  – потери от сил сопротивлений, образующихся от наличия всевозможных сил трения, возникающих при работе подшипника;

-  $Q_{гидр}$  – потери от сил гидродинамических сопротивлений, возникающие в результате перемешивания масла телами качения в подшипнике.

На базе экспериментальной гидродинамики, гидродинамической теории смазки, теории подобия и проведенных экспериментов было получено критериальное уравнение для расчета суммарного теплового потока. Данная модель предполагает, что внутри подшипника имеет место турбулентное течение подогреваемой жидкости (масла) с некоторой скоростью, которая принимается равной окружной скорости сепаратора  $u$ .

Суммарные потери мощности  $\Sigma Q$  складываются из потерь на трение  $Q_{тр}$  и потерь на перемешивание (взбалтывание) жидкости  $Q_{гидр}$ :

$$\Sigma Q = Q_{тр} + Q_{гидр} = C m \rho l^2 u^3, \quad (1.18)$$

где  $C = C_1 + C_2$  – суммарный коэффициент сопротивлений;  $C_1 = C_1(Re, Eu, Pr)$  – коэффициент сопротивления трения, определяемый функцией критериев  $Re, Eu, Pr$ ;  $C_2 = C_2(Re, Pr)$  – коэффициент гидродинамических сопротивлений, определяемый функцией критериев  $Re, Pr$ .

Первая группа потерь  $Q_{тр}$  определялась расчетом через приведенный коэффициент трения, определяющийся экспериментально на разных режимах работы при отсутствии смазки.

Вторая группа гидродинамических потерь  $Q_{гидр}$  определялась расчетно-экспериментальным путем как разность между оцениваемыми в опыте суммарными потерями и полученными расчетом потерями трения

$$Q_{гидр} = \Sigma Q_{экс} - Q_{тр.расч.} \quad (1.19)$$

Универсальное критериальное уравнение для расчета суммарного тепловыделения выглядит следующим образом (в Вт):

$$\Sigma Q = Q_{тр} + Q_{гидр} = (A Re^k E u^l Pr^m + B Re^c Pr^x) \beta z \rho D_w^2 u^3. \quad (1.20)$$

В связи с отсутствием отраслевых стандартов по расчётам тепловыделения гибридных подшипников качения с консистентной смазкой для расчётного обоснования теплового состояния подшипников требуется создание верифицированной методики тепловыделения.

#### Выводы к главе 1

1 Выполнен обзор основных тенденций в развитии подшипниковых опор авиационных газотурбинных двигателей.

2 Для повышения удельных характеристик подшипниковой опоры авиационного газотурбинного двигателя рассмотрены особенности применения подшипников с консистентной смазкой.

3 Для применения в опоре авиационного газотурбинного двигателя подшипников качения с консистентной смазкой требуется создание методики тепловыделения и измерения осевого усилия, не использующего технологические опоры.

## ГЛАВА 2. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ РАСЧЕТА ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКА. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА МОЩНОСТИ, РАСХОДУЕМОЙ НА ПРИВОД ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ГТД

### 2.1 Классификация явлений, приводящих к потерям мощности на вращение подшипников

Применение подшипников качения является наиболее рациональным разрешением проблемы создания опор. При трении качения осуществляется относительное движение тел с наименьшей затратой энергии. Однако аналитический подсчет сопротивления качению весьма затруднителен, и еще труднее рассчитать полное сопротивление движению в подшипниках качения [71]. Для решения этой задачи необходимо учесть целый комплекс слагающих показателей, наиболее важными из которых являются следующие:

- сопротивление перекатыванию (без скольжения и деформаций) и сопротивление относительного поворачивания;
- сопротивление трения скольжения от деформации тел качения на поверхности их соприкосновения;
- сопротивление в сепараторе от нагрузки и центробежной силы и др.

По закону сохранения энергии затрачиваемая работа на преодоление всех сил сопротивления в подшипнике качения целиком превращается в тепло. При этом не учитывается изменение кинетической энергии в подшипнике, которое даже при значительных частотах вращения составляет величину третьего порядка малости по сравнению с изменением теплосодержания.

Потери мощности от всех перечисленных выше составляющих сил сопротивления нагревают подшипник, тепловой поток от которого отводится за счет хладагента через стенки корпуса в окружающую среду.

Расчет полного сопротивления движению в подшипнике качения с дифференцированным учетом всех составляющих сил сопротивления весьма затруднителен. Однако представляется возможной количественная оценка потерь мощности на привод подшипников ГТД при разделении потерь от всех сил сопротивления на две группы:

- потери от сил сопротивления, образующихся от наличия всевозможных сил трения, возникающих при работе подшипника, которые выражаются через потери на трение в контактах между телами качения и беговыми дорожками колец;
- потери от сил гидродинамического сопротивления, возникающих в результате перемешивания смазки телами качения в подшипнике.

Из вышеизложенного следует что, потери мощности и эквивалентный им тепловой поток, возникающие в подшипниковом узле ГТД во время работы подшипника, определяются силами сопротивления и классифицируются на две определяющие группы.

## **2.2 Структурное уравнение для оценки теплового потока, эквивалентного мощности на привод подшипника**

Расчет теплового состояния подшипников основан на решении основного критериального уравнения для определения теплового потока  $Q$ . Данный метод разработан Демидовичем В.М. [74] и является базовым для метода определения теплового состояния подшипников.

Тепловой поток, эквивалентный затрачиваемой мощности на перемещение смазки в зазорах, на преодоление сил трения в подшипнике, равен (значение параметров уравнения будет приведено в разделе 2.3):

$$Q_{mp} = C \cdot m \cdot \rho \cdot l^2 \cdot u^3. \quad (2.1)$$

Коэффициент сопротивления трения  $C$  является эквивалентным безразмерным параметром трения, включающим в свою количественную характеристику потери на трение в зазорах между телами качения и

кольцами. Коэффициент  $C$  является функцией комплекса факторов, определяемых конкретными условиями движения смазки.

Вывод обобщенной расчетной формулы для коэффициента сопротивления  $C$  требует проведения анализа физической картины течения смазки в канале подшипника и исследования с помощью методов теории подобия.

Для анализа сложного процесса движения смазки и количественная оценка возникающих при этом сил в канале подшипника необходимо рассмотреть некоторую упрощенную модель. Условно принимается, что в результате взаимодействия между телами качения и смазкой, получаемая при этом энергия расходуется только на сообщение ей скорости вдоль оси канала подшипника (включая наличие смазки в зазорах). Что же касается энергии, затрачиваемой на перемешивание смазки каждым находящимся в гнезде сепаратора телом качения, то оно вследствие диссипации идет на подогрев смазки.

Одновременно, как составные части общего движения жидкости в канале подшипника, будут наблюдаться и ламинарные течения в зазорах между телами качения и кольцами.

Движение смазки происходит по кольцевому каналу круглого (или квадратного) поперечного сечения. Условно канал подшипника распрямляется так, чтобы ось прямоугольной системы координат, в которой будет рассматриваться течение, совпала с осью канала подшипника. При этом учитывается, что определяющее (основное) направление движения смазки ориентировано вдоль этой оси. Тогда система уравнений, характеризующая неизотермическое течение вязкой несжимаемой жидкости, состоит из уравнения неразрывности, уравнения движения и уравнения переноса энергии [65]:

При движении смазки по каналу, для подшипников качения, динамическая составляющая температуры торможения, отражающая процесс дополнительного подогрева смазки за счет диссипации механической

энергии из-за трения о стенки будет пренебрежимо мала по сравнению с термодинамической температурой потока, обусловленной изменением теплосодержания.

Приведенные выше соображения относятся только к рассмотрению движения смазки вдоль оси канала подшипника и касаются пренебрежением рассеяния энергии лишь за счет трения о стенки. В процессе этого весьма сложного по характеру течения с интенсивными вихреобразованиями все тепло образуется за счет диссипации механической энергии.

Следует считать нецелесообразными попытки даже приближенного описания этого сложного движения и оценки соответствующей ему диссипации механической энергии.

С учетом всех вышесказанных соображений система уравнений, характеризующая движение смазки вдоль оси канала в принятой модели, будет следующей:

Уравнение неразрывности

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0. \quad (2.2)$$

Уравнение движения

$$\frac{\partial u_x}{\partial \tau} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} = j_x - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right). \quad (2.3)$$

Уравнения переноса энергии

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + u_x \frac{\partial t}{\partial x} + u_y \frac{\partial t}{\partial y} + u_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right). \quad (2.4)$$

Далее рассматривается вопрос формирования условий гидродинамического подобия течений потоков смазки в каналах подшипников разных размеров. Как известно [64], для существования подобия каналы подшипников должны быть геометрически подобны и процесс движения по ним должен описываться одной и той же системой уравнений (2.2) – (2.4). При анализе системы уравнений известными

методами теории подобия, записанной для двух геометрически подобных подшипников, получаются следующие условия подобия:

$$Fr = \frac{u^2}{j \cdot l} = idem; \quad (2.5)$$

$$Re = \frac{u \cdot l}{\nu} = idem; \quad (2.6)$$

$$Eu = \frac{P}{\rho u^2} = idem; \quad (2.7)$$

$$Pe = \frac{u \cdot l}{a} = idem. \quad (2.8)$$

Из теории подобия известно, что если каждый записанный выше критерий подобия имеет одинаковые значения для геометрически подобных подшипников, то это является достаточным условием подобия течений смазки. Отмеченная достаточность условий существования гидродинамического подобия подразумевает еще подобие начальных и граничных условий всех входящих в уравнение (2.2) – (2.4) величин.

Обычно критерий  $Pe$  заменяют отношением  $Pe/Re$ , которое называется критерием Прандтля –  $Pr$ . Этот критерий удобен тем, что состоит лишь из теплофизических параметров рабочей жидкости. Тогда выражение (2.8) принимает вид:

$$Pr = \frac{\nu}{a} = idem. \quad (2.9)$$

Далее анализируются критерии, входящие в систему равенств (2.5) – (2.8), с точки зрения вопроса о том, все ли они необходимы для описания изучаемого процесса движения.

Критерий Фруда –  $Fr$ , отражающий влияние на процесс движения массовых центробежных сил, в рассматриваемых условиях является постоянной величиной, не зависящей ни от каких параметров.

Для дальнейшего установления критериев подобия производится оценка критериев, входящих в систему равенств (2.5) – (2.8), как определяющих. С этой целью математическое описание процесса движения

жидкости в каналах подшипников дополняется условиями однозначности, чтобы однозначно определить рассматриваемый в условиях работы подшипников ГТД процесс и дать ему, таким образом, полное математическое описание.

Условия однозначности при этом будут следующие:

1. Геометрические условия. Кольцевые замкнутые каналы подшипников имеют круглое или квадратное поперечное сечение с диаметром или стороной квадрата  $l_0$ , являющимся характерным линейным размером.

2. Физические условия. Движущаяся жидкость (смазка) несжимаема. Ее теплофизические параметры с учетом неизотермичности течения выражаются известными (из справочных данных) функциями температуры:

$$\rho_0=f_\rho(t_0); \nu_0=f_\nu(t_0); a_0=f_a(t_0). \quad (2.10)$$

Здесь и далее индекс «0» означает, что параметр задан и усреднен по сечению.

3. Граничные условия. Температура смазки в подшипнике постоянна.

Временные условия однозначности при рассматриваемом установившемся движении отпадают.

Таким образом, в условия однозначности входят следующие семь независимых параметров:

$$l_0, \rho_0, a_0, p_0, u_0. \quad (2.11)$$

Из комбинации этих параметров составлены только три критерия из пяти:  $Re_0$ ,  $Eu_0$ , и  $Pr_0$ . Согласно третьей теореме подобия М. В. Кирпичева и А. А. Гухмана эти три критерия являются определяющими [64].

При этом следует отметить, что критерий  $Eu_0$  вошел в число определяющих потому, что сопротивление движению смазки в каналах подшипников зависит, в частности, от нагрузки, определяющей давление  $p_0$  в



сечении канала. В подобных случаях, когда среди параметров присутствует давление  $p_0$  в канале (его обычно задают величиной приложенной нагрузки и частотой вращения подшипника), введение критерия  $Eu_0$  в число определяющих, как указывает М. В. Кирпичев [64], обязательно.

Согласно [64] гидродинамическое подобие течений смазки в каналах подшипников будет иметь место при подобии условий однозначности и одинаковых числовых значениях определяющих критериев  $Re_0$ ,  $Eu_0$ ,  $Pr_0$ .

С учетом принятых допущений о стационарности движения, пренебрежением массовых центробежных сил и рассеиванием механической энергии за счет трения о стенки канала, интерес представляет решение для безразмерного давления.

В итоге, получается зависимость в окончательном виде:

$$C = \varphi(Re_0, Eu_0, Pr_0). \quad (2.12)$$

Это решение записано для группы подобных явлений, выделенных из класса подобных явлений, т.к. входящие в него инварианты подобия составлены из усредненных значений параметров, заданных в условиях однозначности.

Из выражения (2.12) следует то, что при соблюдении условий гидродинамического подобия в каналах геометрически подобных подшипников качения коэффициент сопротивлений должен быть одинаков:

$$C = \varphi(Re_0, Eu_0, Pr_0) = idem.$$

Совершенно очевидно, что точное математическое описание сложного процесса перемешивания смазки в канале подшипника не представляется возможным, не говоря уже о реальности получения каких бы то ни было аналитических решений. Поэтому единственным практически возможным путем исследования этого движения является путь экспериментальный с обобщением опытных данных методами теории подобия.

### 2.3 Нахождение решения основного критериального уравнения в случае консистентной смазки

Расчет теплового состояния подшипников основан на решении основного критериального уравнения для определения теплового потока  $Q$ . Данный метод [1] и является базовым для метода определения теплового состояния подшипников.

В работе, разработанной Демидовичем В.М. [74] суммарные потери мощности на привод подшипника были методологически разделены на две определяющие группы:

$\Sigma Q = Q_{тр} + Q_{гидр}$ , где  $\Sigma Q$  – суммарные потери мощности на привод;

$Q_{тр}$  – потери, обусловленные всевозможными силами трения в контакте между телами качения и кольцами;

$Q_{гидр}$  – гидродинамические потери, характеризующие процессы перемешивания масла телами качения и в канале подшипника.

Для подшипников, работающих с консистентной смазкой, определяющими будут потери мощности на трение, которые определяются всевозможными силами сопротивлений, возникающими на контактирующих поверхностях элементов подшипников, дифференциальный учет влияния которых на потери в реальных условиях работы не представляется возможным. Учитывая объективные трудности выполнения теплового расчета лишь на основе теоретических предпосылок, был предложен путь экспериментально-теоретического исследования с применением методов теории подобия [64].

Потери мощности  $Q_{гидр}$  на гидродинамические потери актуальны только в начальный момент работы подшипника, либо в процессе подачи свежей смазки, т.к. излишки ее выбрасываются из канала в короткий промежуток времени. Поэтому в тепловом анализе данные потери можно не учитывать.

Для проведения теплового расчета должны быть известны следующие параметры подшипника:

- геометрические размеры (в том числе количество тел качения –  $m$ ).
- частота вращения подшипника  $n$ , об/мин.
- осевая нагрузка на подшипник  $P_{oc}$ , Н.
- температура воздуха на входе в подшипник  $t_{в.вх}$ , °С.
- максимально допустимая температура подшипника  $t_{подш.мах}$ , °С или  
потребный расход воздуха  $q_{в}$ , кг/с.

Порядок проведения теплового расчета:

- Определение окружной скорости сепаратора (в м/с)

$$u_c = \frac{\pi(d_{ц.м.} - d_p)}{120} n, \quad (2.13)$$

- Оценка по справочным данным теплофизических параметров применяемого сорта масла.

а) коэффициент кинематической вязкости  $\nu$ , м<sup>2</sup>/с;

б) критерий Прандтля  $Pr = \frac{\nu}{a}$ ,

где  $a$  - коэффициент теплопроводности м<sup>2</sup>/с.

в) удельная теплоемкость  $C_p$ , Дж/(кг·°С).

- Расчет критерия Рейнольдса:

$$Re = \frac{u_c l}{\nu}. \quad (2.14)$$

- Определение осредненной нагрузки на один шарик (в Н):

$$P_{\bar{n}\bar{d}\bar{\phi}} = \frac{D_{\bar{n}}}{m}. \quad (2.15)$$

- Расчет критерия Эйлера:

$$Eu = \frac{P_{cp}}{\rho(u_c l)^2}. \quad (2.16)$$

- Определение коэффициента сопротивлений:

$$C = 0,001 \cdot Re^k \cdot Eu^\epsilon \cdot Pr^i \quad (2.17)$$

- Оценка внутреннего теплового потока (в Вт):

$$Q = C \beta m \rho l^2 u_c^3, \quad (2.18)$$

где:  $\beta$  – коэффициент, зависящий от величины радиального зазора.

- Расчет потребной продувки воздуха  $q_{\text{в}}$  (кг/с) через корпус подшипника, обеспечивающей заданную  $t_{\text{ноду.мах}} (^{\circ}\text{C})$ :

$$q_{\text{в}} = \frac{Q}{C_p (t_{\text{нвф}} - t_{\text{ввф}})}. \quad (2.19)$$

На основе экспериментальных данных по исследованию теплового состояния подшипника устанавливается тепловыделение при разных расходах и температурах охлаждающего воздуха:

$$Q_{\text{ввф}} = \dot{N}_p q_{\text{в}} (t_{\text{нвф}} - t_{\text{ввф}}). \quad (2.20)$$

Ранее было записано теоретическое выражение (2.1) для  $Q$  по формуле (в Вт):

$$Q = C \beta \cdot m \cdot \rho \cdot l^2 \cdot u^3. \quad (2.21)$$

Из сравнения выражений для  $Q$  по зависимостям (2.20 и 2.21) получается формула для расчетно-экспериментального определения коэффициента сопротивлений:

$$C = \frac{Q_{\text{ввф}}}{\beta m \rho l^2 u^3}. \quad (2.22)$$

При сопоставлении вышеуказанных выражений получается, что условия подобия будут, в случае:

$$C = \varphi (Re, Eu, Pr) = A \cdot Re^k \cdot Eu^l \cdot Pr^m = idem. \quad (2.23)$$

или, аналогично:

$$Re = idem; Eu = idem; Pr = idem \quad (2.24)$$

Коэффициенты  $A$ ,  $k$ ,  $l$ ,  $m$  подбираются итерационно, т. к. в уравнении (2.23) присутствуют несколько неизвестных. Для определения этих коэффициентов необходимо проведение экспериментальных работ по термометрированию опоры в составе авиационного ГТД.

**Выводы по главе 2:**

1. Сформирован основной комплекс явлений, происходящих в подшипнике качения с консистентной смазкой, приводящих к потерям мощности на привод подшипника с повышением тепловыделения.
2. Предложено критериальное уравнение для оценки тепловыделения, позволяющее расширить область его применения, т.к. основано на критериях подобия для геометрически подобных подшипников.
3. Для решения критериального уравнения необходимо проведение экспериментальных работ по исследованию теплового состояния подшипника при различных расходах и температуре охлаждающего воздуха, а также различных значениях частоты вращения ротора и осевой силы, действующей на подшипник.

### **ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА СПОСОБА ИЗМЕРЕНИЯ ОСЕВОЙ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩЕЙ НА РАДИАЛЬНО-УПОРНЫЙ ПОДШИПНИК ГТД. ОПИСАНИЕ ОПОРЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ, МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ И ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ**

При существующем методе измерения осевой нагрузки, действующей на радиально-упорный шариковый подшипник [77, 78], используются специальные технологические опоры с тензометрическими кольцами или их аналогами, которые не позволяют производить измерение радиальной составляющей нагрузки. Применение технологических опор вносит погрешность в условия работы подшипников относительно типовой конструкции изделия, и требует повторения ресурсных испытаний изделия с типовой конструкцией опор. Дальнейшее обоснование соответствия проведённых испытаний также трудоёмко, так как связано с обоснованием отклонений при изготовлении изделий и параметров термодинамических циклов, результирующими которых также являются осевые усилия, воздействующие на радиально-упорные шариковые подшипники. Следовательно, отрицательными факторами существующего метода являются погрешность при воспроизведении условий работы типовых конструкций подшипниковых опор при измерении осевого усилия и дополнительные затраты на повторные испытания.

Другие методы, не требующие использования технологических опор, не позволяют точно измерять величину осевого усилия (например, [79-85]).

Для снижения погрешностей измерения требуется создание метода измерения осевого усилия, не требующего использования технологических опор.

### 3.1 Объект исследования

Объектом исследования является радиально-упорный шариковый подшипник с трёхточечным контактом типоразмера 126308, представленный на рисунке 3.1, с 11 шариками диаметром  $(15,081 \pm 0,005)$  мм, осевым зазором  $(0,204 \dots 0,258)$  мм, радиальным зазором  $(0,045 \dots 0,055)$  мм. Материал колец подшипника – сталь 8Х4В9Ф2-Ш ТУ 14-1-2244-2005 твёрдостью  $(60 \dots 65)$  HRC. Материал шариков – нитрид кремния. Материал сепаратора – сталь 40ХН2МА-Ш ГОСТ 4543-71 твёрдостью  $(300 \dots 340)$  НВ. На наружном кольце подшипника выполнены пазы, и в них наклеены тензорезисторы для измерения осевого усилия в процессе работы двигателя [86].



Рисунок 3.1 - Шарикоподшипник типоразмера 126308

Для повышения достоверности экспериментальных данных разработан способ измерения осевого усилия методом динамического тензометрирования [87, 88, 89]. Далее рассмотрим особенности разработанного способа.

### 3.2 Способ определения осевого усилия методом динамического тензометрирования наружного кольца подшипника

Для проведения динамического тензометрирования на наружной посадочной поверхности неподвижного кольца радиально-упорного подшипника выполняются наклонные к оси двигателя пазы, в которые устанавливаются тензорезисторы (см. рисунок 3.2). Для обеспечения возможности измерения осевого усилия в обе стороны пазы выполняются с базового и противоположного торцов подшипника.

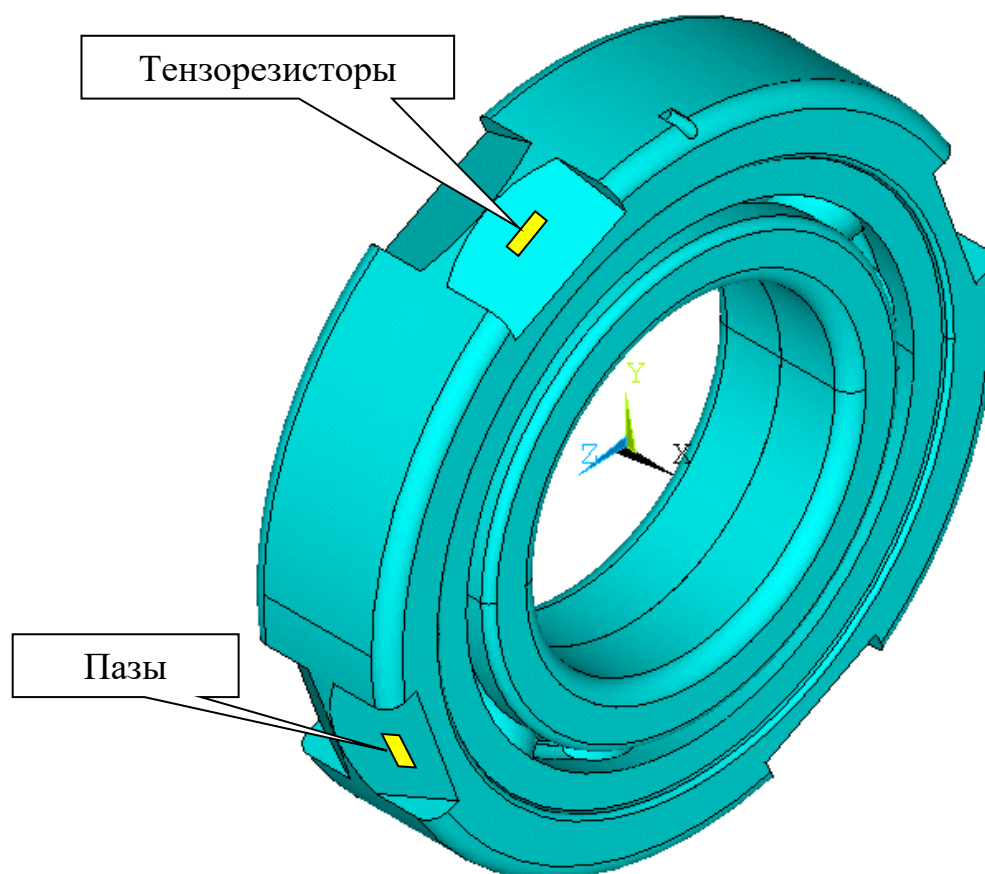


Рисунок 3.2 - Схема расположения тензорезисторов



Ширина паза выбирается максимально большой, но не более расстояния между соседними телами качения, с целью исключения возможности одновременного нахождения двух тел качения под пазом (см. рисунок 3.3).

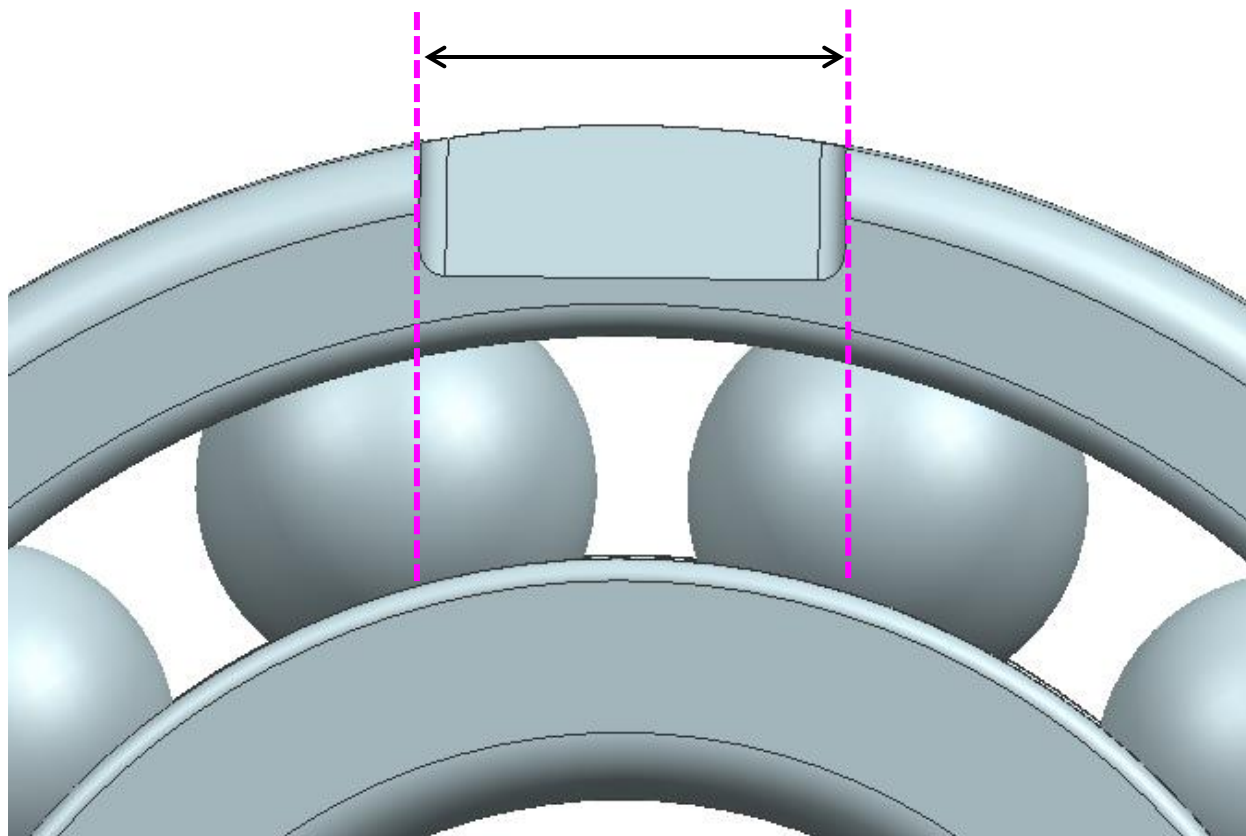


Рисунок 3.3 - Выбор ширины паза

Для уменьшения разбросов измерений осевого усилия плоскость паза рекомендуется располагать перпендикулярно номинальному углу контакта радиально-упорного шарикового подшипника. Глубина паза выбирается максимально большой с целью обеспечения максимальной чувствительности тензорезисторов. Предельная величина глубины паза ограничивается условием обеспечения допустимых деформаций беговой дорожки при прокатывании тела качения. Деформация дорожек качения должна оставаться в упругой области. Ориентировочно деформация не должна превышать значения  $0,0001$  от диаметра тела качения.

Обеспечение указанных выше условий определяется итерационным расчётом в ANSYS. Пример результата расчёта напряжений в пазе для постановки тензорезисторов представлен на рисунке 3.4.

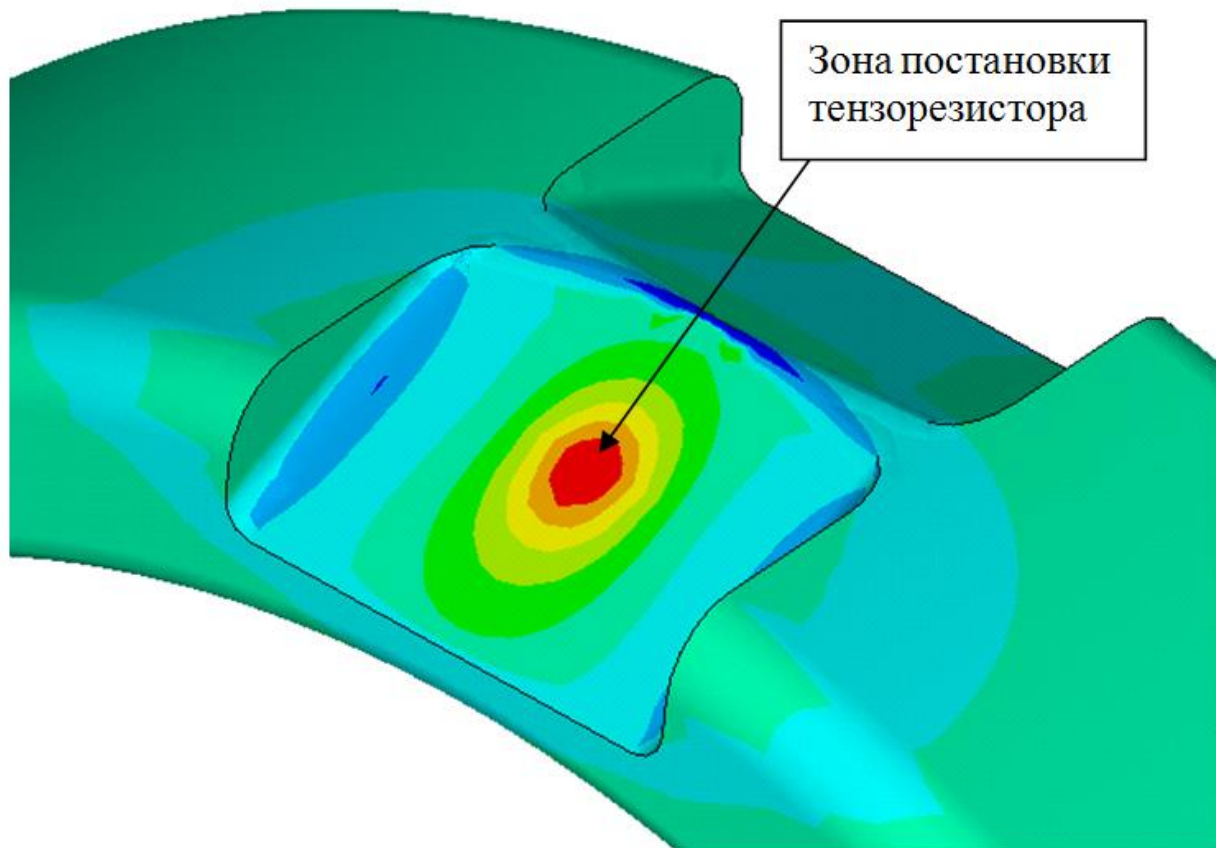


Рисунок 3.4 - Распределение напряжений в зоне паза

Глубина паза в зависимости от чувствительности тензорезисторов и допустимая деформации дорожки качения образуют замкнутую область допустимых вариантов конструкторских размеров, обеспечивающих измерение осевой силы с достаточной точностью и не ухудшающих работоспособность подшипника. Указанные ограничения графически отображены на рисунке 3.5.

Геометрические размеры с допусками назначаются из области допустимых значений и определяют конструктивный облик паза.

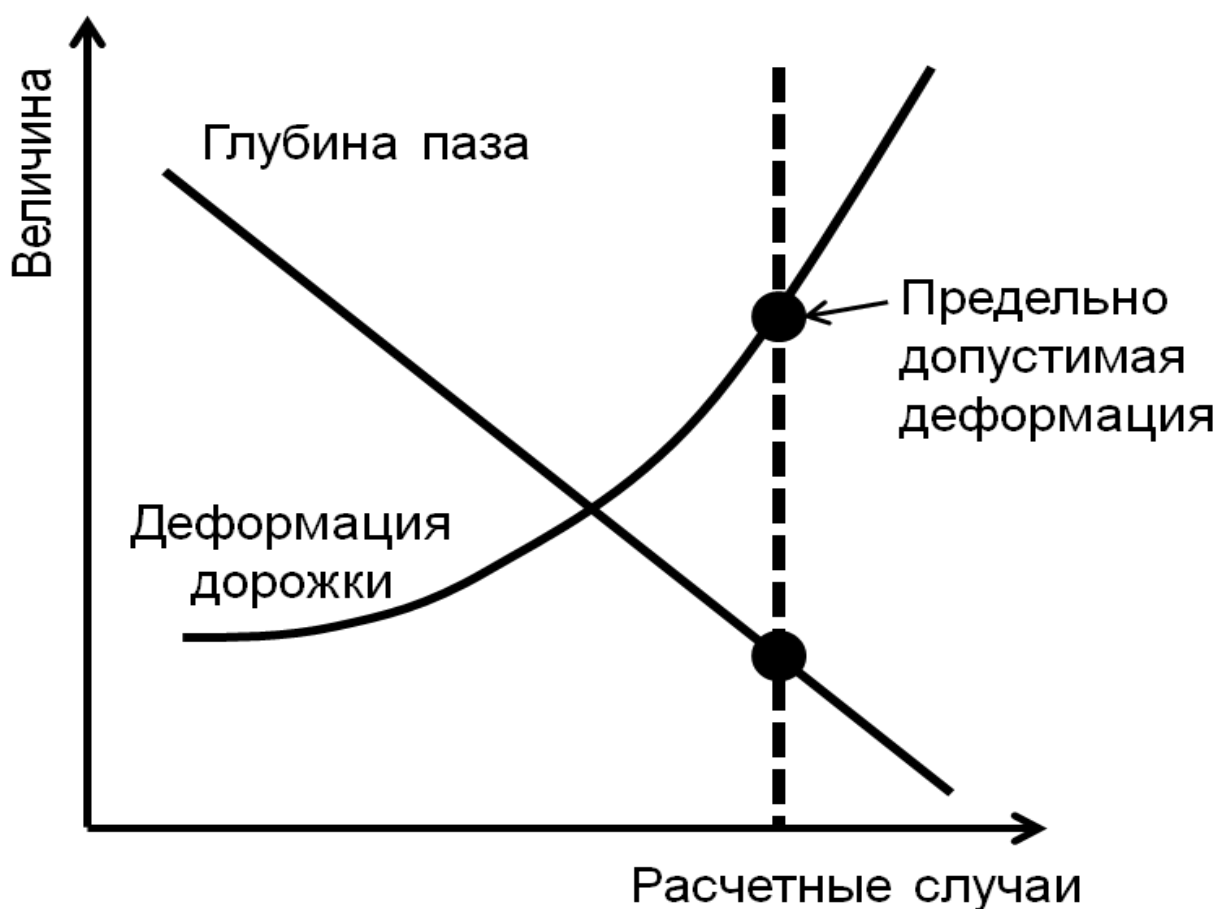


Рисунок 3.5 - Выбор глубины паза

Показания с тензорезисторов регистрируют величину относительных деформаций (мм/мм). Для удобства использования они переводятся в величину напряжений (кгс/мм<sup>2</sup>) путем умножения на модуль упругости материала кольца подшипника.

Для увеличения точности измерений выполняется несколько пазов в окружном направлении, значения показаний тензорезисторов, по которым затем усредняются.

Для определения зависимости показаний тензорезисторов от осевой нагрузки выполняется предварительная градуировка на специальной установке, представленной на рисунке 3.6. Градуировка проводится при различной осевой нагрузке и частоте вращения. Для повышения точности градуировки режимы градуировки должны соответствовать рабочим

частотам вращения ротора, нагрузкам и тепловому состоянию подшипников при работе в узле. В процессе градуировки тензорезисторы измеряют значения переменных напряжений в пазу (см. рисунок 3.7).

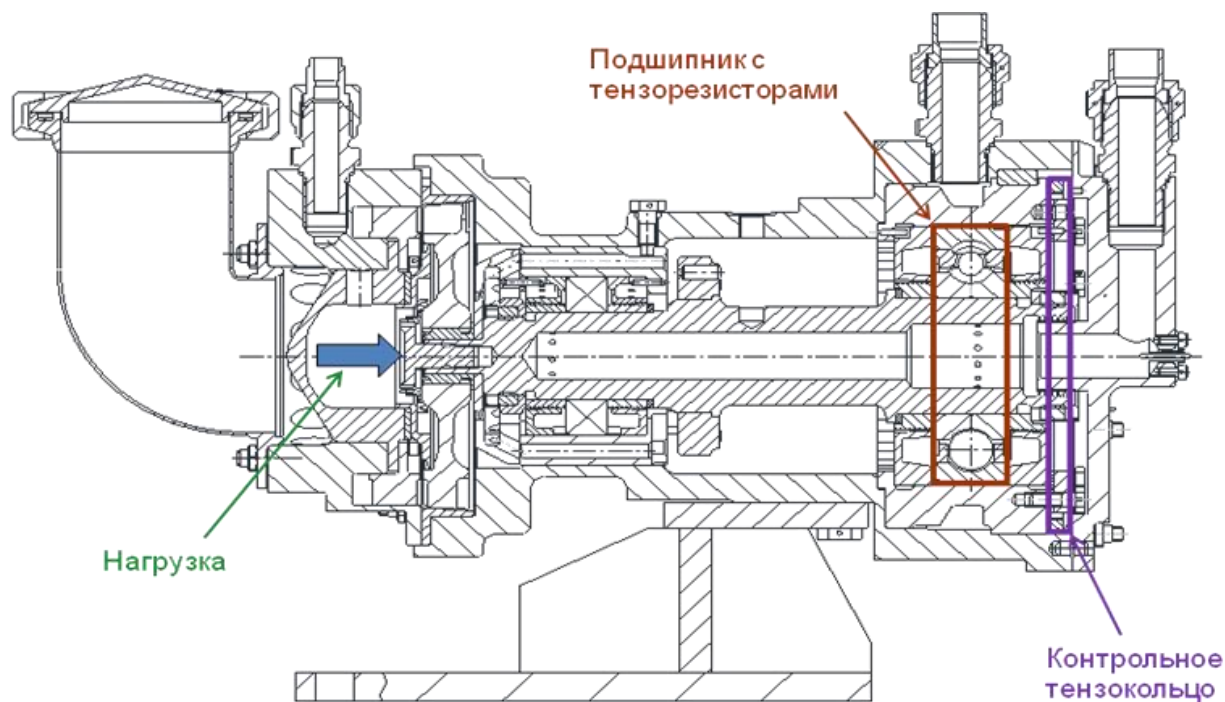


Рисунок 3.6 - Установка для градуировки подшипников

Амплитуда переменных напряжений с частотой прокатывания тел качения пропорциональна величине осевой нагрузки и является контрольным параметром. Для ее определения в каждый момент времени отрезок сигнала с тензорезисторов раскладывается в ряд Фурье и строится спектр АЧХ сигнала, по которому определяется амплитуда на частоте мелькания тел качения. Пример мгновенного спектра АЧХ сигнала с тензорезисторов представлен на рисунке 3.8. По результатам испытаний определяется градуировочный коэффициент зависимости для каждой группы тензорезисторов, характеризующий зависимость величины осевой нагрузки от амплитуды сигнала показаний тензорезисторов. Таким образом, экспериментально определив градуировочный коэффициент (см. рисунок

3.9) пересчётом измеренных динамических напряжений, определяется осевая сила, действующая на подшипник.

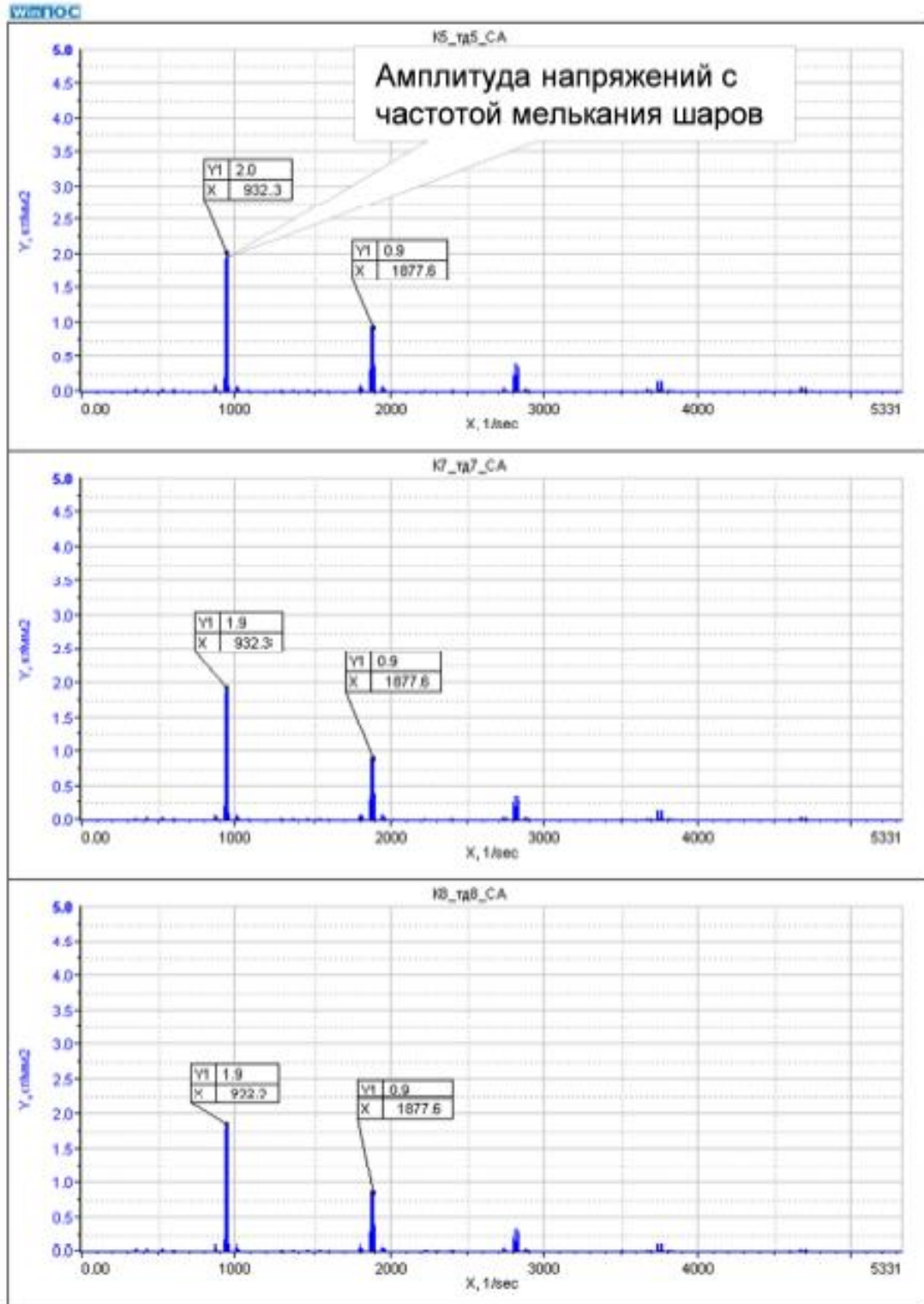


Рисунок 3.7 - АЧХ сигнала с тензорезисторов

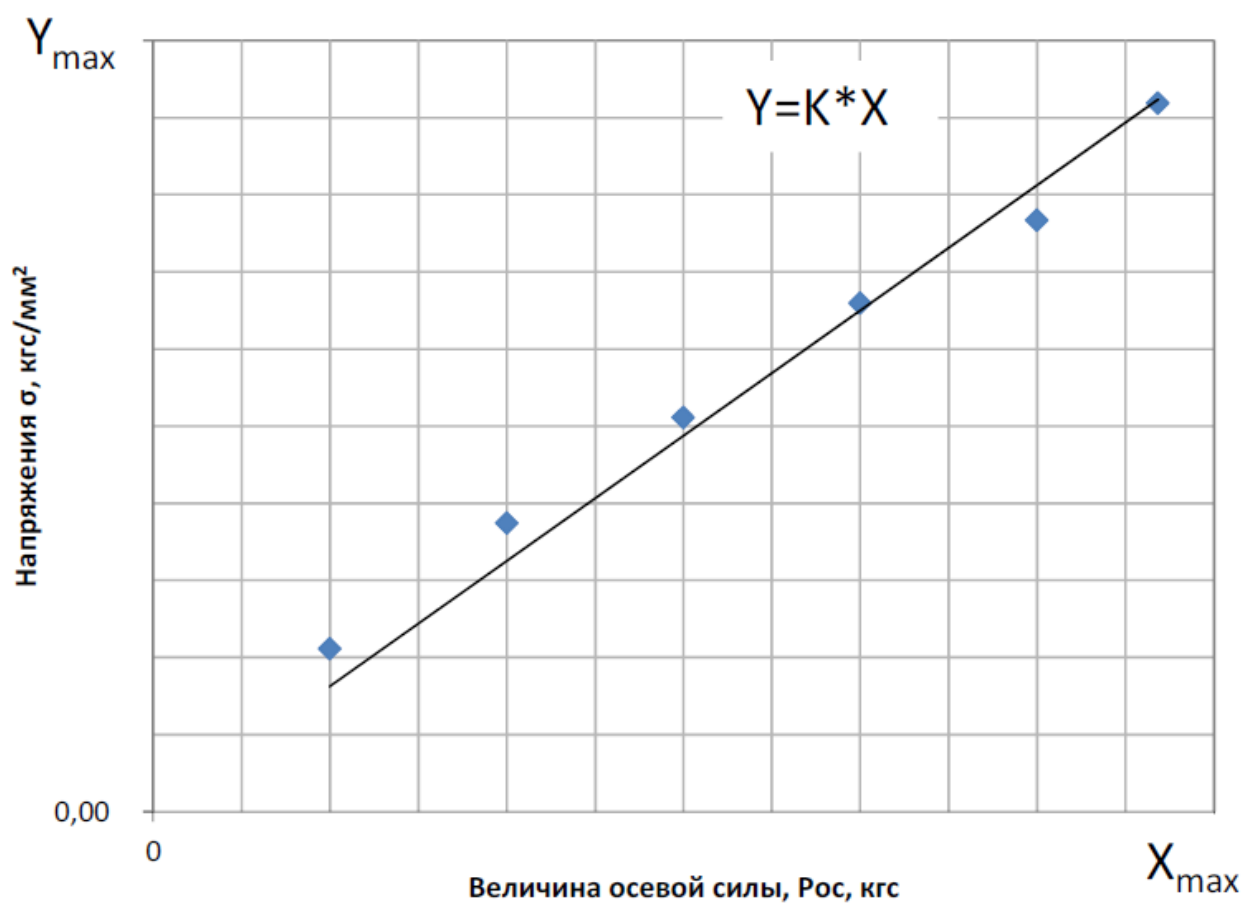
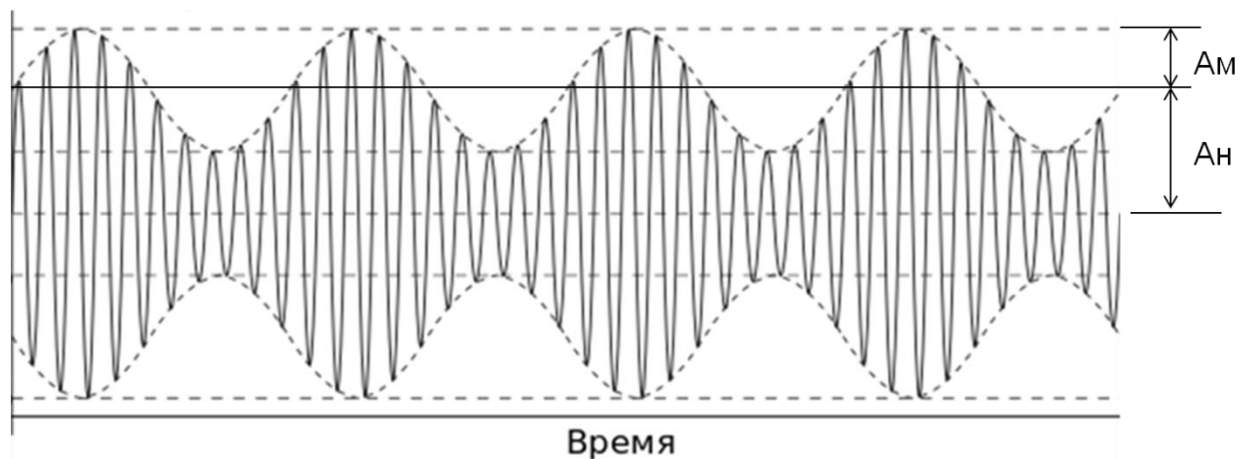


Рисунок 3.8 - Зависимость динамических напряжений от осевого усилия

При анализе сигнала с тензорезистора принимается амплитудно-модулированный сигнал. При разложении его в амплитудно-частотный спектр частоты разделяются на несущую и модулирующие. Амплитуда несущей частоты прокатывания шариков пропорциональна осевой силе.

Модулирующие частоты можно использовать при диагностике процессов, происходящих в радиально-упорном шариковом подшипнике, с целью оценки его работоспособности.

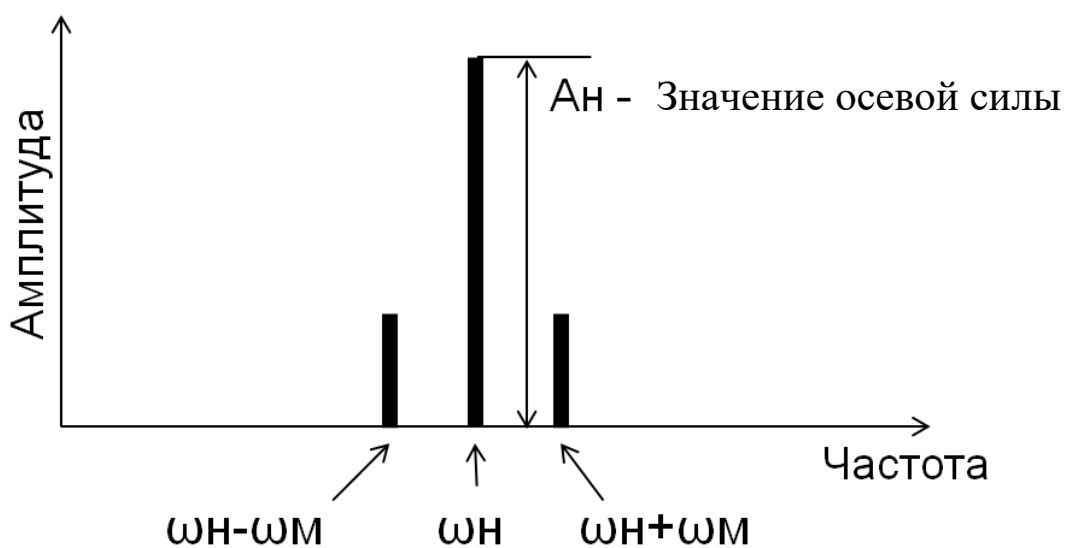
Также были проведены исследования по определению влияния частоты вращения и температуры подшипника на величину показаний тензорезисторов, характеризующую осевую нагрузку.



Сигнал с тензорезисторов (схематично)

$A_H$  – амплитуда несущей частоты  $\omega_H$  (осевая сила)

$A_M$  – амплитуда модулирующей частоты  $\omega_M$



АЧХ сигнала с тензорезисторов (схематично)

$A_H$  – амплитуда несущей частоты  $\omega_H$  (осевая сила)

$\omega_M$  – модулирующая частота

Рисунок 3.9 - Особенности анализа сигнала тензорезисторов

По результатам исследований, изменения температуры и частоты вращения ротора не оказывают значительного влияния на уровень измеренных динамических напряжений.

Погрешность измерений осевой нагрузки методом динамического тензометрирования колец подшипника не превышает  $\pm 1\%$  от эталонной нагрузки. На рисунке 3.10 представлен типовой результат определения градуировочного коэффициента одного из тензорезисторов.

Для сравнения. Погрешность измерения осевого усилия тензометрическим кольцом составляет  $\pm 10\%$  согласно литературных источников.

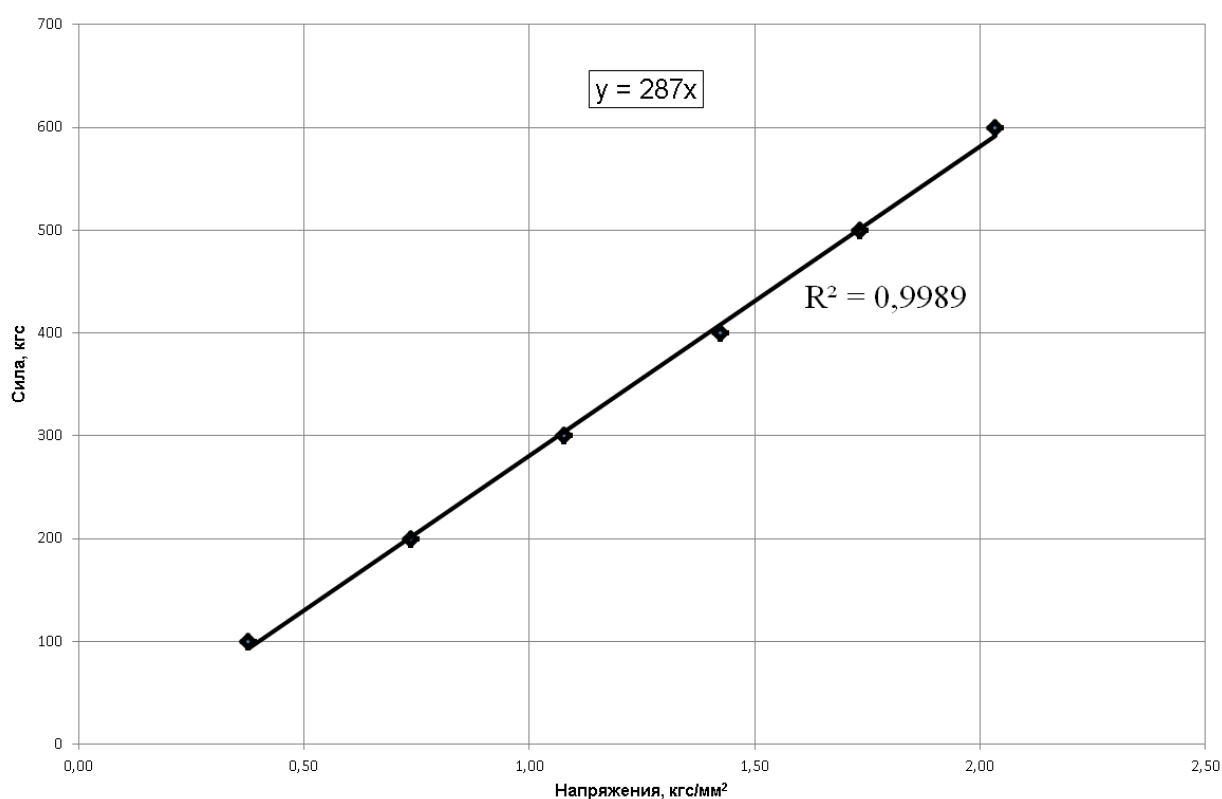


Рисунок 3.10 - Определение градуировочных коэффициентов

### 3.3 Экспериментальные данные

Схема опоры с объектом исследования и пример экспериментальных данных по измерению осевой силы, действующей на радиально-упорный шариковый подшипник при работе в составе газотурбинного двигателя, представлены на рисунке 3.11.



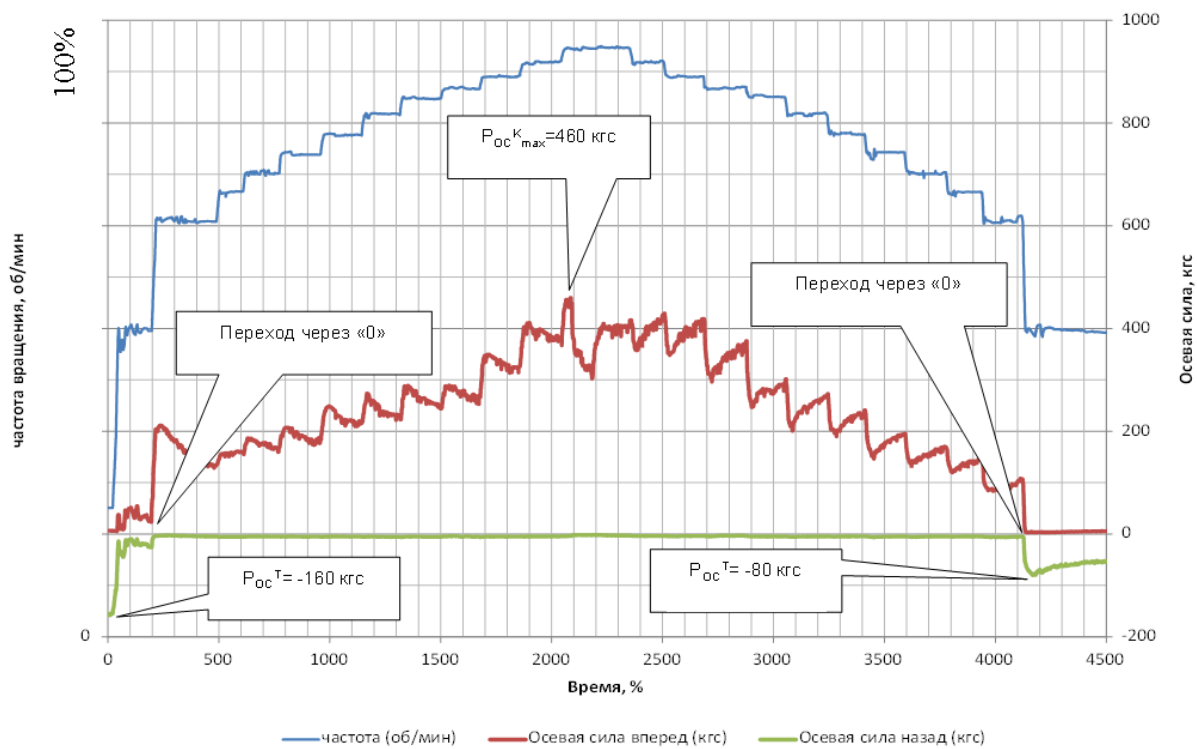
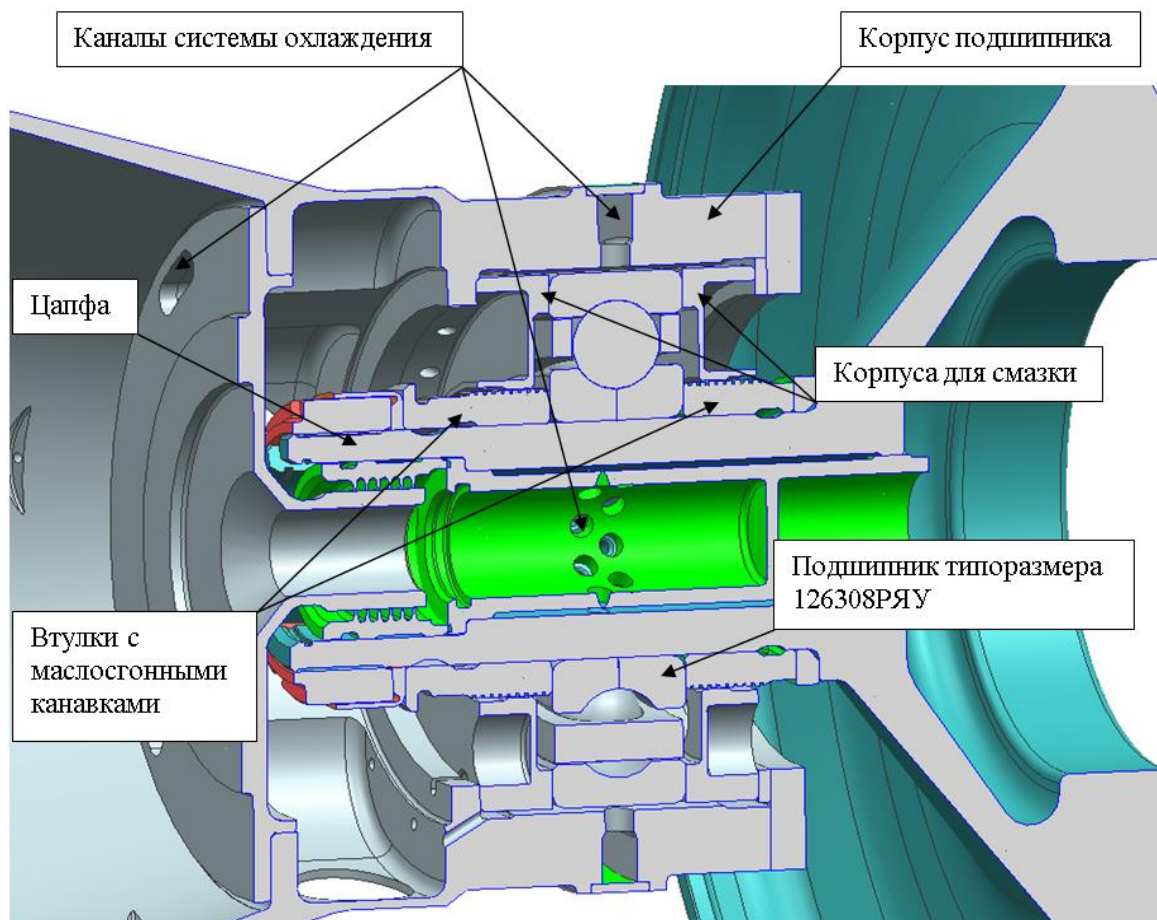


Рисунок 3.11 – Схема опоры с объектом исследования и результаты измерения осевой силы

Выводы по главе 3:

1. Разработан способ измерения осевой силы, действующей на радиально-упорный шарикоподшипник, который позволяет измерять осевую силу в процессе всего ресурса и при необходимости вносить корректирующие действия, воздействуя на ее величину. Данный способ позволяет контролировать техническое состояние подшипника путем анализа спектра частот электрического сигнала с тензорезисторов.
2. Предложено устройство измерения осевой силы непосредственно в составе двигателя.
3. Разработана экспериментальная установка для градуировки тензорезисторов подшипника перед его постановкой в двигатель.
4. Получены экспериментальные данные по фактической величине осевой силы при испытании двигателя.

#### **ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ ШАРИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ С КОНСИСТЕНТНОЙ СМАЗКОЙ. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОСЕВОЙ СИЛЫ НА ТЕПЛОЕ СОСТОЯНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА.**

Перспективным направлением снижения массы и повышения надёжности малоразмерных двигателей является использование подшипников с консистентной смазкой, что позволит отказаться от масляной системы. Так как рабочая температура консистентной смазки, как правило, ниже традиционных авиационных масел, то требуется точная оценка теплового состояния подшипника. Отраслевые методы расчёта тепловыделения подшипников с консистентной смазкой отсутствуют, поэтому для обоснования работоспособности двигателя с подобными подшипниками требуется создание и верификация такого метода расчёта. Здесь представлен метод расчёта тепловыделения в подшипниках с керамическими телами качения и консистентной смазкой. В качестве основного критериального уравнения использован метод Демидовича. Экспериментальные данные для верификации метода расчёта получены при испытаниях радиально-упорного шарикового подшипника типоразмера 126308. В результате исследования определены коэффициенты, описывающие экспериментальные данные с достаточной для инженерной практики точностью.

В ПАО «ОДК-Сатурн» в последние годы ведутся работы по применению радиально - упорных шариковых подшипников в качестве опор роторов малоразмерных авиационных двигателей. Исследуется новый тип подшипников – подшипники с шариками из нитрида кремния, работающие с консистентной смазкой.

Исследованиям работоспособности подшипников с керамическими материалами и расчётам теплового состояния подшипников посвящены работы [29-36].

В связи с отсутствием отраслевых нормативных документов по расчётам тепловыделения подшипников качения с керамическими телами качения и консистентной смазкой, для расчётного обоснования теплового состояния подшипников потребовалось создание верифицированной методики.

Экспериментальным работам на установках и в составе двигателя предшествовала разработка методов расчета тепловыделения опор с подшипниками качения.

На установках по исследованию подшипников проводились испытания радиально – упорных шариковых подшипников с шариками из нитрида кремния  $Si_3N_4$ . Испытывались подшипники типоразмера: «126308» с консистентной смазкой. Охлаждение подшипников осуществлялось воздухом из цеховой магистрали сжатого воздуха. Осевая нагрузка на подшипники ступенчато доводилась до 1000 кг, радиальная нагрузка устанавливалась постоянная. При испытаниях измерялась температура наружного кольца и расход охлаждающего воздуха (рисунок 3.5).

#### 4.1 Схема контроля параметров опоры с исследуемым подшипником при испытании в составе ГТД

Схема контроля параметров опоры с исследуемым подшипником при испытании в составе ГТД представлена на рис. 4.1.1.

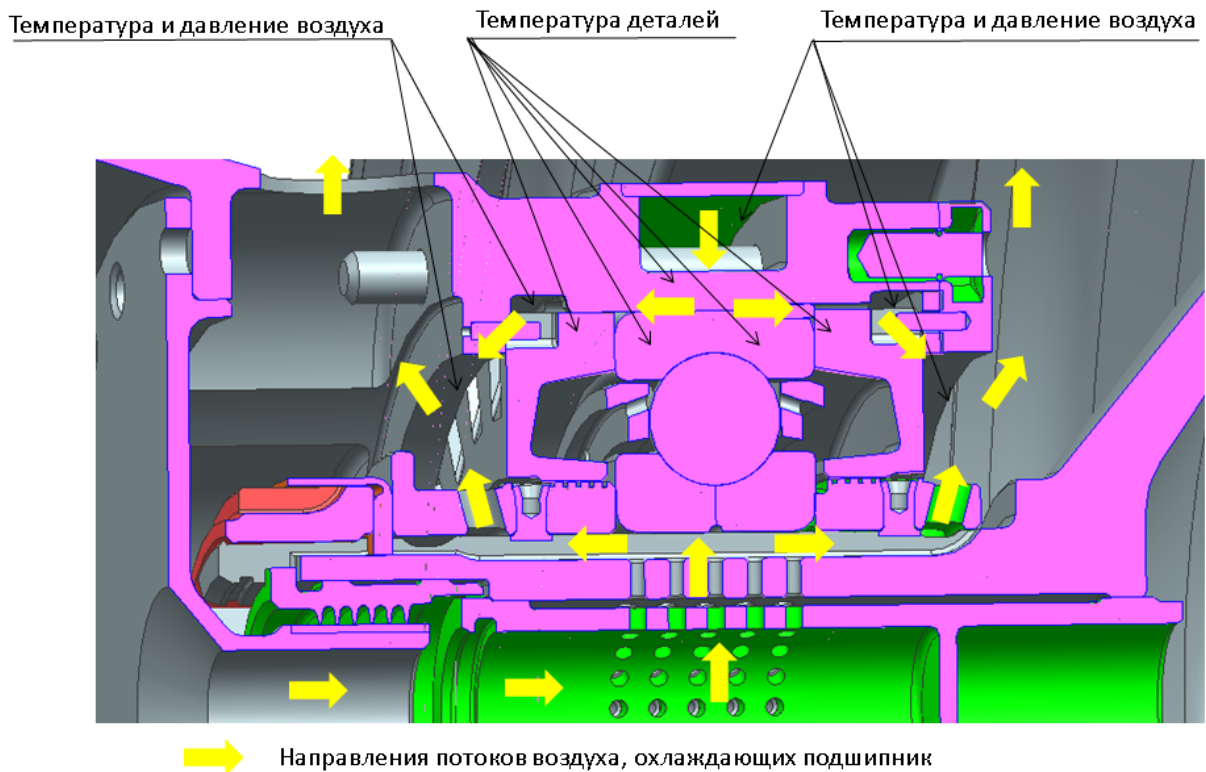


Рисунок 4.1.1 - Схема контроля параметров опоры с исследуемым подшипником

Экспериментальные данные температурного состояния шарикового подшипника с консистентной смазкой при разных расходах и температурах охлаждающего воздуха, разных частот вращения и осевых усилиях на подшипник представлены на рисунках 4.1.2, 4.1.3.

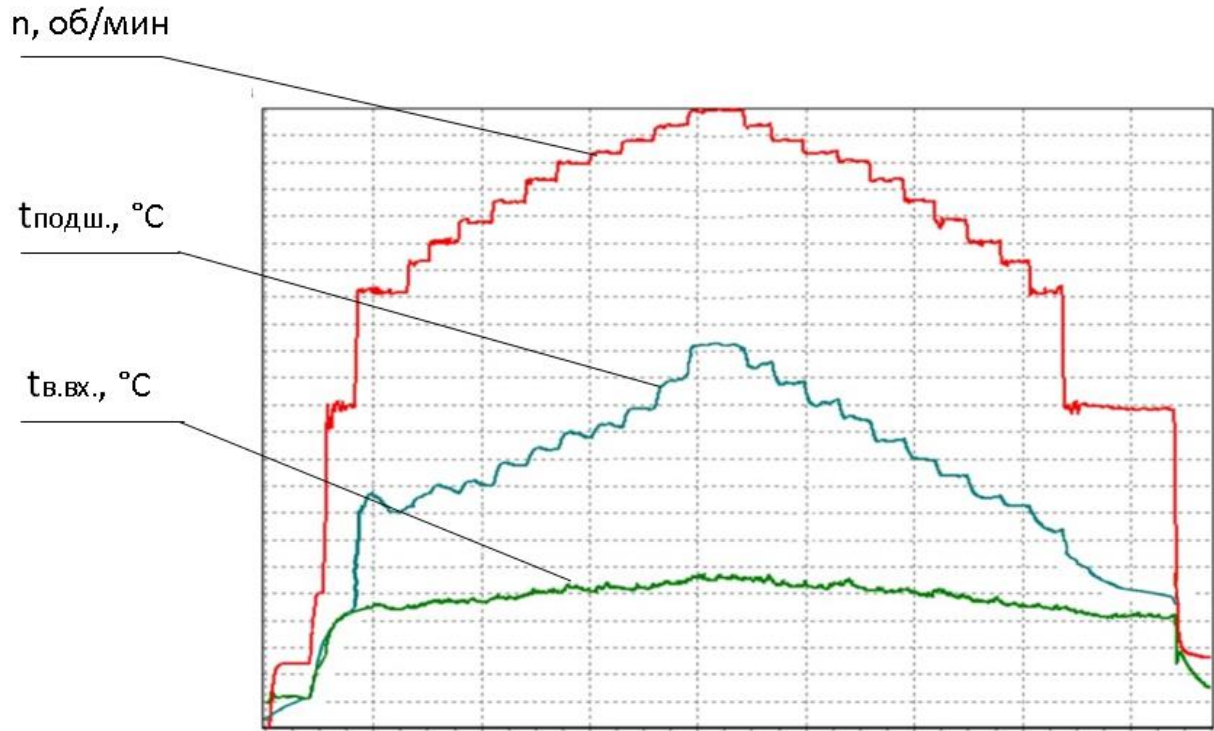


Рисунок 4.1.2 - Температуры деталей опоры подшипника

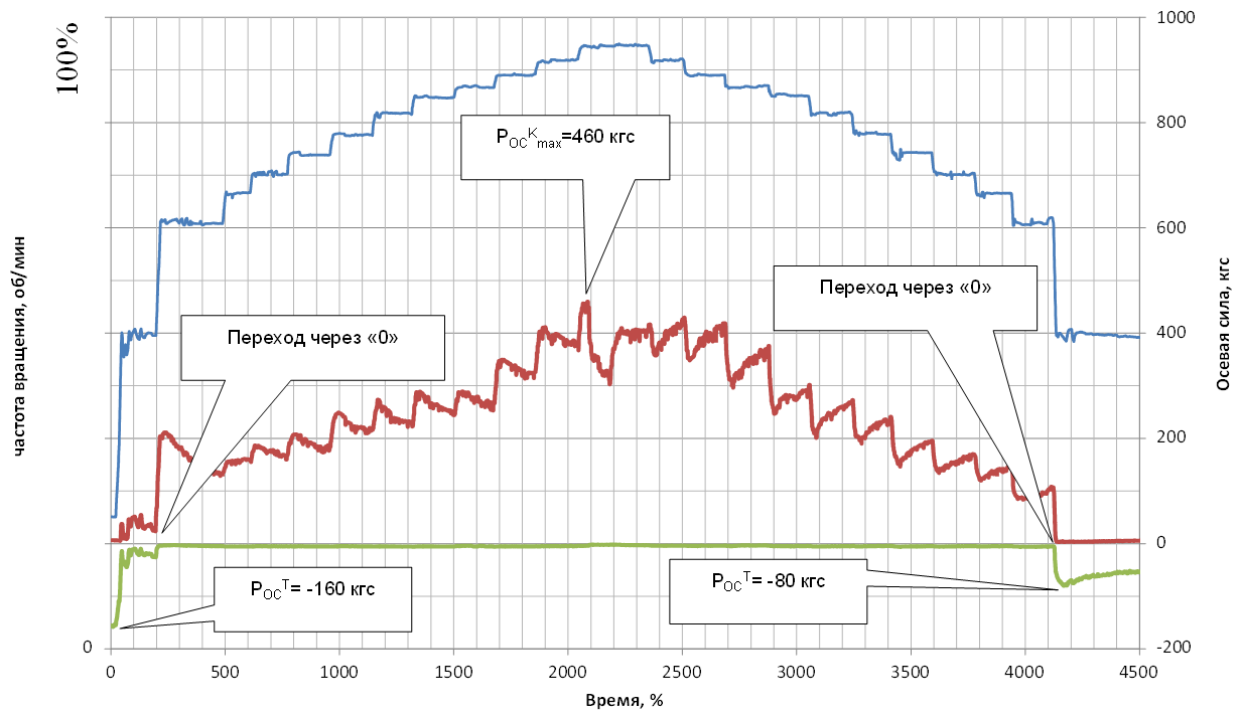


Рисунок 4.1.3 - Осевое усилие, действующее на подшипник двигателя

В результате этих испытаний был разработан и верифицирован метод расчета теплового состояния подшипников с керамическими телами качения и консистентной смазкой, охлаждаемых воздухом. Эксперименты на установках и в составе двигателя этих подшипников подтвердили существенное снижение тепловыделения в них по сравнению с подшипниками со стальными телами качения. Это позволило отказаться от циркуляционной системы смазки.

После успешных испытаний подшипников с консистентной смазкой на установках начались работы по применению таких подшипников в малоразмерных двигателях. Сложность задачи заключалась в обеспечении температуры подшипника, не превышающей допустимую температуру смазки и сохранении смазки внутри подшипника в течение заданного ресурса. Для этого потребовалась разработка системы воздушного охлаждения подшипника.

#### **4.2 Разработка расчетно-экспериментального метода исследования теплового состояния шарикоподшипников**

Известный расчет теплового состояния подшипников основан на решении основного критериального уравнения для определения теплового потока  $Q$ . Данный метод разработан Демидовичем В.М. [74] и является базовым для метода определения теплового состояния подшипников и хорошо работает с опорами на циркуляционной системе смазки.

Однако, для подшипников, работающих с консистентной смазкой, определяющими будут потери мощности на трение, которые определяются всевозможными силами сопротивления, возникающими на контактирующих поверхностях элементов подшипников (дифференциальное скольжение, упругий гистерезис, гироскопическое верчение и пр.), дифференциальный учет влияния которых, на потери в реальных условиях работы, не представляется возможным. Учитывая объективные трудности выполнения

теплового расчета лишь на основе теоретических предпосылок, был предложен путь расчетно-экспериментального исследования с применением методов теории подобия [64].

Потери мощности на гидродинамические потери актуальны только в начальный момент работы подшипника, либо в процессе подачи свежей смазки, т.к. излишки ее выбрасываются из канала в короткий промежуток времени. Поэтому в тепловом анализе данные потери можно не учитывать.

Для проведения теплового расчета должны быть известны следующие данные:

$d_v$  - диаметр вала, м;

$d_{ц.м.}$  - диаметр окружности центров тел качения, м;

$$d_{\ddot{o}\ddot{o}} = \frac{D + d_a}{2}$$

$D$  - наружный диаметр подшипника, м;

$l = d_{ц.м.}$  - размер тела качения, м;

$m$  - количество тел качения;

$n$  - частота вращения подшипника, об/мин;

$P_{ос}$  - осевая нагрузка на подшипник, Н;

$t_{в.вх}$  - температура воздуха на входе в подшипник, °С;

$q_v$  - расход воздуха, кг/с;

$\nu$  - коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;

$a$  - коэффициент теплопроводности, м<sup>2</sup>/с;

$C_p$  - удельная теплоемкость, Дж/(кг·°С);

$\beta$  - коэффициент, зависящий от величины осевого зазора в подшипнике (в данном случае  $\beta = 1$ );

$\rho$  - плотность материала тела качения.



Порядок проведения теплового расчета:

Определение окружной скорости сепаратора (в м/с)

$$u_c = \frac{\pi(d_{ц.м.} - d_p)}{120} n, \quad (4.1)$$

- оценка по справочным данным теплофизических параметров применяемого сорта масла. Справочные данные теплофизических параметров масла приведены на рисунке 4.2.1.

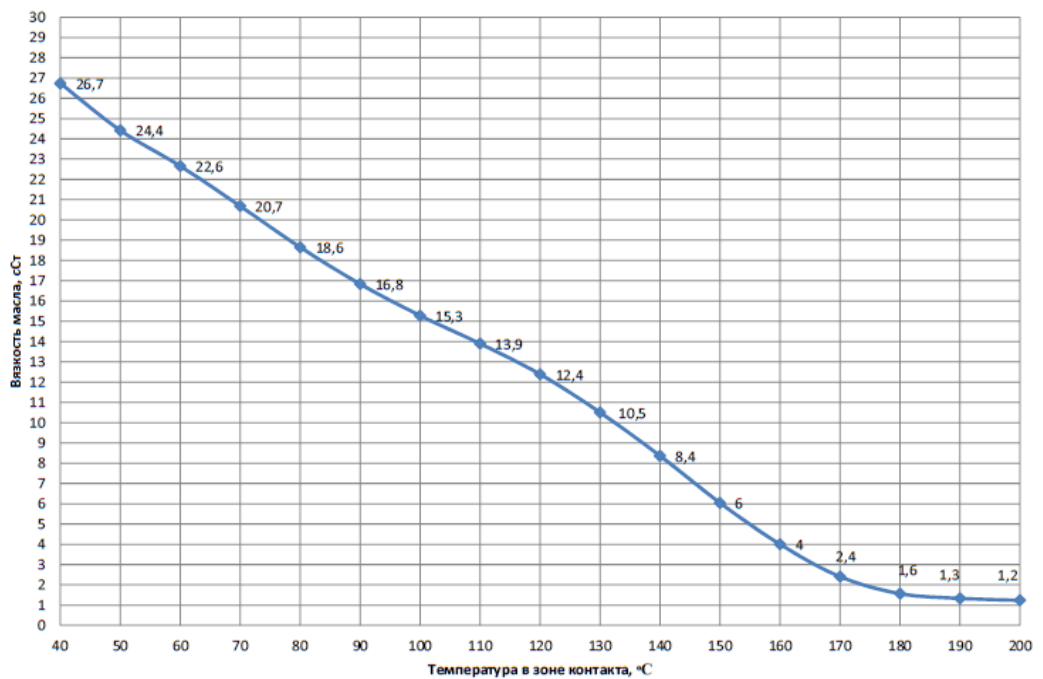


Рисунок 4.2.1 - Зависимость вязкости консистентной смазки от температуры

Определение критерий Прандтля

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (4.2)$$

Определение критерия Рейнольдса:

$$Re = \frac{u_c l}{\nu}. \quad (4.3)$$

Определение осредненной нагрузки на один шарик (в Н):

$$P_{\bar{n}\bar{d}\bar{\phi}} = \frac{D_{i\bar{n}}}{m}. \quad (4.4)$$

Определение критерия Эйлера:

$$Eu = \frac{P_{cp}}{\rho(u_c l)^2}. \quad (4.5)$$

Определение коэффициента сопротивлений:

$$C = 0,001 \cdot Re^{\epsilon} \cdot Eu^{\epsilon} \cdot Pr^i \quad (4.6)$$

Оценка тепловыделения подшипника (в Вт):

$$Q = C \beta m \rho l^2 u_c^3, \quad (4.7)$$

На основе экспериментальных данных по исследованию теплового состояния подшипника устанавливаются тепловыделения при разных расходах температурах воздуха (таблица 4.2.1):

$$Q_{\dot{y}\dot{e}\dot{n}} = \tilde{N}_p q_{\dot{a}} (t_{\dot{n}\dot{a}\dot{o}} - t_{\dot{a}\dot{a}\dot{o}}). \quad (4.8)$$

Ранее было записано теоретическое выражение для  $Q$  по формуле (в Вт):

$$Q = C \beta \cdot m \cdot \rho \cdot l^2 \cdot u^3. \quad (4.9)$$

Из сравнения выражений 4.7 и 4.8 для  $Q$  по зависимостям получается формула для расчетно-экспериментального определения коэффициента сопротивлений:

$$C = \frac{Q_{\dot{y}\dot{e}\dot{n}}}{\beta m \rho l^2 u^3}. \quad (4.10)$$

При сопоставлении выражений получается, что условия подобия будут, в случае:

$$C = \varphi (Re, Eu, Pr) = 0,001 \cdot Re^{\epsilon} \cdot Eu^{\epsilon} \cdot Pr^i = idem. \quad (4.11)$$

или, аналогично:

$$Re=idem; Eu=idem; Pr=idem. \quad (4.12)$$

Коэффициенты степеней  $k$ ,  $l$ ,  $m$  критериев подобия подбираются итерационно, т. к. в уравнении (4.11) присутствуют несколько неизвестных. Результаты расчета представлены в таблице 4.2.1.

Принятие степеней для критериев позволяет построить графики сходимости экспериментальных и расчетных данных (рис. 4.2.2-4.2.5).

Обработка результатов экспериментов позволяет установить следующую критериальную зависимость для коэффициента сопротивления  $C$  без учета внешнего подогрева:

$$C = 0,001 \cdot Re^{0,12} \cdot Eu^{0,02} \cdot Pr^{0,03}. \quad (4.13)$$

С учетом формулы (4.13) критериальное уравнение для оценки тепловыделения, эквивалентного потерям мощности подшипников имеет вид:

$$Q = 0,001 \cdot Re^{0,12} \cdot Eu^{0,02} \cdot Pr^{0,03} \cdot \beta \cdot m \cdot \rho \cdot l^2 \cdot u_{\text{н\ddot{a}и}}^3. \quad (4.14)$$

По полученному тепловыделению (4.14), заданному расходу и температуре воздуха на входе в подшипник определяется средняя температура подшипника.

На рисунках 4.2.2 - 4.2.5 нанесены экспериментальные и расчетные кривые тепловыделения и коэффициентов сопротивления в зависимости от частот вращения внутреннего кольца подшипника, а также от изменения осевой силы.

Таким образом, получено критериальное уравнение для оценки потерь мощности на привод шариковых подшипников с керамическими телами качения и, соответственно, рабочая температура подшипника.

Полученные экспериментальные и расчетные данные сведены в таблицу 4.2.1.

Таблица 4.2.1 – Расчетно-экспериментальные данные тепловыделения в подшипнике

Номера запусков	КТ 44		КТ 45		КТ 46	
	tвх.возд., °С	40,7		45,6		46,5
tподш., °С	43,1		66,9		69,0	
tвых.возд., °С	42,7		51		53,1	
Ср возд, Дж/ кг*°С	1005		1005		1005	
qвозд, г/сек/ кг/с	38	0,038	38	0,038	38	0,038
tсмазки, °С	43,1		66,9		69,0	
υсмазки, сСт/ м <sup>2</sup> /с	26,7	0,0000267	20,7	0,0000207	20,7	0,0000207
Fa, кгс/ Н	<b>75</b>	<b>735</b>	165	1617	169	1656,2
Рср.ш., кгс/ Н	6,8	66,8	15	147	15,4	150,6
ρш, г/см <sup>3</sup> / кг/м <sup>3</sup>	3,2	3200	3,2	3200	3,2	3200
Eu, с <sup>2</sup> /м	0,351		0,426		0,380	
υсеп, %	53		72		77	
η, %	53		72		77	
Re	9132		15858		16991	
С тр., Дж/кг*м <sup>2</sup>	0,00231		0,00249		0,00247	
Pr	0,000381		0,000296		0,000296	
$C_{трp}=A*Re^k*Eu^l*Pr^m$	0,00231005		0,00246		0,00247	
A	0,001		0,001		0,001	
k	0,12		0,12		0,12	
l	0,02		0,02		0,02	
m	0,03		0,03		0,03	
<b>Qрасч., Вт</b>	<b>78,1</b>		<b>203,0</b>		<b>251,2</b>	
<b>Qэксп., Вт</b>	<b>78,3</b>		<b>205,8</b>		<b>250,5</b>	

Продолжение Таблицы 4.2.1

Номера запусков	КТ 47		КТ 48		КТ 49	
	твх.возд., °С	47,5		48,3		48,8
тподш, °С	70,1		71,0		72,2	
твых.возд., °С	54		55,7		57,2	
Ср возд, Дж/ кг*°С	1005		1005		1005	
qвозд, г/сек/ кг/с	38	0,038	38	0,038	38	0,038
тсмазки, °С	70,1		71,0		72,2	
усмазки, сСт/ м <sup>2</sup> /с	26,7	0,0000267	20,7	0,0000207	20,7	0,0000207
Fa, кгс/ Н	170	1666	185	1813	185	1813
Рср.ш., кгс/ Н	15,5	151,5	16,8	164,8	16,8	164,8
ρш, г/см <sup>3</sup> / кг/м <sup>3</sup>	3,2	3200	3,2	3200	3,2	3200
Eu, с <sup>2</sup> /м	0,382		0,385		0,354	
исеп, %	77		79		84	
п, %	77		79		84	
Re	13181		17671		18415	
С тр., Дж/кг*м <sup>2</sup>	0,00246		0,00247		0,00248	
Pr	0,000381		0,000296		0,000296	
$C_{трp}=A*Re^{k}*Eu^{l}*Pr^m$	0,00242		0,00249		0,00249	
A	0,001		0,001		0,001	
k	0,12		0,12		0,12	
l	0,02		0,02		0,02	
m	0,03		0,03		0,03	
<b>Qрасч., Вт</b>	<b>246,0</b>		<b>284,0</b>		<b>322,4</b>	
<b>Qэкс., Вт</b>	<b>250,1</b>		<b>282,2</b>		<b>320,8</b>	

Продолжение Таблицы 4.2.1

Номера запусков	КТ50		КТ 51		КТ 52	
	твх.возд., °С	50,3		52,6		54,2
тподш, °С	76,1		79,7		83,1	
твых.возд., °С	60		63,6		66,2	
Ср возд, Дж/ кг*°С	1005		1005		1005	
qвозд, г/сек/ кг/с	38	0,038	38	0,038	38	0,038
тсмазки, °С	76,1		79,7		83,1	
усмазки, сСт/ м <sup>2</sup> /с	18,6	0,0000186	18,6	0,0000186	18,6	0,0000186
Fa, кгс/ Н	230	2254	245	2401	270	2646
Рср.ш., кгс/ Н	20,9	204,9	22,3	218,3	24,5	240,5
ρш, г/см <sup>3</sup> / кг/м <sup>3</sup>	3,2	3200	3,2	3200	3,2	3200
Eu, с <sup>2</sup> /м	0,407		0,400		0,416	
исеп, %	87		91		93	
п, %	87		91		93	
Re	21319		22210		22856	
С тр., Дж/кг*м <sup>2</sup>	0,00255		0,00256		0,00256	
Pr	0,000266		0,000266		0,000266	
$C_{трp}=A*Re^k*Eu^l*Pr^m$	0,00254		0,00255		0,00256	
A	0,001		0,001		0,001	
k	0,12		0,12		0,12	
l	0,02		0,02		0,02	
m	0,03		0,03		0,03	
<b>Qрасч., Вт</b>	<b>369,3</b>		<b>419,4</b>		<b>459,1</b>	
<b>Qэсп., Вт</b>	<b>370,8</b>		<b>422,0</b>		<b>458,3</b>	

Продолжение Таблицы 4.2.1

Номера запусков	КТ 53		КТ54		КТ 55	
	твх.возд., °С	54,9		55,3		56,9
тподш, °С	85,3		88,8		95,3	
твых.возд, °С	67,8	64,8	69		72	
Ср возд, Дж/ кг*°С	1005		1005		1005	
qвозд, г/сек/ кг/с	38	0,038	38	0,038	38	0,038
тсмазки, °С	85,3		88,8		95,3	
усмазки, сСт/ м <sup>2</sup> /с	16,8	0,0000168	16,8	0,0000168	15,3	0,0000153
Fa, кгс/ Н	275	2695	325	3185	395	3871
Рср.ш., кгс/ Н	25	245	29,5	289,5	35,9	351,9
ρш, г/см <sup>3</sup> / кг/м <sup>3</sup>	3,2	3200	3,2	3200	3,2	3200
Eu, с <sup>2</sup> /м	0,408		0,462		0,533	
исеп, %	95		97		99,8	
п, %	95		97		99,8	
Re	25774		26330		29691	
С тр., Дж/кг*м <sup>2</sup>	0,00260		0,00259		0,00264	
Pr	0,000240		0,000240		0,000219	
$C_{трp}=A*Re^k*Eu^l*Pr^m$	0,00259		0,00260		0,00264	
A	0,001		0,001		0,001	
k	0,12		0,12		0,12	
l	0,02		0,02		0,02	
m	0,03		0,03		0,03	
<b>Qрасч., Вт</b>	<b>490,4</b>		<b>525,5</b>		<b>577,4</b>	
<b>Qэсп., Вт</b>	<b>492,7</b>		<b>523,6</b>		<b>578,2</b>	

Продолжение Таблицы 4.2.1

Номера запусков	КТ 56		КТ 57		КТ 58	
	твх.возд., °С	59,3		60,3		59,0
тподш, °С	133,75		112,1		103,3	
твых.возд, °С	76,2	81,8	78,1	78,9	75,2	73,9
Ср возд, Дж/ кг*°С	1005		1005		1005	
qвозд, г/сек/ кг/с	38	0,038	38	0,038	38	0,038
тсмазки, °С	133,8		112,1		103,3	
Усмазки, сСт/ м <sup>2</sup> /с	10,5	0,0000105	13,9	0,0000139	15,3	0,0000153
Fa, кгс/ Н	460	4508	320	3136	320	3136
Рср.ш., кгс/ Н	41,8	409,8	29,1	285,1	29,1	285,1
ρш, г/см <sup>3</sup> / кг/м <sup>3</sup>	3,2	3200	3,2	3200	3,2	3200
Eu, с <sup>2</sup> /м	0,593		0,411		0,411	
ηсеп, %	102		102		102	
η, %	102		102		102	
Re	44254		33511		30421	
С тр., Дж/кг*м <sup>2</sup>	0,00276		0,00288		0,00263	
Pr	0,000150		0,000199		0,000219	
$C_{трp}=A*Re^k*Eu^l*Pr^m$	0,00274		0,00266		0,00263	
A	0,001		0,001		0,001	
k	0,12		0,12		0,12	
l	0,02		0,02		0,02	
m	0,03		0,03		0,03	
<b>Qрасч., Вт</b>	<b>642,4</b>		<b>626,5</b>		<b>619,6</b>	
<b>Qэсп., Вт</b>	<b>645,4</b>		<b>678,3</b>		<b>618,7</b>	



Продолжение Таблицы 4.2.1

Номера запусков	КТ 59		КТ 60		КТ 61	
	твх.возд., °С	58,6		58,0		56,4
тподш, °С	99,1		94,7		90,4	
твых.возд., °С	73,7		71,8		69,4	
Ср возд, Дж/ кг*°С	1005		1005		1005	
qвозд, г/сек/ кг/с	38	0,038	38	0,038	38	0,038
тсмазки, °С	99,1		94,7		90,4	
усмазки, сСт/ м <sup>2</sup> /с	15,3	0,0000153	16,8	0,0000168	16,8	0,0000168
Fa, кгс/ Н	320	3136	380	3724	380	3724
Рср.ш., кгс/ Н	29,1	285,1	34,5	338,5	34,5	338,5
ρш, г/см <sup>3</sup> / кг/м <sup>3</sup>	3,2	3200	3,2	3200	3,2	3200
Eu, с <sup>2</sup> /м	0,432		0,540		0,563	
исеп, %	99,8		97		95	
п, %	99,8		97		95	
Re	29679		26347		25792	
С тр., Дж/кг*м <sup>2</sup>	0,00263		0,00261		0,00261	
Pr	0,000219		0,000240		0,000240	
$C_{трp}=A*Re^k*Eu^l*Pr^m$	0,00263		0,00261		0,00260	
A	0,001		0,001		0,001	
k	0,12		0,12		0,12	
l	0,02		0,02		0,02	
m	0,03		0,03		0,03	
<b>Qрасч., Вт</b>	<b>574,3</b>		<b>528,2</b>		<b>494,7</b>	
<b>Qэсп., Вт</b>	<b>575,5</b>		<b>527,8</b>		<b>495,7</b>	

Продолжение Таблицы 4.2.1

Номера КТ	КТ 62		КТ 63		КТ 64	
	твх.возд., °С	56,3		54,8		53,4
тподш, °С	87,1		82,3		78,1	
твых.возд., °С	68,7		65,9		63,1	
Ср возд, Дж/ кг*°С	1005		1005		1005	
qвозд, г/сек/ кг/с	38	0,038	38	0,038	38	0,038
тсмазки, °С	87,1		82,3		78,1	
усмазки, сСт/ м <sup>2</sup> /с	16,8	0,0000168	18,6	0,0000186	18,6	0,0000186
Fa, кгс/ Н	380	3724	250	2450	180	1764
Рср.ш., кгс/ Н	34,5	338,5	22,7	222,7	16,4	160,4
ρш, г/см <sup>3</sup> / кг/м <sup>3</sup>	3,2	3200	3,2	3200	3,2	3200
Eu, с <sup>2</sup> /м	0,581		0,407		0,318	
исеп, %	94		91		87	
п, %	94		91		87	
Re	25407		22242		21348	
С тр., Дж/кг*м <sup>2</sup>	0,00262		0,00256		0,00252	
Pr	0,000240		0,000266		0,000266	
$C_{трp}=A*Re^k*Eu^l*Pr^m$	0,00260		0,00255		0,00253	
A	0,001		0,001		0,001	
k	0,12		0,12		0,12	
l	0,02		0,02		0,02	
m	0,03		0,03		0,03	
<b>Qрасч., Вт</b>	<b>472,2</b>		<b>421,4</b>		<b>369,0</b>	
<b>Qэсп., Вт</b>	<b>475,1</b>		<b>423,1</b>		<b>368,9</b>	

Продолжение Таблицы 4.2.1

Номера КТ	КТ 65		КТ 66		КТ 67	
	твх.возд., °С	52,1		50,4		49,1
тподш, °С	74,5		69,8		67,8	
твых.возд., °С	60,5	60,1	57,8		55,6	
Ср возд, Дж/ кг*°С	1005		1005		1005	
qвозд, г/сек/ кг/с	38	0,038	38	0,038	38	0,038
тсмазки, °С	74,5		69,8		67,8	
υсмазки, сСт/ м <sup>2</sup> /с	20,7	0,0000207	20,7	0,0000207	20,7	0,0000207
Fa, кгс/ Н	170	1666	170	1666	135	1323
Рср.ш., кгс/ Н	15,5	151,5	15,5	151,5	12,3	120,3
ρш, г/см <sup>3</sup> / кг/м <sup>3</sup>	3,2	3200	3,2	3200	3,2	3200
Eu, с <sup>2</sup> /м	0,323		0,352		0,304	
υсеп, %	84		80,6		77	
п, %	84		80,6		77	
Re	18497		17716		16985	
С тр., Дж/кг*м <sup>2</sup>	0,00245		0,00246		0,00246	
Pr	0,000296		0,000296		0,000296	
$C_{трp}=A*Re^{k}*Eu^{l}*Pr^m$	0,00249		0,00248		0,00246	
A	0,001		0,001		0,001	
k	0,12		0,12		0,12	
l	0,02		0,02		0,02	
m	0,03		0,03		0,03	
<b>Qрасч., Вт</b>	<b>326,4</b>		<b>285,8</b>		<b>249,8</b>	
<b>Qэсп., Вт</b>	<b>321,2</b>		<b>283,8</b>		<b>249,4</b>	

Продолжение Таблицы 4.2.1

Номера КТ	КТ 68		КТ 69	
	твх.возд., °С	48,2		47,0
тподш, °С	63,7		58,2	
твых.возд, °С	53,3		49	
Ср возд, Дж/ кг*°С	1005		1005	
qвозд, г/сек/ кг/с	38	0,038	38	0,038
тсмазки, °С	63,7		58,16	
усмазки, сСт/ м <sup>2</sup> /с	22,6	0,0000226	22,6	0,0000226
Fa, кгс/ Н	95	931	50	490
Рср.ш., кгс/ Н	8,6	84,6	4,5	44,5
ρш, г/см <sup>3</sup> / кг/м <sup>3</sup>	3,2	3200	3,2	3200
Eu, с <sup>2</sup> /м	0,247		0,234	
исеп, %	72		54	
п, %	72		54	
Re	14478		10786	
С тр., Дж/кг*м <sup>2</sup>	0,00240		0,00230	
Pr	0,000323		0,000323	
$C_{трp}=A*Re^k*Eu^l*Pr^m$	0,00241		0,00233	
A	0,001		0,001	
k	0,12		0,12	
л	0,02		0,02	
м	0,03		0,03	
<b>Qрасч., Вт</b>	<b>197,2</b>		<b>78,6</b>	
<b>Qэсп., Вт</b>	<b>195,9</b>		<b>77,9</b>	

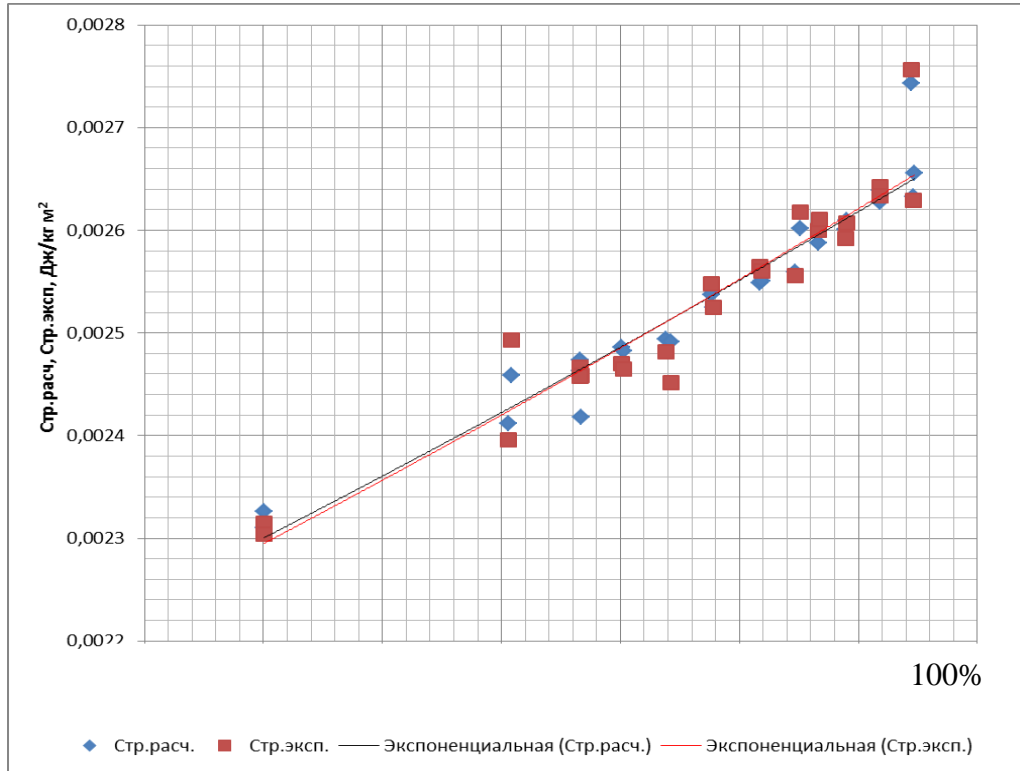


Рисунок 4.2.2 - Зависимости расчетных и экспериментальных коэффициентов сопротивления от частоты вращения ротора

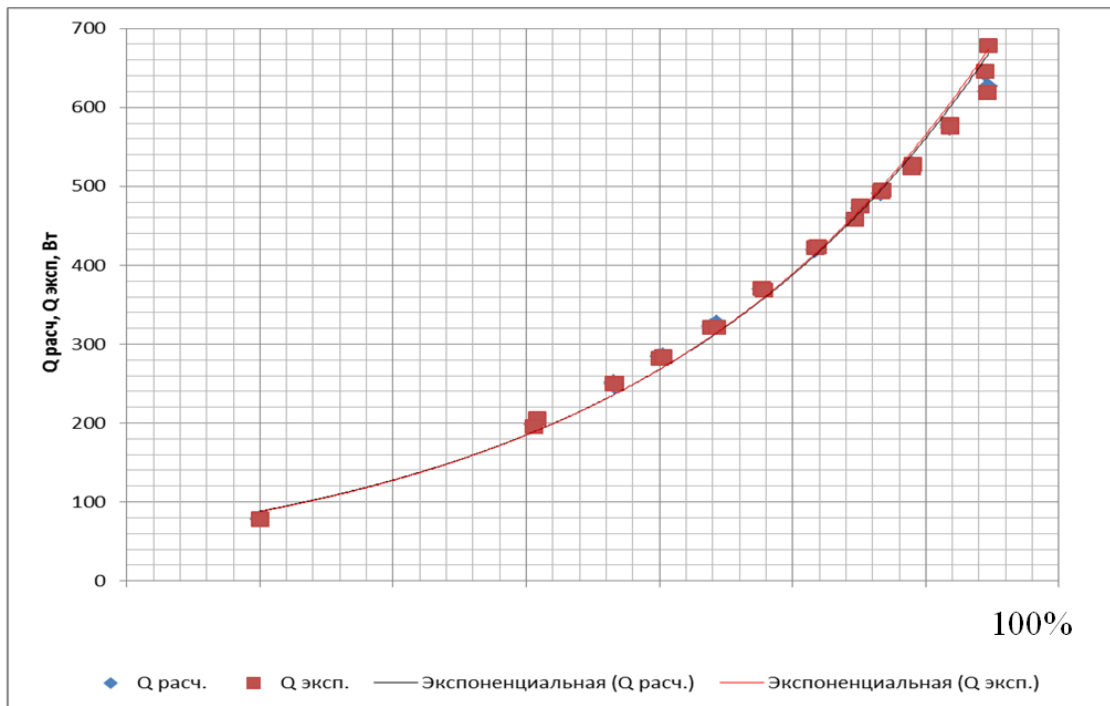


Рисунок 4.2.3 - Зависимости расчетного и экспериментального тепловыделения от частоты вращения ротора

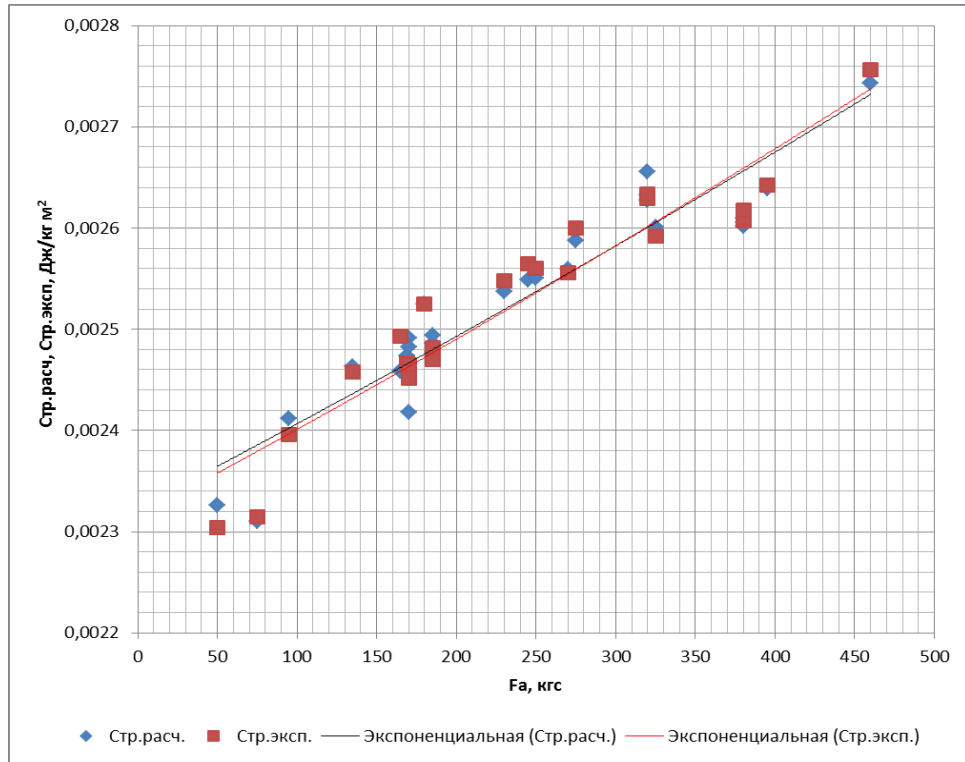
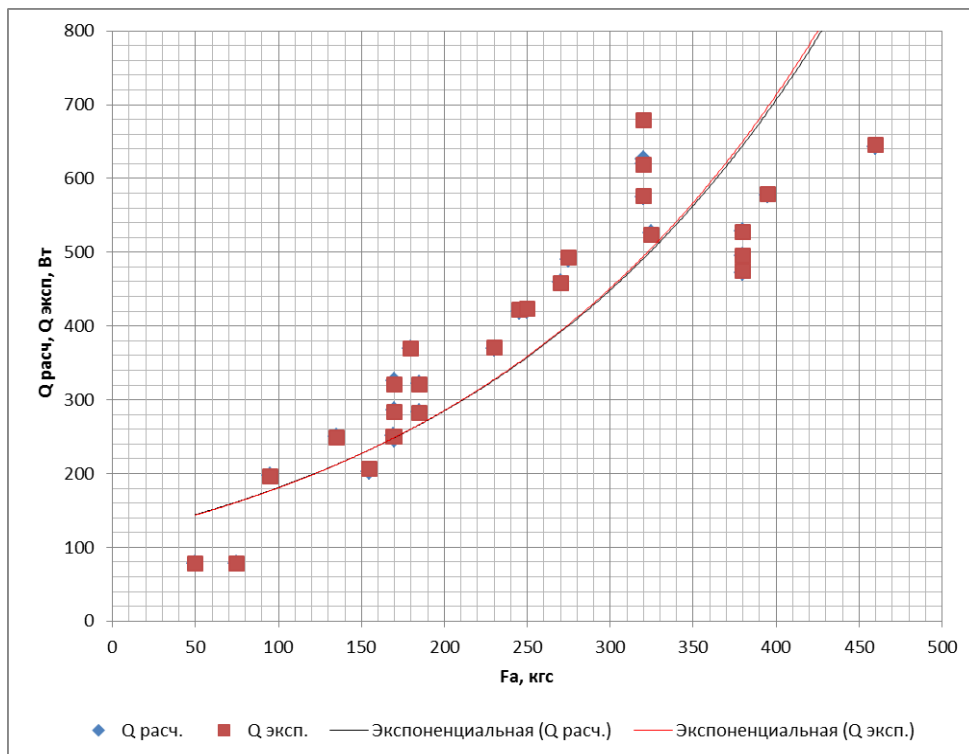


Рисунок 4.2.4 - Зависимости расчетных и экспериментальных коэффициентов сопротивления от осевой силы



Рисуно 4.2.5 - Зависимости расчетного и экспериментального тепловыделения от осевой силы

Для расчета сопряженного теплообмена опоры компрессора в 3D постановке необходимо получить тепловыделение в подшипнике по вновь разработанной методике в нашем случае для следующих значений осевой силы  $F_a=570$  кгс и  $F_a=920$  кгс, приходящей на подшипник. Результаты расчета тепловыделения в подшипнике на заданных режимах приведены в таблице 4.2.2.

Таблица 4.2.2 – Расчетные значения тепловыделения в подшипнике

Номера запусков				
$t_{вх.возд.}, ^\circ\text{C}$	61,0		61,0	
$t_{подш}, ^\circ\text{C}$	125		101,0	
$t_{вых.возд}, ^\circ\text{C}$	88		80	
Ср возд, Дж/ кг* $^\circ\text{C}$	1005		1005	
$q_{возд}, \text{г/сек/ кг/с}$	65	0,065	70	0,070
$t_{смазки}, ^\circ\text{C}$	125		101,0	
$\nu_{смазки}, \text{сСт/ м}^2/\text{с}$	6,3	0,0000063	8,7	0,0000087
$F_a, \text{кгс/ Н}$	<b>920</b>	9016	<b>570</b>	5586
Рср.ш., кгс/ Н	83,6	819,6	51,8	507,8
$\rho_{ш}, \text{г/см}^3/\text{ кг/м}^3$	3,2	3200	3,2	3200
$Eu, \text{с}^2/\text{м}$	1,067		0,713	
$\mu_{сеп}, \%$	107		103,7	
$n, \%$	107		103,7	
Re	77775		54243	
$C_{тр.}, \text{Дж/кг*м}^2$	0,00402		0,00545	
Pr	0,000090		0,000124	
$C_{трp}=A*Re^k*Eu^l*Pr^m$	0,00292476		0,00281	
A	0,001		0,001	
k	0,12		0,12	
l	0,02		0,02	
m	0,03		0,03	
$Q_{расч.}, \text{Вт}$	<b>803</b>		<b>688</b>	

**Выводы к главе 4:**

1. Разработан расчетно-экспериментальный метод исследования теплового состояния подшипников с консистентной смазкой, основанный на использовании критериев подобия.
2. С помощью разработанного метода был произведен расчет тепловыделения в подшипнике при различных частотах вращения ротора и значениях осевых сил, приходящих на подшипник.
3. Предложена схема препарации и выполнено исследование теплового состояния подшипника в составе двигателя.



## ГЛАВА 5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОДШИПНИКА. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ УЗЛА ОПОРЫ ПОДШИПНИКА И ДЕТАЛЕЙ РОТОРА КОМПРЕССОРА В 3D ПОСТАНОВКЕ

### 5.1 Расчетная область опоры компрессора и выбор граничных условий

Результаты расчета теплового состояния подшипника на заданные режимы с помощью разработанного метода анализа теплового состояния позволили задать необходимые граничные условия для расчета сопряженного теплообмена опоры компрессора и деталей ротора в 3D постановке. Исследуемая модель, представленная на рисунке 5.1.1, включает диски 1-3 ступеней компрессора, цапфу ротора, подшипник 84-126308РЯУ, корпус подшипника, маслосгонные кольца, корпуса под смазку. Дисковые полости, образованные деталями опоры и дисками ротора компрессора продуваются воздухом, охлаждающим подшипник и сбрасываемым в проточную часть компрессора.

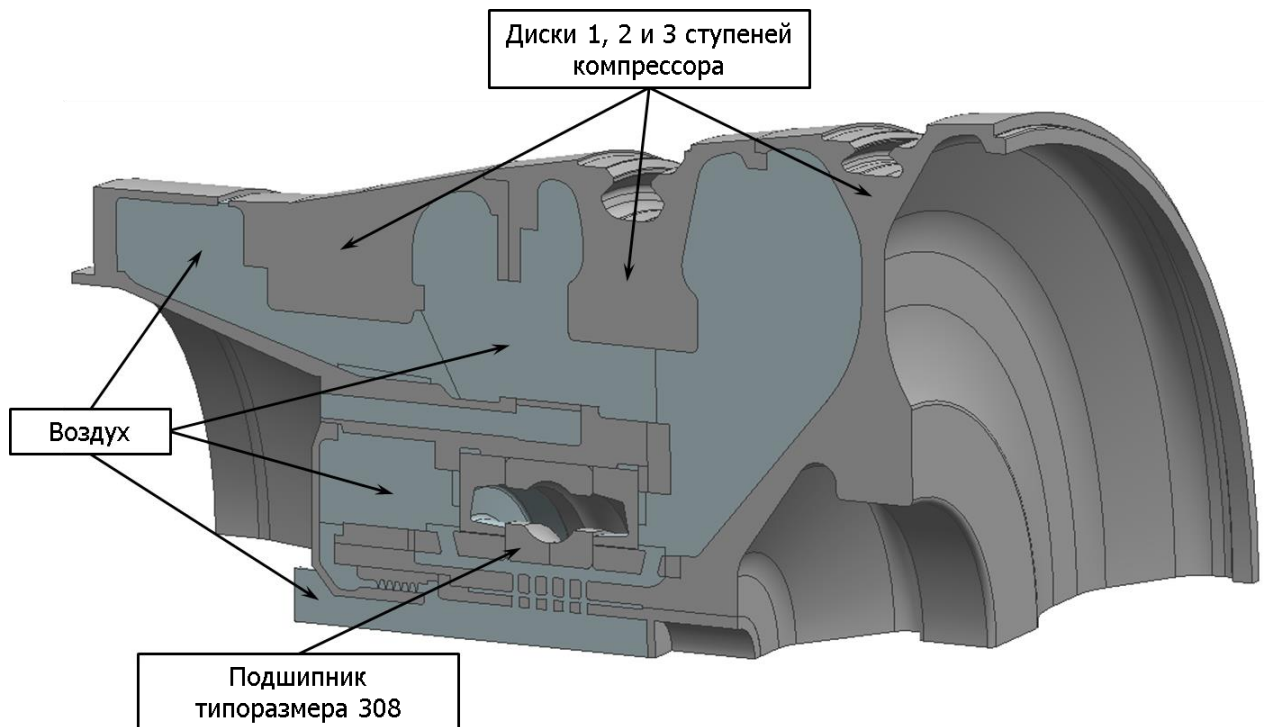


Рисунок 5.1.1 - Расчетная область опоры компрессора

Проходные сечения спроектированной системы охлаждения опоры, определённые исходя из потребной продувки воздуха, представлены на рисунке 5.1.2. Материалы деталей опоры компрессора и дисков 1-3 ступеней представлены на рисунке 5.1.3. Расчет теплового состояния опоры проводился в трехмерной сопряженной постановке с использованием ПК вычислительной газовой динамики ANSYS CFX 14.5.

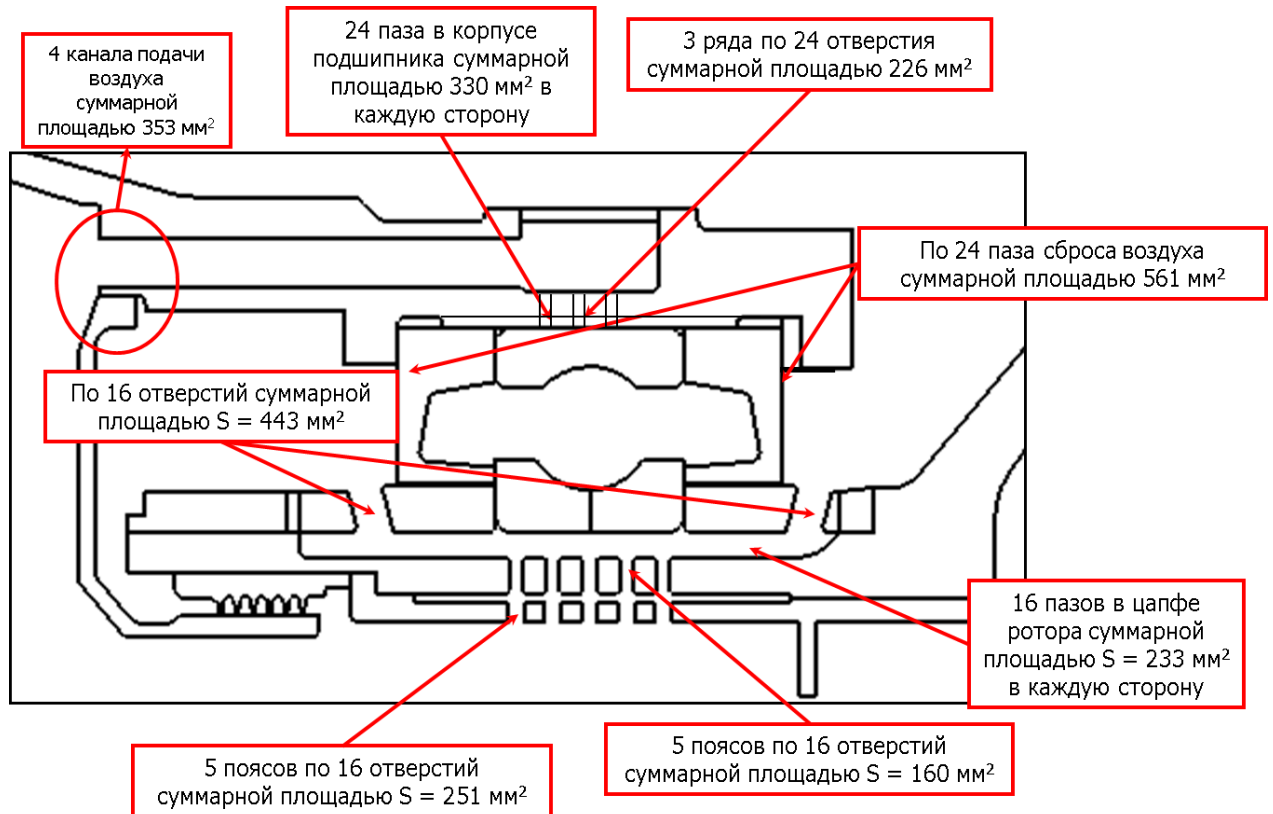


Рисунок 5.1.2 - Площади проходных сечений системы охлаждения опоры

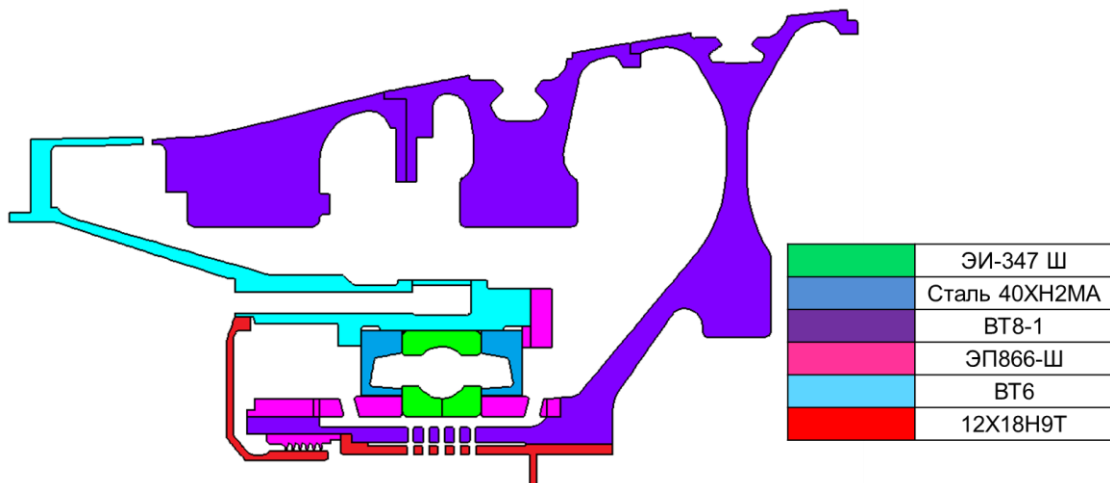


Рисунок 5.1.3 - Материалы деталей опоры

## 5.2 Конечно элементная расчетная модель

Расчет теплового состояния деталей опор и дисков для осевых сил  $F_a = 570$  кгс и 920 кгс, соответствующих режимам «Малый газ» и «Максимальный».

Схема расположения граничных условий для воздуха приведена на рисунках 5.2.1 и 5.2.2, которая включает граничные условия по режиму двигателя, по теплообмену со стороны проточной части компрессора, и конечно же, граничные условия по тепловыделению в подшипнике, которые были получены вновь разработанным методом анализа теплового режима. Схема расположения граничных условий к металлическим телам и их значения представлены на рисунке 5.2.3.

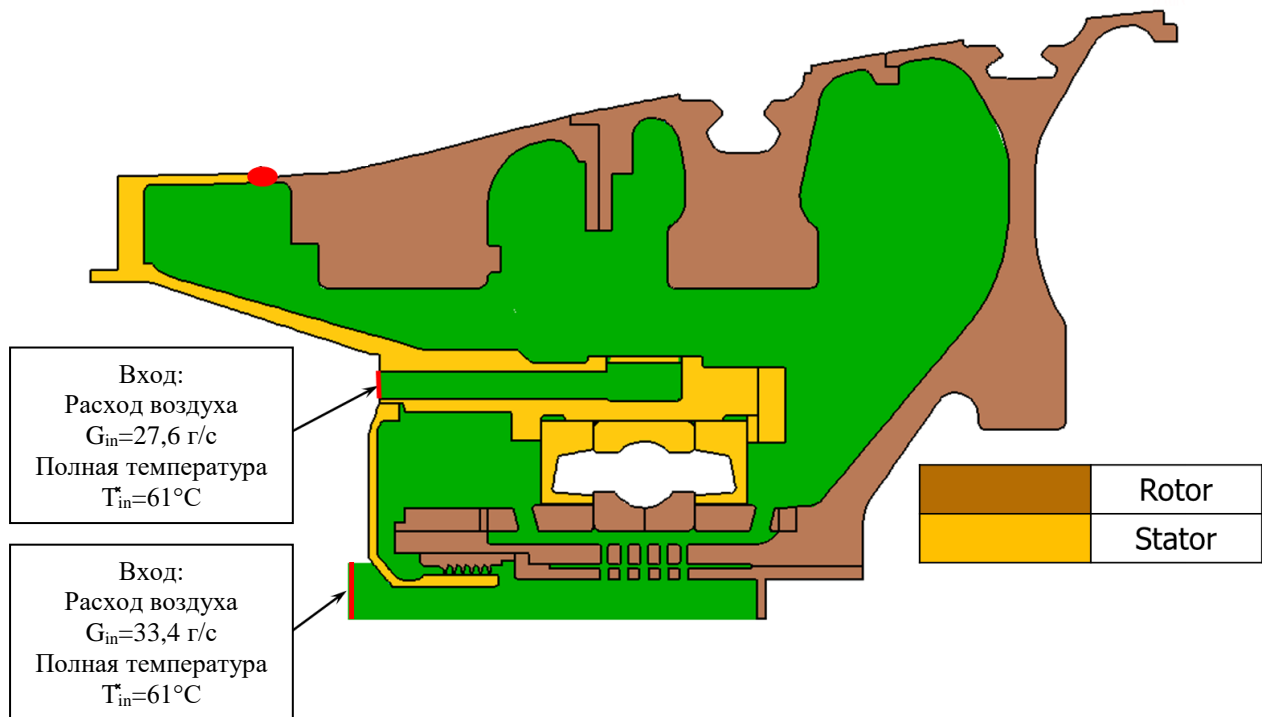


Рисунок 5.2.1 - Схема расположения граничных условий для воздуха варианта с осевой силой  $F_a=570$  кгс

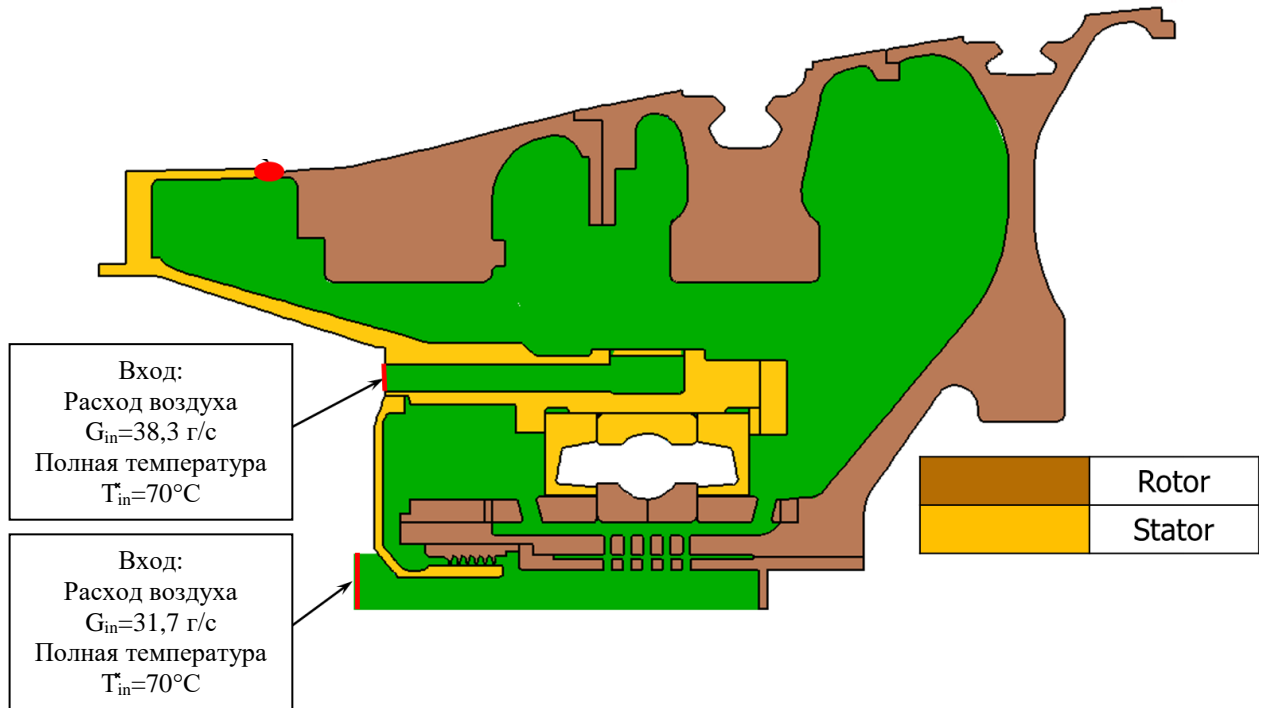


Рисунок 5.2.2 - Схема расположения граничных условий для воздуха варианта с осевой силой  $F_a=920$  кгс

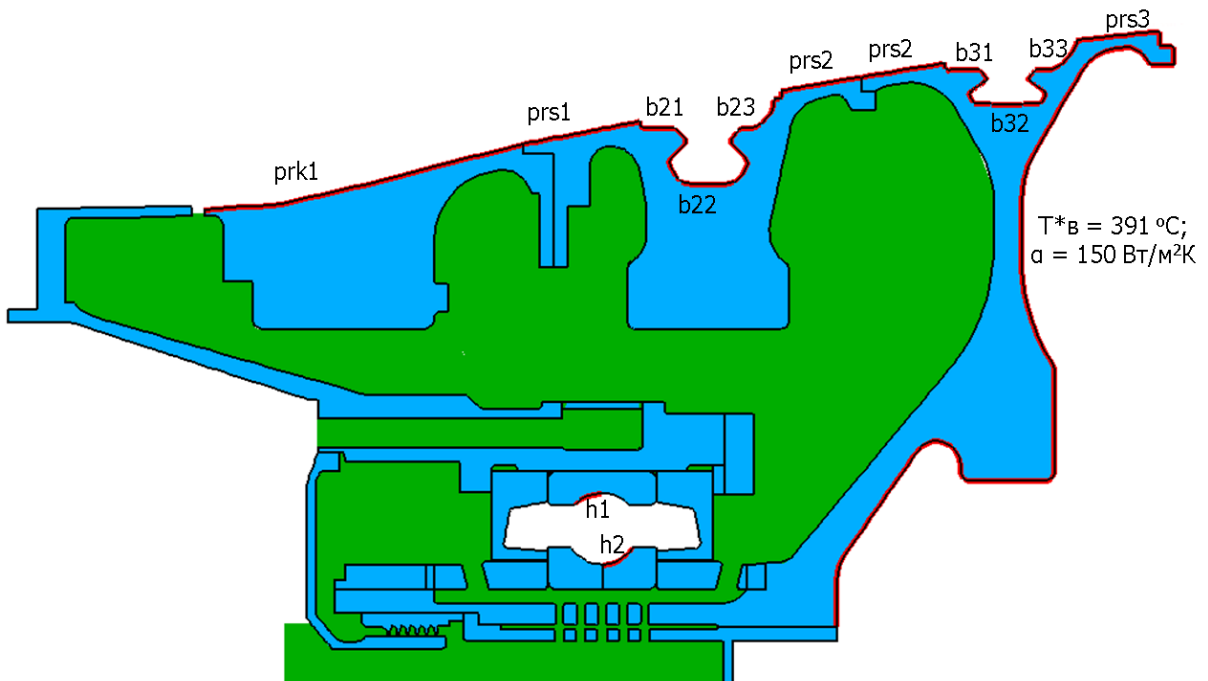


Рисунок 5.2.3 - Схема расположения граничных условий для металлических

тел

Также были приняты следующие допущения:

- не моделировались крепежные элементы конструкции;
- передача тепла в стыке между твердыми телами моделировалась заданием коэффициента термического сопротивления ( $\alpha=5666 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ , коэффициент контакта 0,8).
- не моделировалось излучение;
- не моделировались шарики подшипника и течение воздуха и смазки внутри объема, ограниченного корпусами под смазку. Внутренние стенки корпусов под смазку, поверхности подшипника и другие стенки, где не был явно задан тепловой контакт металл-металл, воздух-металл или тепловыделения приняты адиабатными;
- не моделировались выточки в кольцах подшипника под установку тензодатчиков определения осевой силы;
- граничные условия для теплообмена полотна третьей ступени со стороны дисковой полости компрессора приняты следующие:  $T_{\text{возд}}=425^{\circ}\text{C}$ ,  $\alpha=150 \text{ Вт/м}^2$ ;
- граничные условия тепловыделения в подшипнике приняты для средней температуры подшипника равной  $180^{\circ}\text{C}$ ;
- стенки корпуса подшипника со стороны входа в опору приняты адиабатными;
- из-за симметричности конструкции, моделировался сектор  $90^{\circ}$ , на границах которого установлены граничные условия периодичности по твердым телам и воздуху;
- моделировалось пространственное течение вязкого сжимаемого теплопроводного газа;
- для замыкания системы Навье-Стокса осредненных по Рейнольдсу использовалась SST модель турбулентности;

- все расчеты были выполнены с одинаковыми установками решателя и остановлены при достижении уровня сходимости по нормализованным среднеквадратичным невязкам  $1 \cdot 10^{-4}$  и точности 0,1% для расхода воздуха.

Построение расчетной сетки производилось в универсальном сеткопостроителе ICEM CFD 14.5. Дискретизация расчетной модели проводилась тетраэдральными и гексаэдральными элементами с построением призматического слоя в пристеночной области (рис. 5.2.4-5.2.5). Части сетки (шесть доменов для воздуха и двадцать доменов твердого тела) соединялись посредством граничного условия «интерфейс». В пристеночных областях производилось сгущение сетки, высота первого от стенки элемента задавалась равной  $1 \cdot 10^{-6}$  м ( $Y_{plus}=0,1-1$ ). Размерность расчетной сетки составила 16 млн. узлов.

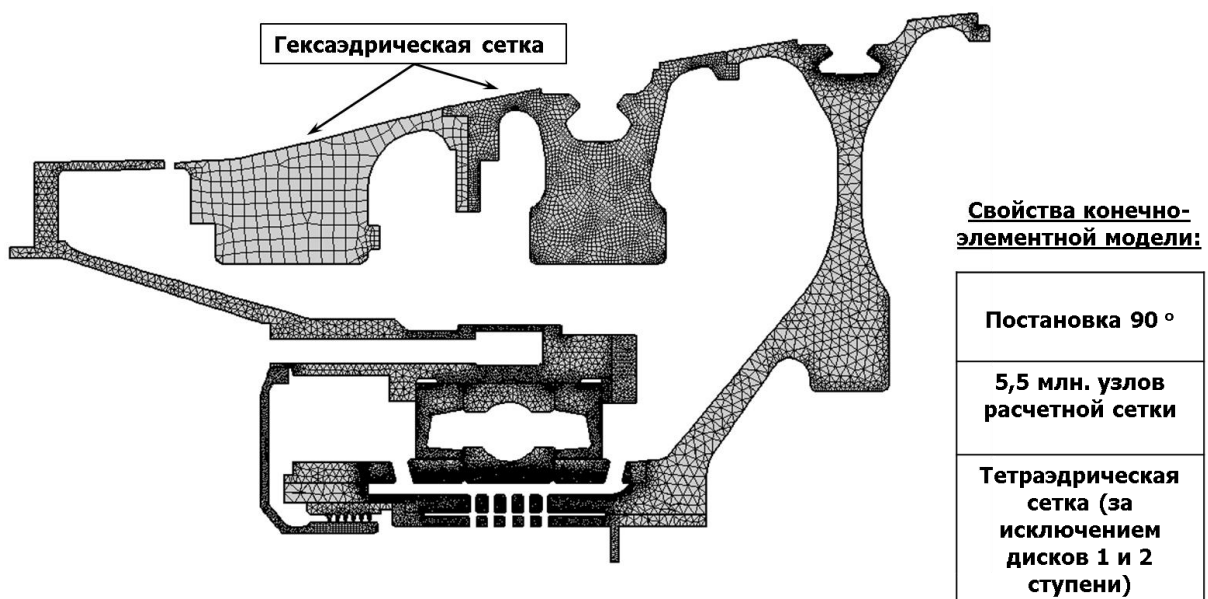


Рисунок 5.2.4 - Расчетная сетка твердых тел

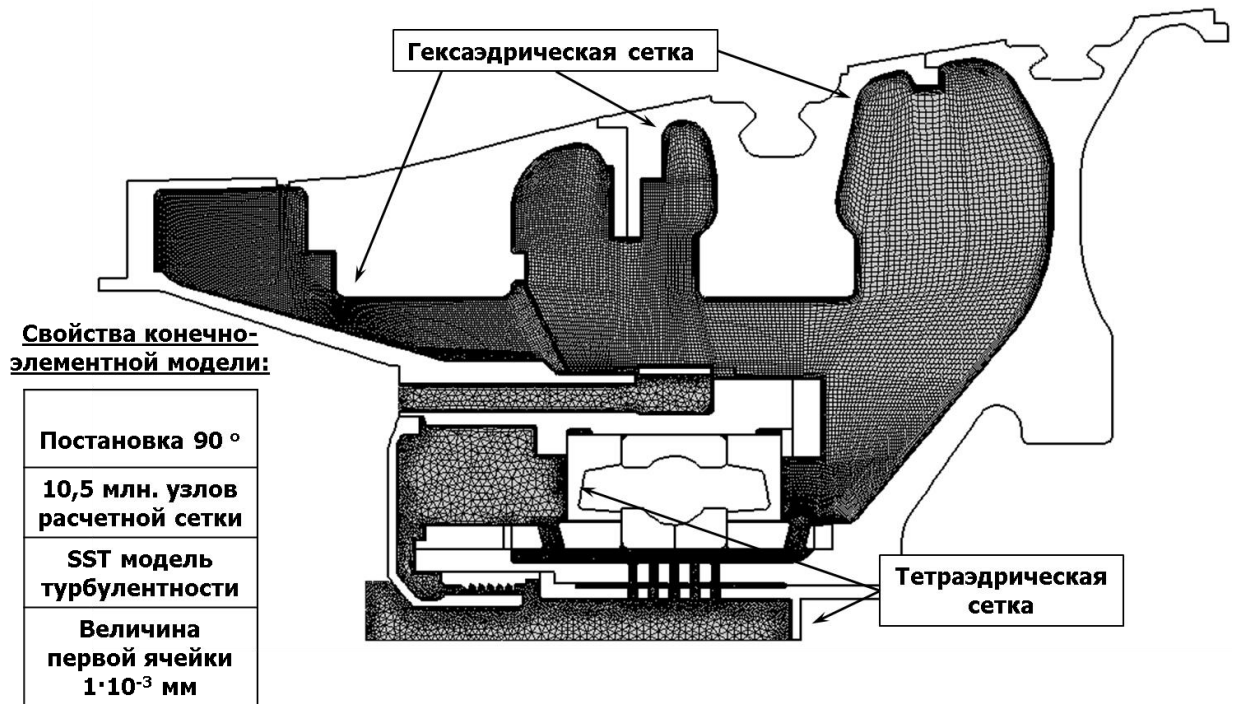


Рисунок 5.2.5 - Расчетная сетка для воздуха

### 5.3 Результаты расчета температуры охлаждающего воздуха для осевых сил $F_a = 570$ кгс и $920$ кгс

Расчеты теплового состояния опоры компрессора проводились для двух вариантов тепловыделения в подшипнике, соответствующих осевым силам  $F_a = 570$  кгс и  $920$  кгс. Суммарное тепловыделение в подшипнике было рассчитано согласно вновь разработанной методике и составило 668 Вт и 803 Вт соответственно. На рисунках 5.3.1 и 5.3.2 представлен общий вид теплового состояния деталей опоры компрессора. Из анализа расчетного теплового состояния деталей следует, что температура дисков не зависит от тепловыделения в подшипнике. Температура деталей вокруг подшипника (цапфа диска, маслосгонные кольца, корпуса под смазку, корпус подшипника) изменяется незначительно, в пределах  $5^{\circ}\text{C}$ .

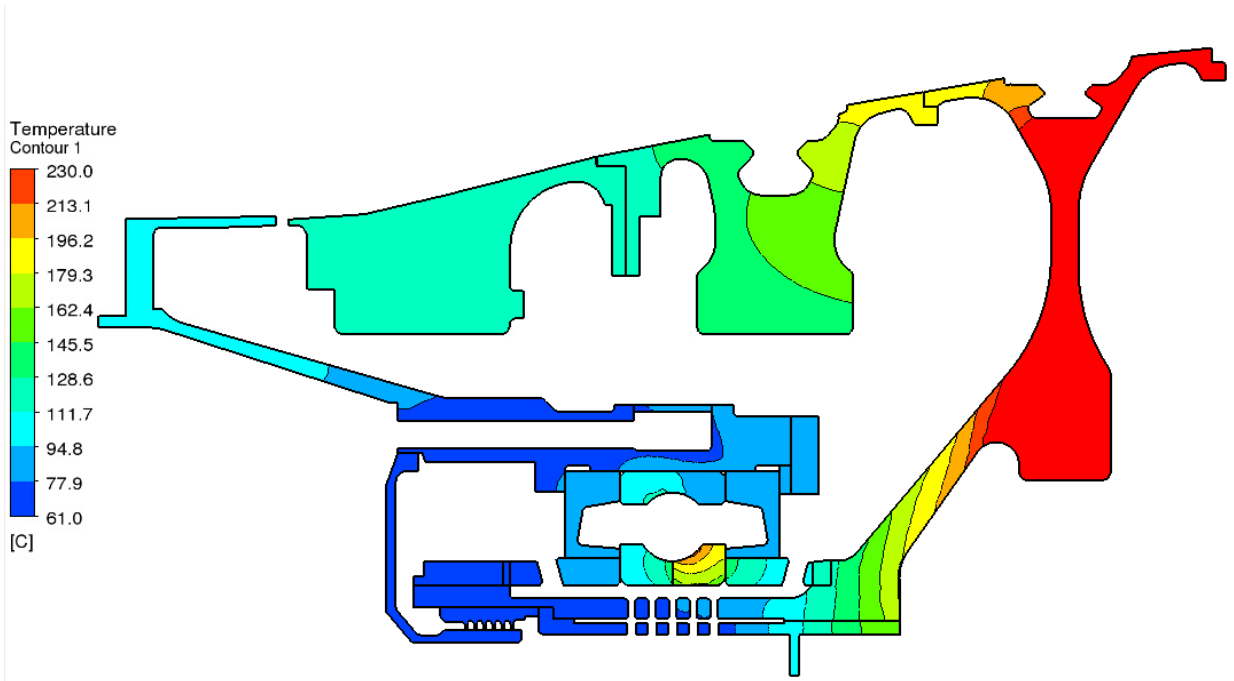


Рисунок 5.3.1 - Тепловое состояние деталей опоры и дисков при  $F_a=570$  кгс

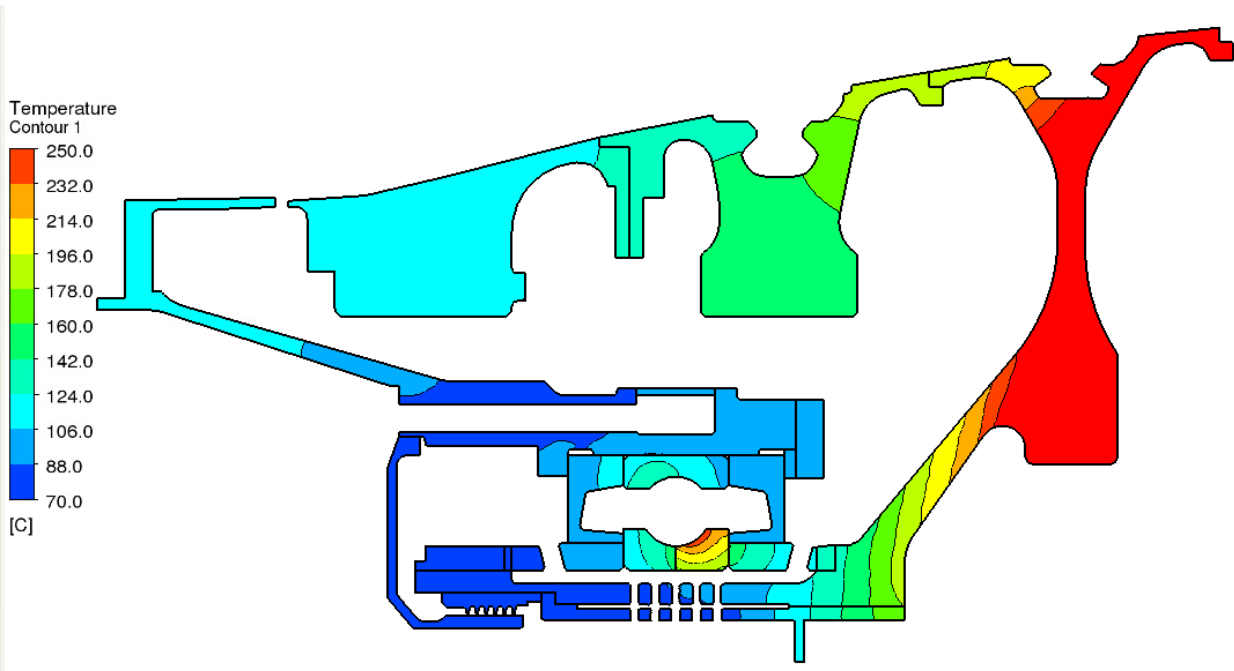


Рисунок 5.3.2 - Тепловое состояние деталей опоры и дисков при  $F_a=920$  кгс

На рисунках 5.3.3 - 5.3.4 представлены расчетные полные температуры воздуха в опоре компрессора в диапазоне от  $80^{\circ}\text{C}$  до  $230^{\circ}\text{C}$ . Для каналов охлаждения в цапфе ротора полная температура представлена в относительном движении. Из рисунков следует, что температуры воздуха для



обоих вариантов расчета ( $F_a=570$  кгс и  $920$  кгс) практически совпадают, небольшие различия (не более  $5^{\circ}\text{C}$ ) отмечаются только в области выхода охлаждающего воздуха из каналов охлаждения внутреннего кольца подшипника.

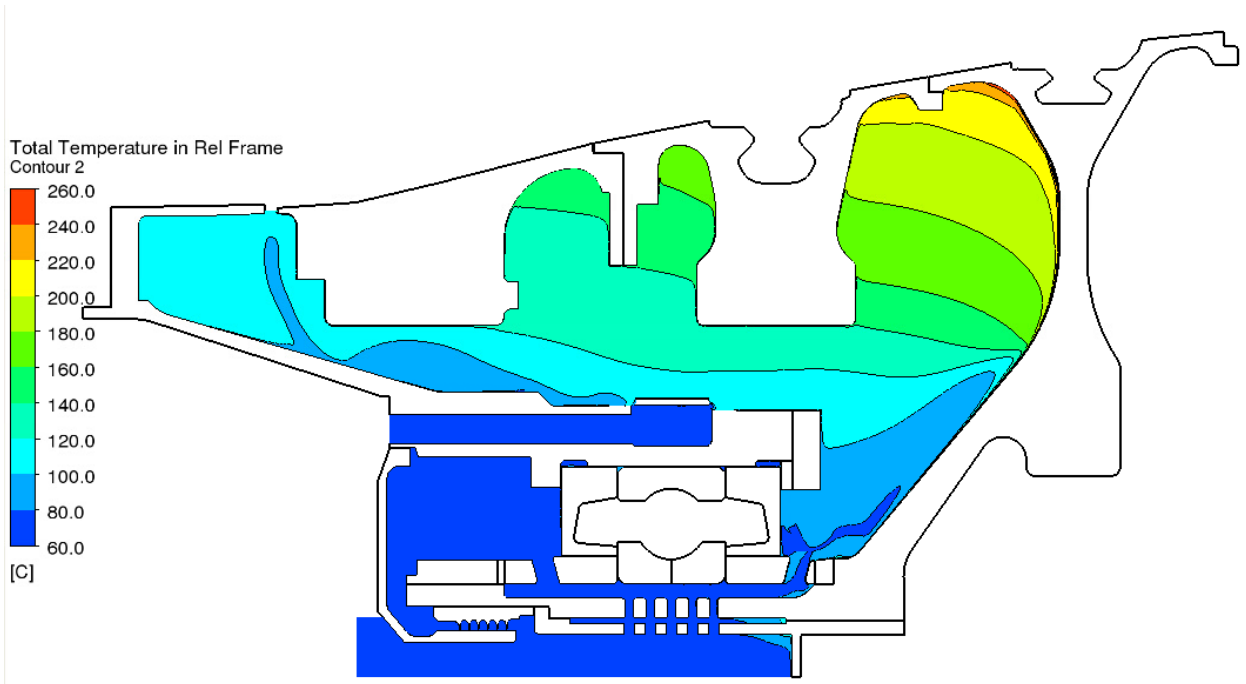


Рисунок 5.3.3 - Температура воздуха в опоре (широкая шкала),  $F_a=570$  кгс

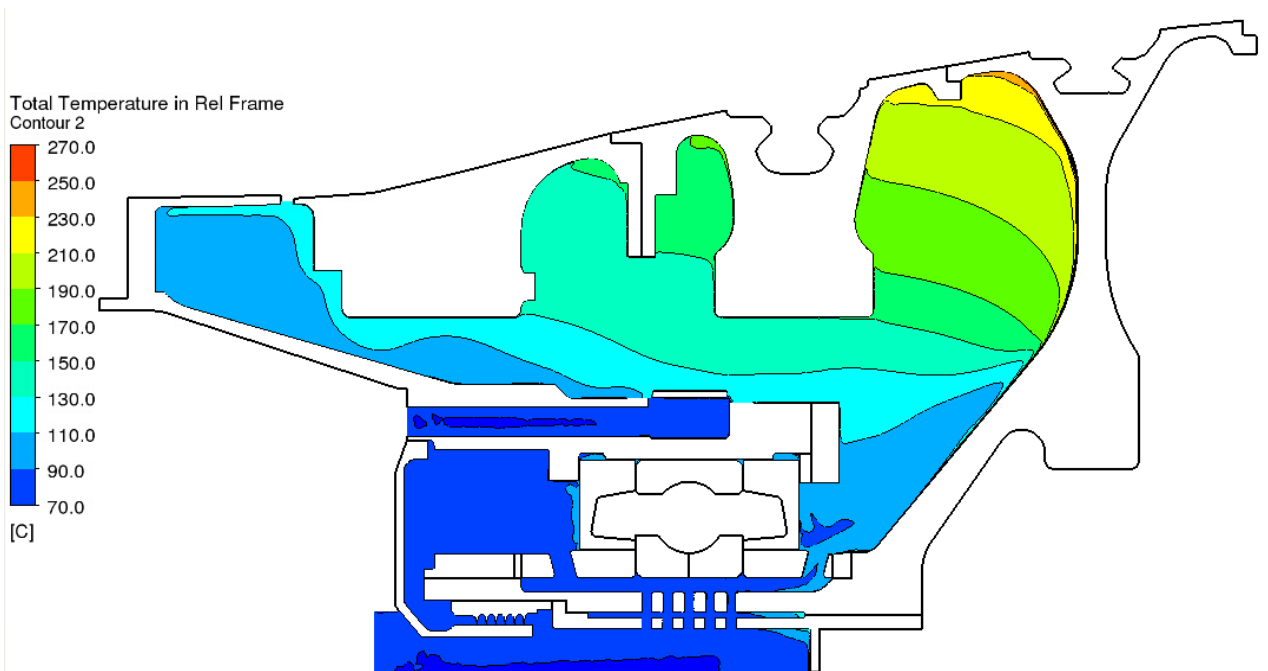


Рисунок 5.3.4 - Температура воздуха в опоре (широкая шкала),  $F_a=920$  кгс

На рисунках 5.3.5-5.3.6 и в таблице 5.3.1 представлены усредненные по расходу полные температуры воздуха в ключевых областях конструкции. Как видно из представленных данных, температуры практически одинаковы, изменение осевой силы с 570 до 920 кгс практически не отражается на температуре охлаждающего воздуха. Подогрев воздуха в каналах охлаждения внутреннего кольца составляет справа  $\Delta T=19,8$  °С, слева  $\Delta T=9,2$  °С; в каналах наружного кольца справа  $\Delta T=8,0$  °С, слева  $\Delta T=6,4$  °С.

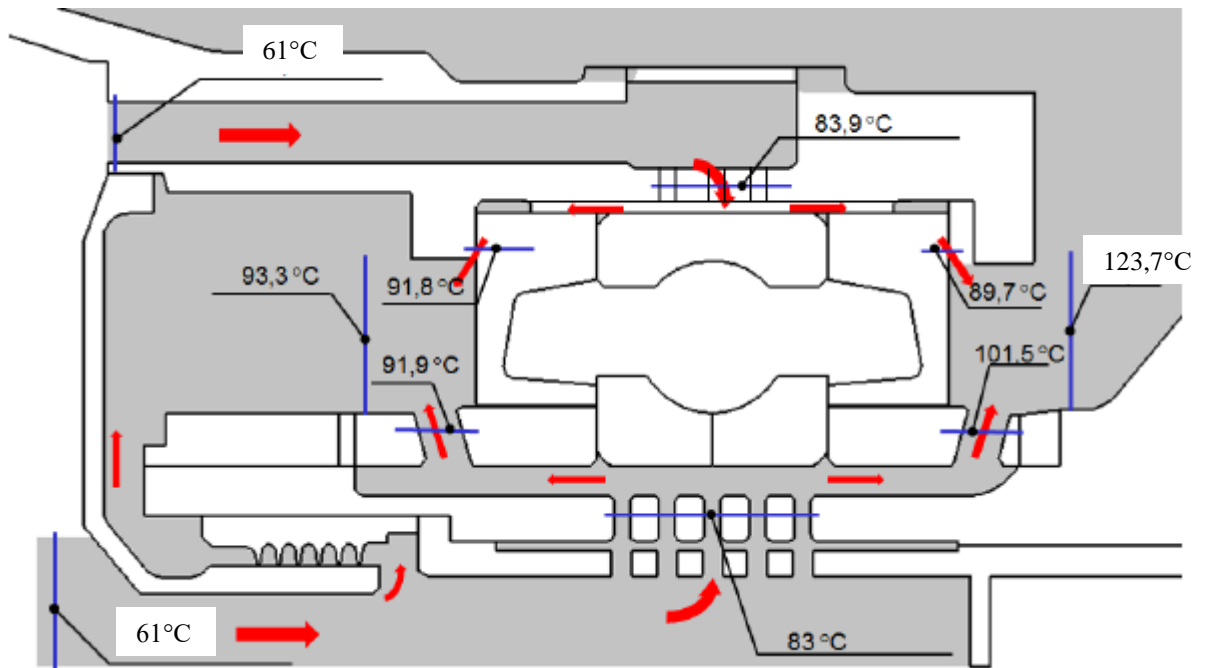


Рисунок 5.3.5 - Температура воздуха охлаждения,  $F_a=570$  кгс. Температура на выходе из опоры  $T_{\text{вых}}=123,7$  °С

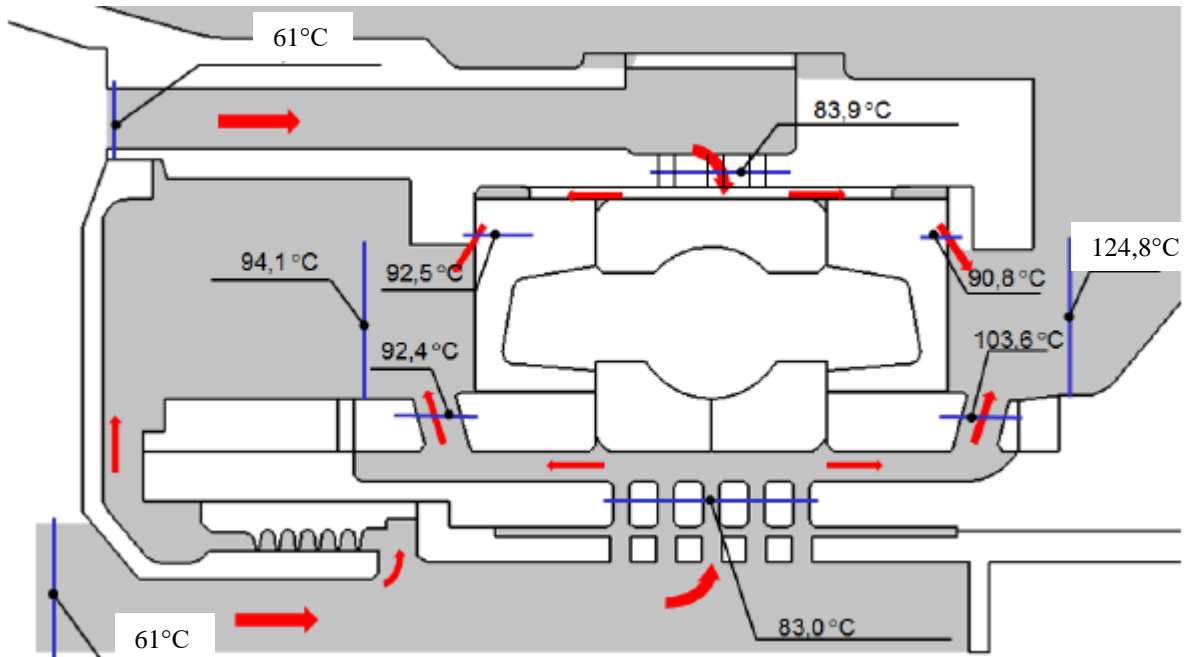


Рисунок 5.3.6 - Температура воздуха охлаждения  $G_a=920$  кгс. Температура на выходе из опоры  $T_{\text{вых}}=124,8$  °С

Таблица 5.3.1 Осреднённые по расходу полные температуры воздуха в ключевых областях конструкции

Вариант	Область	Осредненные температуры в сечениях, °С						
		Вход	Отверстия ударного охлаждения	Каналы		Полость слева	Полость справа	Выход
F=570	Ротор	61	82,9	Слева	91,9	93,2	101,2	123,7
				Справа	101,9			
	Статор	61	84,1	Слева	91,5			
				Справа	90			
F=920	Ротор	61	83	Слева	92,4	94,1	102,8	124,8
				Справа	103,6			
	Статор	61	83,9	Слева	92,5			
				Справа	90,8			

На рисунке 5.3.7 - 5.3.8 представлено распределение расхода воздуха охлаждения в опоре при различных осевых силах. Различие вариантов расчета по расходу практически отсутствует.

Для варианта с  $F_a=920$  кгс суммарный расход воздуха через опору составляет 70 г/с. Расход на охлаждение внутренней обоймы составляет 31,7 г/с, а на охлаждение наружной обоймы – 38,3 г/с. Расход воздуха на выходах из каналов охлаждения внутренней обоймы составляет слева – 14,2 г/с, справа – 17 г/с. Расход воздуха на выходах из каналов охлаждения наружной обоймы составляет слева – 18 г/с, справа – 20,3 г/с.

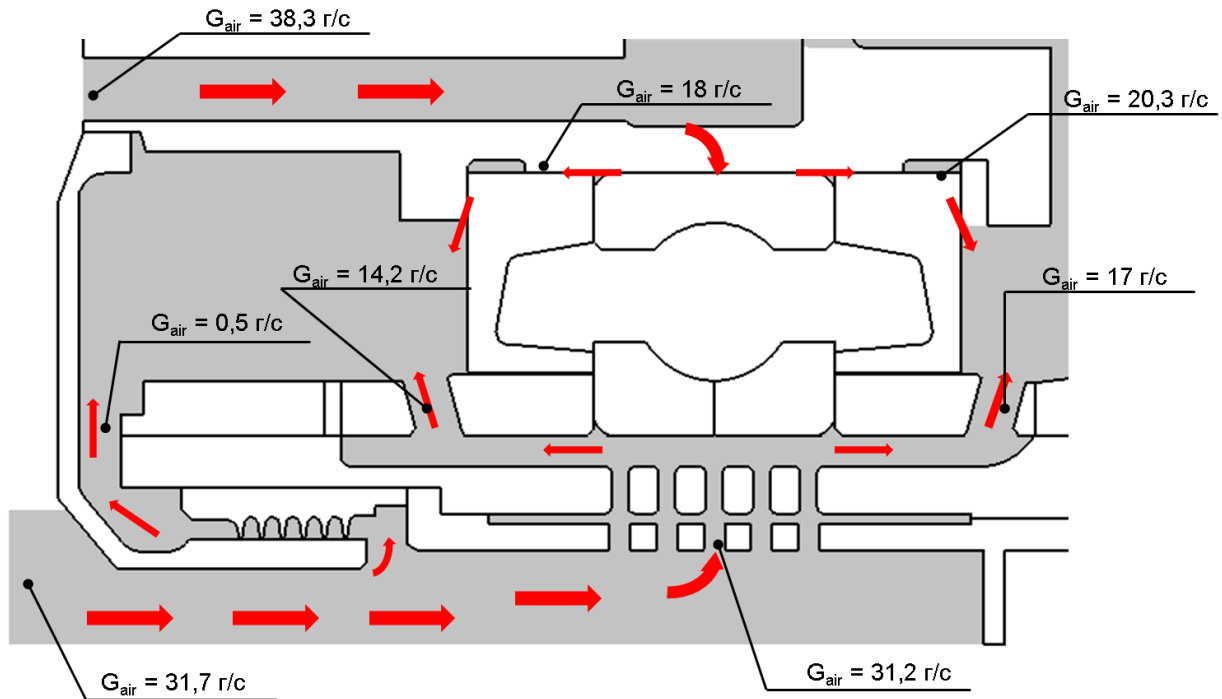


Рисунок 5.3.7 - Распределение расхода воздуха охлаждения в опоре при  $F_a=920$  кгс

Для варианта с  $F_a=570$  кгс суммарный расход воздуха через опору составляет 61 г/с. Расход на охлаждение внутренней обоймы составляет 33,4 г/с, а на охлаждение наружной обоймы – 27,6 г/с. Расход воздуха на выходах из каналов охлаждения внутренней обоймы составляет слева – 15,5 г/с, справа – 17,4 г/с. Расход воздуха на выходах из каналов охлаждения наружной обоймы составляет слева – 12,1 г/с, справа – 15,5 г/с.

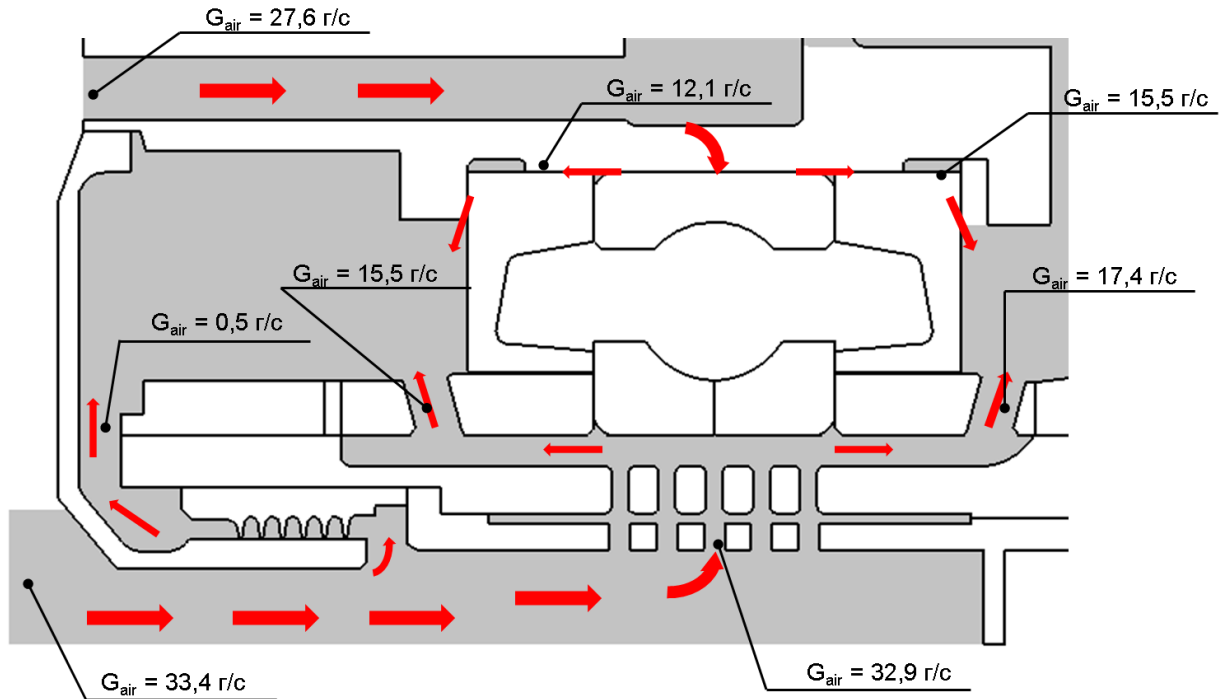


Рисунок 5.3.8 - Распределение расхода воздуха охлаждения в опоре при  $F_a=570$  кгс

#### 5.4 Анализ скоростей потока воздуха в элементах системы охлаждающих каналов

Распределение скорости воздуха охлаждения в опоре представлено на рисунках 5.4.1 – 5.4.2. Максимальные скорости воздуха в абсолютном движении ( $\sim 300$  м/с) достигаются в дисковых полостях, где воздух закручивается дисками компрессора, а скорость воздуха в основном определяется ее окружной компонентой. Поток воздуха, омывающий корпус подшипника закручен значительно меньше и его расчетная скорость составляет 30-45 м/с.

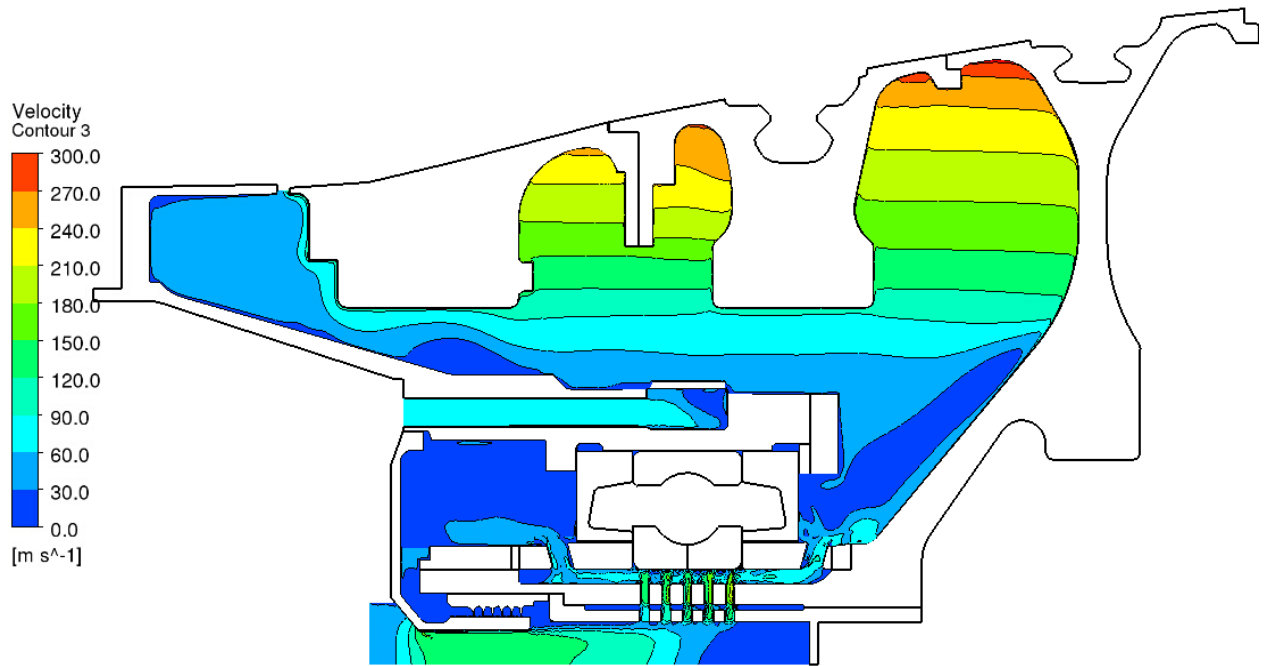


Рисунок 5.4.1 - Распределение скорости воздуха охлаждения в опоре при  $Fa=570$  кгс

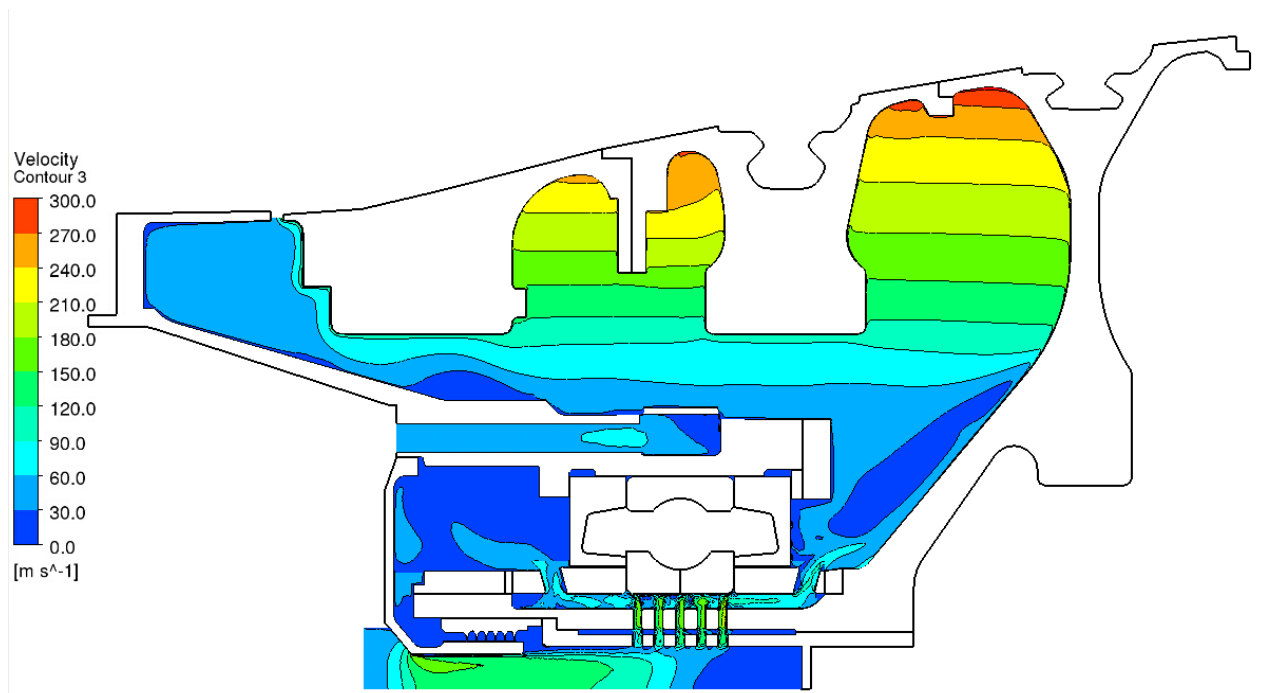


Рисунок 5.4.2 - Распределение скорости воздуха охлаждения в опоре при  $Fa=920$  кгс

На рисунках 5.4.3 - 5.4.4 представлено распределение меридиональной скорости – из анализа рисунка следует, что меридиональные скорости в дисковых полостях равны нулю. Также близка к нулю и меридиональная скорость потока, омывающего корпус подшипника. Линии тока показывают, что струи из каналов охлаждения внутреннего и наружного колец сливаются и охлаждают цапфу и ступицу диска третьей ступени компрессора. Это способствует работе системы охлаждения внутреннего кольца подшипника (температура ребер снижается) и как следствие – понижению температуры.

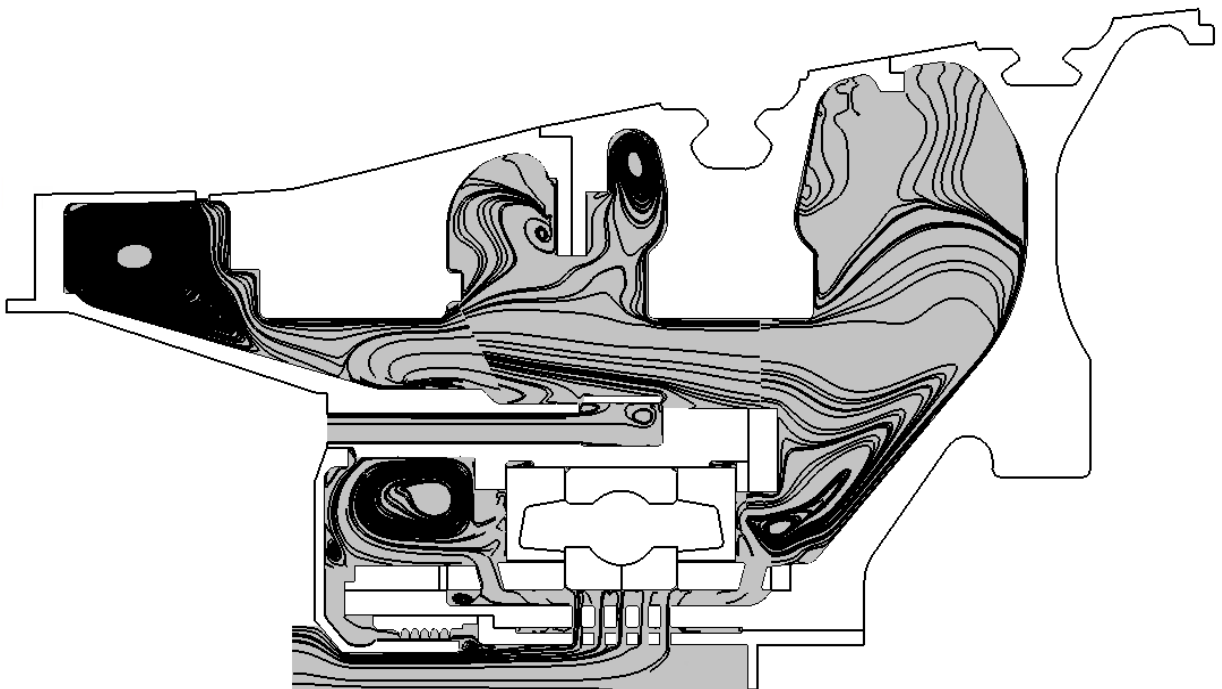


Рисунок 5.4.3 - Распределение меридиональной скорости воздуха охлаждения в опоре при  $Fa=570$  кгс

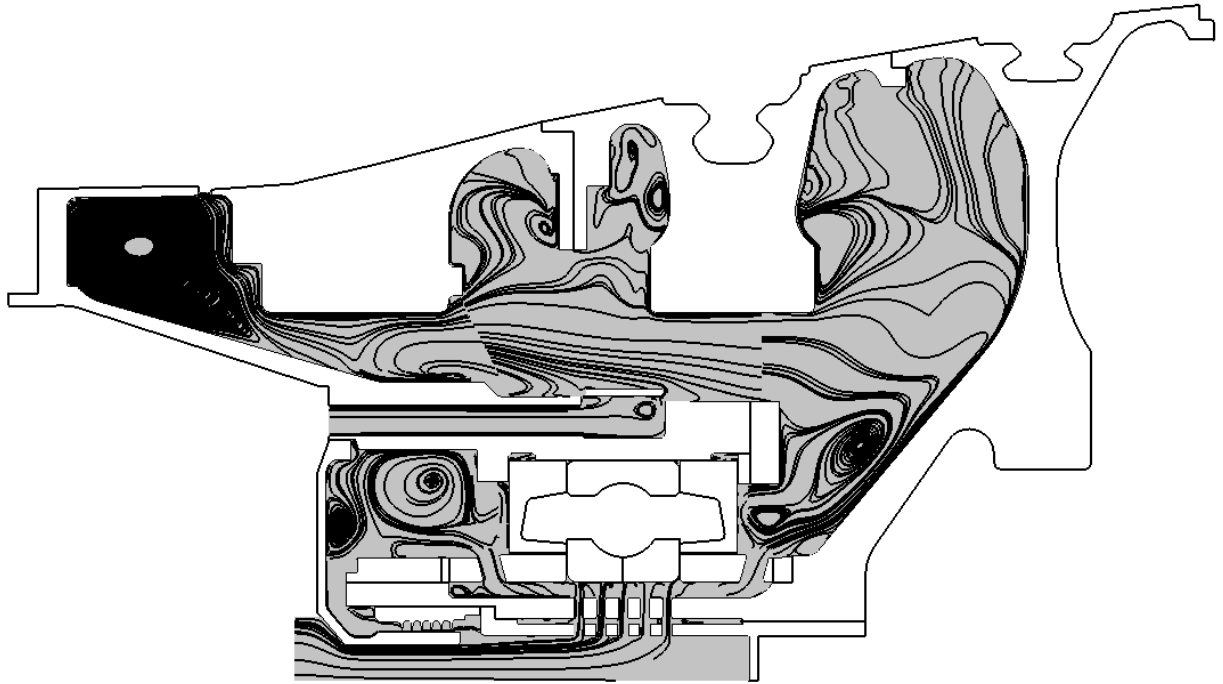


Рисунок 5.4.4 - Распределение меридиональной скорости воздуха охлаждения в опоре при  $Fa=920$  кгс

Усредненная в сечении скорость воздуха в отверстиях ударного охлаждения совпадает (с точностью до  $1$  м/с) для внутреннего и внешнего колец подшипника и составляет  $139$  м/с.

На рисунках 5.4.5 и 5.5.6 приведена структура течения в каналах охлаждения подшипника. Из рисунков следует, что в каналах системы охлаждения образуются парные вихри, интенсифицирующие теплообмен. При этом форма каналов оказывает влияние на форму вихрей: в каналах охлаждения внутреннего кольца, форма которых близка к квадратной в сечении парные вихри сохраняют свою закрутку до отверстий сброса воздуха в дисковую полость. Форма каналов охлаждения наружного кольца подшипника прямоугольная в сечении, в этом случае линии тока выпрямляются быстрее. Относительно широкие каналы наружного кольца (ширина  $8$  мм) позволяют при необходимости организовать шахматное охлаждение подшипника пятью рядами отверстий.



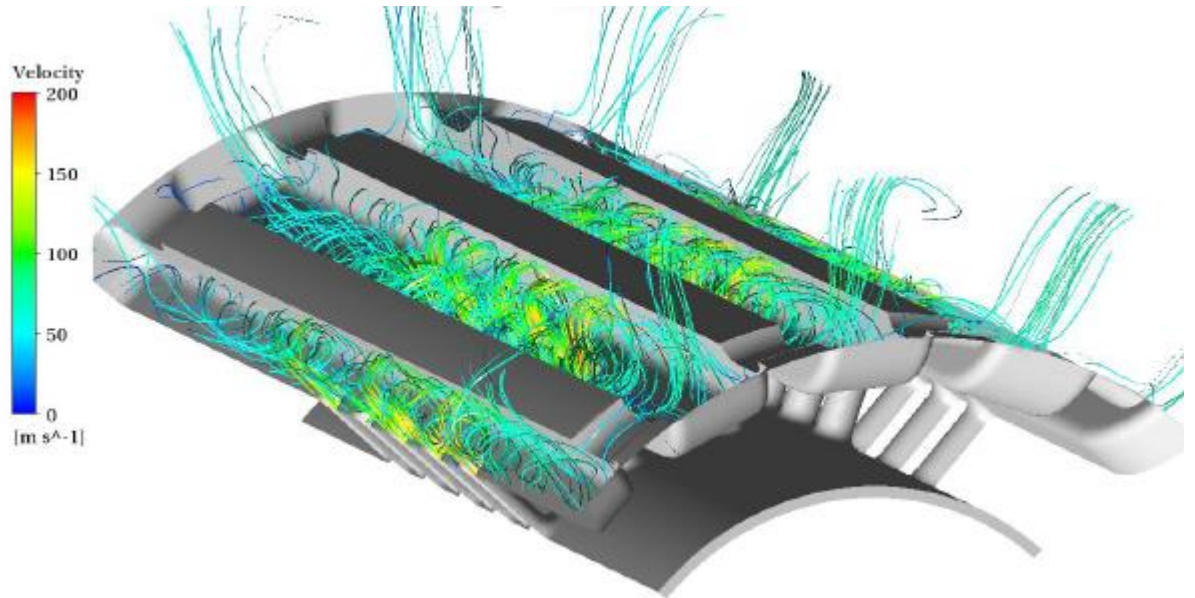


Рисунок 5.4.5 - Структура течения в каналах охлаждения внутреннего кольца

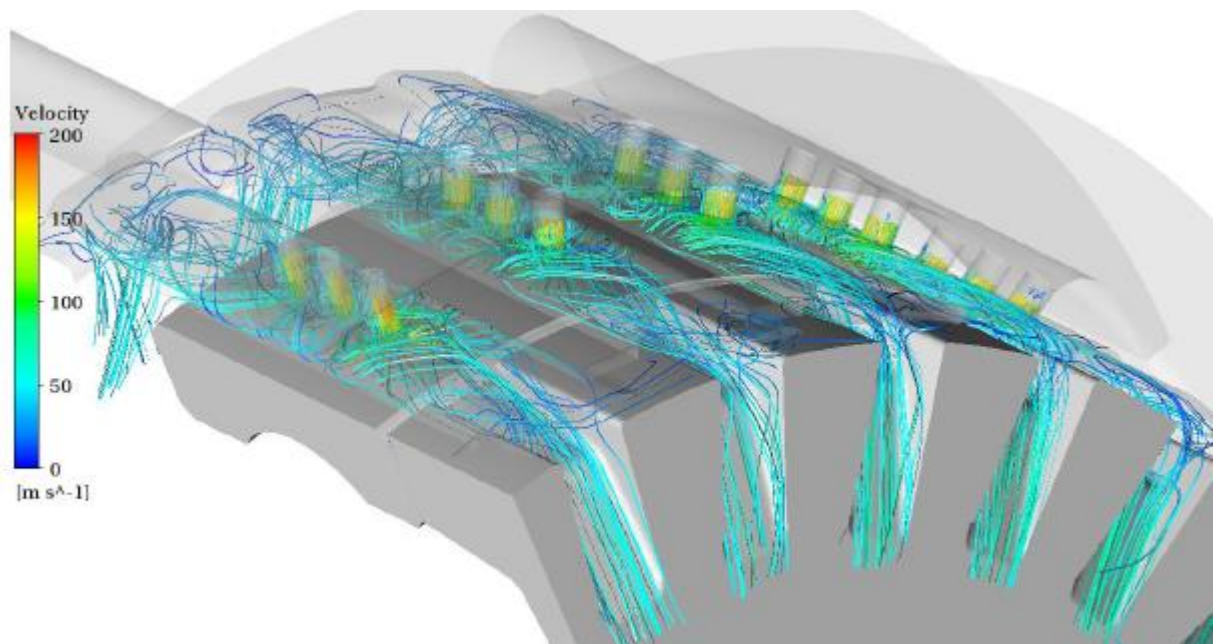


Рисунок 5.4.6 - Структура течения в каналах охлаждения наружного кольца

Таким образом, был проведен расчет сопряженного теплообмена опоры компрессора исследуемого двигателя в 3D постановке.

По результатам расчётно-конструкторских работ разработана система охлаждения опоры подшипника, обеспечивающая его работоспособность в

условиях эксплуатации. В разработанной опоре подшипника также реализованы технические решения [86-89].

Наряду с исследованной опорой дополнительно были рассмотрены несколько иных конструктивных решений [90-92], которые могут быть использованы в дальнейших перспективных разработках новых изделий.

### **Выводы к главе 5:**

1. Разработана математическая модель для расчета тепла в 3D постановке, что позволило получить распределение скоростей охлаждающего воздуха в элементах опоры и окружающей среде.
2. Предложена КЭ сетка для этих расчетов.
3. Изучена структура течения охлаждающего воздуха, подробно исследовано тепловое состояние конструктивных элементов системы охлаждения подшипника на разных режимах работы ГТД.
4. Разработана оптимизированная по расходу воздуха геометрия каналов системы охлаждения подшипника, позволившая обеспечить допустимый температурный режим в зависимости от действующей осевой силы и температуры охлаждающего воздуха.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При решении поставленных в диссертации задач были получены следующие результаты:

1. Разработан расчетно-экспериментальный метод исследования теплового состояния подшипников качения с консистентной смазкой, базирующийся на использовании теории подобия и предложено критериальное выражение для расчета тепловыделения в каналах геометрически подобных подшипников. Использование предлагаемого метода на практике позволяет существенно снизить время на проектирование подшипниковых узлов ГТД, обеспечить их работоспособность и, как следствие, повысить надежность и долговечность самих ГТД.

2. Разработан способ динамического тензометрирования наружного кольца подшипника для определения осевой силы в составе ГТД, позволяющий контролировать это усилие на ресурсных испытаниях ГТД для определения его технического состояния.

3. Впервые, на базе выполненных расчетно-экспериментальных исследований, изучено влияние осевой силы и частоты вращения ротора на тепловыделение подшипника с консистентной смазкой при различных параметрах охлаждающего воздуха с помощью термометрирования наружного кольца подшипника. Такой подход позволяет определить потребный расход охлаждающего воздуха для допустимой температуры консистентной смазки.

4. На основе проведенных научных исследований разработана и запатентована конструкция опоры для малоразмерных короткоресурсных ГТД. Испытания изделия с такой опорой подтвердили высокую надежность работы предложенной конструкции.

5. На основе материалов, представленных в диссертационной работе, в ПАО «ОДК-Сатурн» в 2016 г. разработан нормативный документ методика «Определение величины осевого усилия, действующего на шарикоподшипник методом динамического тензометрирования №408-00-45-00503-М-2016», одобренный ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова». Методика используется в ПАО «ОДК-Сатурн» для газотурбинных двигателей различного назначения.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Бимс Д., Спитцер Р., Уэйд К. Роторный вакуумметр с магнитным подвесом. Приборы для научного исследования. 1962 №2 С. 3-7.
2. Сиксмит Р. Электромагнитный подшипник // Приборы для научного исследования. 1961 №11 С. 30-32.
3. Kondoleon AS, Kelleher WP. (2000) Soft magnetic alloys for high temperature radial magnetic bearings. Proc. 7th Internat. Symp. on Magnetic Bearings, ETH Zurich, August 23-25, 111-116.
4. Ohsawa M, Yoshida K, Ninomiya H, Furuya T, Marui E. (1998) High Temperature Blower for Molten Carbonate Fuel Cell Supported by Magnetic Bearings. Proc. 6th Internat. Symposium on Magnetic Bearings, MIT Cambridge, August 5-7, 32-41.
5. Xu L, Zhang J. (2002) A Study on High Temperature Displacement Sensor. To appear in IEEE Trans. On Instrumentation and Measurement.
6. Xu L, Wang L, Schweitzer G. (2000) Development for magnetic bearings for high temperature suspension. Proc. 7th Internat. Symp. on Magnetic Bearings, ETH Zurich, August 23-25, 117-123.
7. Eric Maslen, "Magnetic Bearings" University of Virginia, Department of Mechanical, Aerospace and Nuclear Engineering, Charlottesville, Virginia, 2000.
8. Журавлев Ю.Н. Активные магнитные подшипники. Теория, расчет, применение. – СПб.: Политехника, 2003. – 206 с.
9. G. Schweitzer, Eric H. Malsen. (2009). Magnetic Bearings: Theory, Design, and Application to Rotating Machinery: Springer; 535 pages.
10. Журавлев Ю.Н. Активные магнитные подшипники. Теория, расчет, применение. – СПб.: Политехника, 2003. – 206с.: ил. ISBN: 5-7325-0655-1.
11. Antkoviak, B.M., Scholten, J.R., Nelson, F.C. Rotordynamic modeling and Control System Design for an Aircraft Gas Turbine Rotor Suspended on Magnetic Bearings/ Proc. Of 5th Int.Symp. on Rotor Dynamics, Vieweg Verlag, Darmstadt, Germany, 1998.

12. Mekhiche M, Nichols S, Oleksy J, Young J, Kiley J, Havenhill D. (2000) 50 krpm, 1,100°F magnetic bearings for jet turbine engines. Proc. 7th Internat. Symp. on Magnetic Bearings, ETH Zurich, August 23-25, 123-128.
13. Becker, Karl-Helmut. Magnetic Bearings for Smart Aero Engines. MTU Aero Engines. Dachauerstr. München. Germany.
14. Ермилов Ю.И. Устойчивость ротора в лепестковых газодинамических подшипниках // Международный научно-технический форум, посвященный 100-летию ОАО "КУЗНЕЦОВ" и 70-летию СГАУ. Самара, 5-7 сентября 2012. Сборник трудов в 3-х томах. - Самара: Изд-во Самарского государственного аэрокосмического университета, 2012. Т.1 - 322 с.
15. Напалков А.А. Формирование облика микро-ГТД с лепестковыми газодинамическими подшипниками // Московская молодёжная научно-практическая конференция «Инновации в авиации и космонавтике – 2013». Сборник тезисов докладов. Москва, МАИ, 16–18 апреля 2013. - М: Принт-салон, 2013. С. 185 - 186.
16. Равикович Ю.А., Ермилов Ю.И., Холобцев Д.П., Напалков А.А. Опыт МАИ по созданию малоразмерных турбоагрегатов с газодинамическими подшипниками скольжения двигательных и энергетических установок // Новые технологические процессы и надежность ГТД. Подшипники и уплотнения. Научно-технический сборник статей. – М.: 2013. ЦИАМ, Вып. 9., С. 111 - 124.
17. Матушкин А.А., Ермилов Ю.И., Пугачев А.О. Программа для расчета несущей способности лепестковых газодинамических подшипников. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2013661409, 2013.
18. Пугачев А.О., Равикович Ю.А., Ермилов Ю. И., Холобцев Д. П., Матушкин А.А. Моделирование характеристик масляных и газовых подшипников скольжения методами вычислительной газовой динамики // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. С.П. Королева. 2013. № 3-1 (41). С. 211 - 221.

19. Равикович Ю.А., Ермилов Д.П., Холобцев Д.П., Сухомлинов И.Я., Головин М.В. Опыт доводки роторной системы с лепестковыми газодинамическими подшипниками для холодильного центробежного компрессора // Труды 16-ой международной научно-технической конференции по компрессоростроению. С.-Петербург, 23-25 сентября 2014. Т. 2. С. 32 – 41.

20. Ravikovich Y.A., Ermilov Y.I., Pugachev A.O., Matushkin A.A., Kholobtsev D.P. Prediction of operational characteristics of fluid-film and gas bearings for high-speed turbomachinery using computational fluid dynamics // 29 th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences ICAS-2014 St-Petersburg, 7-12 September. 2014\_0119\_paper.pdf.

21. Равикович Ю.А., Ермилов Д.П., Холобцев Д.П., Сухомлинов И.Я., Головин М.В. Опыт доводки роторной системы с лепестковыми газодинамическими подшипниками для холодильного центробежного компрессора // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2015. № 12. С. 26-29.

22. Равикович Ю.А., Ермилов Ю.И., Холобцев Д.П., Напалков А.А. Развитие экспериментальной базы МАИ для исследования лепестковых газодинамических подшипников // Всероссийская научно-техническая конференция «Авиадвигатели XXI века». Тезисы докладов. Москва, ЦИАМ, 24-27 ноября 2015. С. 524 - 525.

23. Ravikovich, Y.A., Ermilov, Y.I., Pugachev, A.O., Matushkin, A.A., Kholobtsev, D.P. Prediction of Stiffness Coefficients for Foil Air Bearings to Perform Rotordynamic Analysis of Turbomachinery // Mechanisms and Machine Science, 2015, vol. 21, pp. 1277 - 1288.

24. Ravikovich Y.A., Ermilov Y.I., Pugachev A.O., Matushkin A.A., Kholobtsev D.P. Prediction of operational characteristics of fluid-film and gas bearings for high-speed turbomachinery using computational fluid dynamics // 29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, ICAS 2014. St. Petersburg, 07-12 September 2014.

25. Ермилов Ю.И., Равикович Ю.А., Холобцев Д.П. Радиальный лепестковый газодинамический подшипник. Патент на полезную модель №169646. Бюлл. № 10, 28.03.2017.

26. Р.В. Храмин, Н.В. Кикоть, М.В. Лебедев, А.В. Собуль, Ю.А. Равикович, Ю.И. Ермилов, Д.П. Холобцев Лепестковый газодинамический подшипник в авиационном ГТД. Сборник тезисов научно-технического конгресса по двигателестроению (НТКД-2018), г. Москва, 2018 г.
27. Р.В. Храмин, Н.В. Кикоть, М.В. Лебедев. Комбинированная радиальная опора с лепестковым газодинамическим подшипником. Сборник тезисов научно-технического конгресса по двигателестроению (НТКД-2018), г. Москва, 2018 г.
28. Панфилов Е.А. , Самсаев Ю.А. «Высокоскоростные совмещенные опоры». М.: Машиностроение, 1985.
29. Erwin V. Zaretsky. Ceramic bearings for use in gas turbine engines. NASA technical memorandum 100288, Lewis Research Centre Cleveland, Ohio, June 5...9, 1988. (Журнал «Современное машиностроение», серия А, 1988, т.1.).
30. Nishida Katsutoshi. Подшипники качения из нитрида кремния., Inoue Koichi, Toshiba Rev., 1988, 43, №8, p. 685...688.
31. Ebert F.J., Performance of silicon nitride components in Aerospace bearing Applications ASME , Paper 90-GT-166.
32. Керамические подшипники качения. Heiber Trockenlaufer "TZ. Metallbearb", 1988, 82, № 4, p. 44-45.
33. Fujiwara Takashi. Подшипники качения из нитрида кремния., Joshioka Takeo, Kitahara Tokio, "Дзюнкацу, J. Jap. Soc. Zubr. End.", 1988, 33, №4, стр.301-308.
34. "Aerospace and Defense Marketing Review (Aircraft and Parts)" 1988. VII. P.57 (Экспресс информация, № 26,1989, ЦИАМ).
35. "Aerospace Engineering." 1989. II. V.9, N2, P.40 (Э.И, №31, 1989, ЦИАМ).
36. Walters C. the dynamics of ball bearings // Journal of lubrication technology. 1971. V. 93. N. 1. P. 1-10.
37. Галахов М.А., Заппаров К.И., Яковлев Н.И., Расчет кинематики радиально-упорного шарикоподшипника, находящегося под осевой нагрузкой // Вестник машиностроения. 1976. №2 2. С. 7.-10.
38. Gupta P.K. Dynamics of rolling element bearings. Parts I, II, III and IV // ASME Journal of Lubrication Technology. 1979. V. 101. N. 3. P. 293-326.

39. Meeks C. R., Ng K. O. The dynamics of ball separators in ball bearings. Part 1: Analysis // ASLE Transactions. 1985. V. 28. N. 3 P. 277-287.
40. Meeks C. R., Tran L. Ball bearing dynamic analysis using computer methods - Part 1: Analysis // Journal of Tribology. 1996. V. 118. N. 1. H. 52-58.
41. Kannel J.W.,Bupara S. S. A simplified model of cage motion in angular contact bearings operating in the EHD lubrication regime // Journal of Lubrication Technology. 1978. V. 100. N. 3. P. 395-403.
42. Boesiger E.A., Donley A. D., Loewenthal S. An analytical and experimental investigation of ball bearing retainer instabilities // Journal of Tribology. 1992. V. 114. N. 3. P. 530-538.
43. Kingsbury E. First Order Ball Bearing Kinematics // ASLE Transactions. 1985. V. 28. N. 2. 239-244.
44. Rahman M. Z., Ohno N., Tsutsumi H. Effect of lubricating oils on cage failure of ball bearings // Tribology Transactions. 2003. V. 46. N. 4. P. 499-505.
45. Liu X., Deng S., Teng H. Dynamic stability analysis of cages in high-speed oil-lubricated angular contact ball bearings // Transactions of Tianjin University. 2011. V. 17. N. 1. P. 20-27.
46. Sopenan J., Mikkola A. Dynamic model of a deep groove ball bearing including and distributed defects. Part 1: Theory. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers // journal of Multi-body Dynamics. 2003. V. 217. N. 4 P. 201-211.
47. Sopenan J., Mikkola A. Dynamic model of a deep groove ball bearing including and distributed defects. Part 2: Implementation and results // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers // journal of Multi-body Dynamics. 2003. V. 217. N. 4 P. 211-221.
48. Teutsch R., Sauer B. An alternative slicing technique to consider pressure concentrations in non-Hertzain line contacts // ASME Journal of tribology. 2004. V.126. N. 3. P.436-422.
49. Положение №191 об установлении и увеличении ресурсов подшипников качения ГТД гражданской авиации, их агрегатов и агрегатов трансмиссий вертолёттов, 2003 г.



50. Методика расчетной оценки долговечности подшипников качения авиационных двигателей и их агрегатов, требования к конструктивным параметрам опор. ЦИАММ, АО ВНИПП. 1997 г.

51. ГОСТ 18855-94 (ИСО 281-89) Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность).

52. ГОСТ 18855-2013 (ISO 281:2007) Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и номинальный ресурс.

53. Арасланов А.М., Зайденштейн Г.И., Маливанов Н.Н. Тепловой режим подшипников ГТД. // Вестник Самарского университета Авиационно-космическая техника и технология, 2004, №7 (15).

54. Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Сравнение различных методов расчета тепловыделения в шариковых радиально-упорных подшипниках качения // Вестник Самарского университета. Авиационно-космическая техника и технология. 2018.

55. Повышение надёжности подшипников качения. Новые технологические процессы и надёжность ГТД. Выпуск 9. Подшипники и уплотнения. Научно-технический сборник статей под редакцией Ножницкого Ю.А. и Петрова Н.И. – М.: ЦАМ, 2013, 222 с.: ил.

56. Кикоть Н. В., Марчуков Е. Ю. Исследование и разработка метода анализа теплового состояния межроторных роликовых подшипников ГТД // Вестник Московского авиационного института. 2009. Т. 16. № 4. С. 32-36.

57. Ермилов Ю. И., Равикович Ю. А., Клименко А. В., Холобцев Д. П. Разработка математической модели подшипника скольжения жидкостного трения, учитывающей теплообмен с окружающей средой // Труды МАИ, 2010, №39.

58. Зубко А. И., Донцов С. Н. Исследование условий работоспособности и разработка диагностики керамических подшипников нового поколения // Труды МАИ, 2014, №74, <http://mai.ru/upload/iblock/146/14683fbf94f86d1be09bbbc801e1b75c.pdf> .

59. Равикович Ю. А., Ермилов Ю. И., Холобцев Д. П., Ардатов К. В., Напалков А. А., Шах Д. И. Экспериментальное исследование работы подшипников скольжения с жидкостной смазкой в нештатных режимах // Труды МАИ, 2011, №46, <http://mai.ru/upload/iblock/dac/dac449a51f393f6520bedf9c33191c2f.pdf>.

60. Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Исследование работоспособности гибридных подшипников качения разных конструкций в ожидаемых условиях эксплуатации. 2016, <https://ssau.ru/files/science/conferences/pprd2016/part2/218-219.pdf>.
61. Бiryukov P.B., Kiselev Yu.B. Температурная диагностика роторных подшипников газотурбинных двигателей, 2014г., научный вестник МГТУ ГА.
62. Fernandes C M C G, Martins R C, Seabra J H O. Friction torque of cylindrical roller thrust bearings lubricated with wind turbine gear oils. Tribol Int 59:121–128 (2013).
63. Fernandes C M C G, Martins R C, Seabra J H O. Friction torque of thrust ball bearings lubricated with wind turbine gear oils. Tribol Int 58: 47–54 (2013).
64. Кирпичев М.В. Теория подобия. М., Изд-во АН СССР, 1953, 94 с.
65. Коднир Д.С. Контактно-гидродинамическая теория смазки. Куйбышев, Кн. Изд-во, 1963, 184 с.
66. Комиссар А.Г. Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации. Справочник. – М.: Машиностроение, 1987, 384 с.
67. Сиротин Н.А. Конструкция и эксплуатация, повреждаемость и работоспособность газотурбинных двигателей. (Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок). – М.: РИА «ИМ-Информ», 2002.-442 с.
68. Экспериментальные исследования по обеспечению оптимального теплового состояния межроторных подшипников. Новые технологические процессы и надёжность ГТД. Выпуск 9. Подшипники и уплотнения. Научно-технический сборник статей под редакцией Ножницкого Ю.А. и Петрова Н.И. – М.: ЦАМ, 2013, 222 с.: ил.
69. Исследование теплового состояния подшипников опор роторов перспективных авиационных двигателей. Новые технологические процессы и надёжность ГТД. Выпуск 9. Подшипники и уплотнения. Научно-технический сборник статей под редакцией Ножницкого Ю.А. и Петрова Н.И. – М.: ЦАМ, 2013, 222 с.: ил.
70. Чичинадзе А.В. и др. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника). – М.: Машиностроение, 2003.-576 с.

71. Черменский О.Н., Федотов Н.Н. Подшипники качения: справочник-каталог. – М.: Машиностроение, 2003.-576 с.
72. Russian – German – English Dictionary on Bearings. SKF 2000.
73. Об определении долговечности роликоподшипников в опорах ГТД, работающих в условиях натяга. Новые технологические процессы и надёжность ГТД. Выпуск 9. Подшипники и уплотнения. Научно-технический сборник статей под редакцией Ножницкого Ю.А. и Петрова Н.И. – М.: ЦАМ, 2013, 222 с.: ил.
74. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. – М.: Машиностроение. 1978. – 178 с.
75. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочник:/ И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 3-е изд., перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с., ил.
76. Н.К. Аксёнов, Н.И. Петров, А.А. Струков. Исследование теплового состояния подшипников опор перспективных авиационных двигателей, XIII Международный конгресс двигателестроителей, с. 69-72, Харьков-Рыбачье, 2008 г.
77. А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: М.: Машиностроение, 2008. – Т. 1. – 201 с.; ил.
78. Определение осевых и радиальных усилий в редукторе методом тензометрии / Доля А.П., Микиртычев В.А., Селивановский Ю.М., Сорочан В.В. // Сборник научных трудов "Вестник НТУ "ХПИ": Технології в машинобудуванні №10 - Вестник НТУ "ХПИ", 2002.
79. Способ оценки изменений величины осевой силы, действующей на радиально-упорный подшипник, при стендовых испытаниях газотурбинного двигателя Посадов В.В., Ринаров В.М., Азимов Р.А., Хоменко О.В. Контроль. Диагностика. 2018. № 3. С. 44-47.
80. Способ определения режимов работы газотурбинного двигателя, соответствующих минимальным значениям осевой силы, действующей на радиально-упорный подшипник, RU 2 624 089, Посадов Владимир Валентинович (RU), Ринаров Виктор Михайлович (RU), Посадова Ольга Львовна (RU), Слободской Денис Андреевич (RU)

81. Способ определения режимов работы газотурбинного двигателя, на которых осевая сила, действующая на радиально-упорный подшипник, принимает минимальные и максимальные значения, RU 2640463, Азимов Рустам Асифович (RU), Ильина Яна Юрьевна (RU), Посадов Владимир Валентинович (RU), Ринаров Виктор Михайлович (RU), Посадова Ольга Львовна (RU)

82. Способ определения режимов работы газотурбинного двигателя, на которых осевая сила, действующая на радиально-упорный подшипник, принимает минимальные значения. Посадов В.В., Ринаров В.М., Слободской Д.А., Контроль. Диагностика, DOI: 10.14489/td.2017.03.pp.046-048.

83. Способ диагностики технического состояния подшипника качения ротора газотурбинного двигателя при проведении стендовых испытаний. В.В., Посадова О.Л., Кучин В.В., Шумихина О.В. Контроль. Диагностика. 2018. № 1. С. 28-31.

84. Звонарев С. Л., Потапов А. Ю. Вибрационная диагностика подшипников двигателей АИ-222-25 на стендовых испытаниях // Вестник Московского авиационного института. 2011. Т. 18. № 1. С. 75-80.

85. Зубко А. И. Перспективный комплекс виброакустической диагностики подшипниковых опор авиационных газотурбинных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2016. Т. 23. № 1. С. 47-55.

86. Р.В. Храмин, А.Л. Михайлов, М.В. Лебедев, Д.А., А.В. Веселов, Д.А. Слободской, А.В. Собуль. Патент на полезную модель 199131. Устройство измерения сил, воздействующих на опору ротора газотурбинного двигателя, с помощью динамического тензометрирования.

87. Р.В. Храмин, А.В. Собуль, М.В. Лебедев, Д.А. Слободской. Метод измерения осевой нагрузки на радиально-упорный подшипник с помощью динамического тензометрирования. Сборник докладов научно-технической конференции «Климовские чтения – 2017. Перспективные направления развития авиадвигателестроения». (Климовские чтения-2017), г. Санкт-Петербург.

88. Р.В. Храмин, Д.А. Слободской, М.В. Лебедев, А.В. Собуль. Разработка методов измерения нагрузок, действующих на подшипники ГТД и диагностики их условий работы. Сборник тезисов научно-технического конгресса по двигателестроению (НТКД-2018), г. Москва, 2018 г.

89. Р.В. Храмин, А.Л. Михайлов, М.В. Лебедев, Д.А., А.В. Веселов, Д.А. Слободской, А.В. Собуль. Патент на полезную модель 199131. Устройство измерения сил, воздействующих на опору ротора газотурбинного двигателя, с помощью динамического тензометрирования.

90. Р.В. Храмин, Н.В. Кикоть, М.Н. Буров, М.В. Лебедев, Д.А., Ю.И. Равикович. Патент на полезную модель 186974. Устройство для подачи консистентной смазки.

91. Р.В. Храмин, Н.В. Кикоть, М.Н. Буров, М.В. Лебедев, Д.А., Ю.И. Равикович. Патент на изобретение 2682294. Устройство для смазки подшипников роторной машины.

92. Р.В. Храмин, Н.В. Кикоть, М.В. Лебедев, Д.А., Р.Ю. Старков. Патент на изобретение 2723515. Опора ротора с консистентной смазкой.