

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



На правах рукописи

Семенова Анна Сергеевна

**РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ МЕТОДИКИ
ОЦЕНКИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ МЕЖРОТОРНОГО ПОДШИПНИКА ПО
КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГТД**

Специальность 2.5.15.

«Тепловые, электроракетные двигатели и энергетические установки
летательных аппаратов»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Леонтьев Михаил Константинович

Москва - 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ.....	11
1.1 Введение.....	11
1.2 Обзор литературы	13
1.3 Выводы по разделу.....	19
2 РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В КОНТАКТНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	20
2.1 Введение.....	20
2.2 Некоторые положения из LS-DYNA.....	21
2.3 Анализ факторов влияющих на точность модели	22
2.4 Учет шероховатости контактных поверхностей.....	23
2.5 Выбор формулировки элементов для построения динамической КЭ модели подшипника	26
2.5.1 Конечно-элементная модель подшипника – без сепаратора..	27
2.5.2 Конечно-элементная модель подшипника с сепаратором.....	38
2.6 Влияние различных углов перекоса на контактные напряжения... ..	44
2.7 Выводы по разделу.....	47
3 ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ НАПРЯЖЕНИЙ ПОДШИПНИКА В СОСТАВЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДА	49
3.1 Введение.....	49
3.2 Модель узла подшипника.....	49
3.3 Результаты динамического расчета.....	52
3.4 Выводы по разделу.....	56

4 СРАВНЕНИЕ МЕТОДИК ОЦЕНКИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ МРП ПО НАПРЯЖЕНИЯМ, РАССЧИТАННЫМ РАЗЛИЧНЫМИ МЕТОДАМИ 57

4.1	Введение.....	57
4.2	Объект исследования	57
4.3	Режимы работы двигателя.....	59
4.4	Расчет эквивалентных частот вращения.....	65
4.5	Эквивалентная динамическая нагрузка	67
4.6	Определение долговечности по напряжениям смятия.....	67
4.7	Расчет частоты вращения ролика вокруг собственной оси при различных вариантах вращения колец	70
4.8	Сравнение полученных расчетных результатов численного расчета и аналитического стандарта.....	72
4.9	Выводы по разделу.....	73

5 УСКОРЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ МЕЖРОТОРНОГО ПОДШИПНИКА НА СТЕНДЕ ЦИАМ..... 74

5.1	Введение.....	74
5.2	Испытательное оборудование.....	74
5.3	Препарировка колец подшипника	77
5.4	Метрологическое обеспечение	78
5.5	Методика и программа проведения испытаний по подтверждению ресурса 2000 часов	80
5.6	Уточненный расчет нагрузок, на подшипники ротора ВД.....	81
5.7	Результаты испытаний.....	85
5.8	Входной контроль подшипника, прошедшего ресурсные испытания.....	92

5.9	Методика и программа проведения испытаний по подтверждению ресурса 6000 часов	93
5.10	Выводы по разделу.....	103
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	105
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	106
	ПРИЛОЖЕНИЕ	116

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

В настоящее время в конструкциях современных двухкаскадных двигателей (ТРДДФ) достаточно широко применяются межвальные и межроторные подшипники качения (МРП), которые в силу своей конструкции находятся между двумя валами роторов, вращающихся с различной скоростью. В силу устоявшейся терминологии на предприятиях ОДК межвальными подшипниками называются подшипники, располагающиеся обычно в районе разделительного корпуса, межроторные подшипники – в турбинной части двигателя. Среди всего многообразия двигателей, где применяются такие подшипники, можно выделить российские двигатели АЛ-31Ф, АЛ-41Ф1С, РД-33МК, среди зарубежных двигатели М88-2, F110-GE-129, F119-PW-100 и другие.

В отличие от подшипников обычного типа с закрепленным наружным кольцом межроторные подшипники работают в более тяжелых условиях, связанных в первую очередь с частотой вращения валов, трудностями подвода охлаждающего масла, условиями сборки, часто сопровождающейся перекосами колец, статическими и динамическими нагрузками, приходящими на подшипники одновременно от двух роторов и рядом других. Одной из основных причин отказа МРП в условиях эксплуатации является возникновение значительных контактных напряжений и, как следствие, износ поверхностей качения. Задача определения долговечности подшипников решается сегодня в основном аналитическими методами, построенными на результатах многочисленных экспериментальных исследований, и на базе которых построен ряд стандартов, как российских, так и зарубежных. Вместе с тем следует отметить, что в этих стандартах при оценке контактных напряжений не учитываются большое количество факторов, действующих в работе подшипникового узла, что приводит часто к завышенной оценке долговечности. Среди них перекосы колец, податливость тонкостенных валов и корпусов, окружающих конструкцию подшипника, монтажные натяги и зазоры при

установке подшипников в опору ротора, податливость колец подшипника, и так далее. То есть сама задача расчета контактных напряжений и соответственно долговечности в общем случае является многофакторной. Решение задачи о контактных напряжениях с учетом всех действующих факторов может быть получено в конечно-элементной постановке численными методами. Поскольку решения задачи в многофакторной постановке не могут быть получены стандартными аналитическими методами, методика и модель, представленные в данной работе, имеют практическое значение в инженерном проектировании, и могут быть использованы как инструмент для расчетов жесткости, контактных напряжений и соответственно долговечности.

С учетом сказанного разработка методики расчета контактных напряжений МРП с учетом многих факторов и ее востребованности предприятиями ОДК является актуальной.

Степень разработанности темы исследования

В существующей литературе крайне мало доступных работ, которые бы решали задачу по определению эквивалентной нагрузки, контактных напряжений в подшипнике от всей совокупности действующих факторов. Сложность задачи требует глубокой проработки аналитических зависимостей, если решается задача в аналитической постановке, либо в случае численного решения применения высоко производительных вычислительных комплексов. При этом требуется тщательная настройка модели, подготовка большого количества исходных данных, связанных с условиями работы подшипникового узла на различных режимах, учет многочисленных граничных условий при взаимодействии деталей между собой, применения алгоритмов исследования сходимости решения к результату и оценки его точности. Существуют отдельные работы в этом направлении, как в России, так и за рубежом, однако конечные результаты в виде методических рекомендаций, методик или прочего инструментария в них практически не представлены. Все это и ограничивает появление работ в этом направлении.

Цель диссертационной работы - разработка расчетно-экспериментальной методики оценки долговечности межроторного подшипника и оценке долговечности по контактным напряжениям.

Задачи исследования

Для достижения цели исследования были поставлены следующие научные и практические задачи:

- обзор существующей литературы по определению долговечности подшипников по контактным напряжениям смятия;
- отработка методики численного моделирования контактных напряжений в МРП с противовращением колец;
- подготовка конечно-элементной модели МРП и узла подшипника в составе экспериментального стенда;
- определение долговечности МРП с использованием технической спецификации ISO 16281-2008;
- подготовка и проведение эквивалентных ускоренных испытаний по подтверждению расчетной долговечности МРП на экспериментальном стенде ЦИАМ.

Научной новизной обладают следующие результаты.

Показано, что результаты аналитической оценки напряжений МРП при однонаправленном вращении роторов близки к численному решению.

Показано существенное влияние на контактные напряжения МРП противовращения роторов, а, следовательно, и на долговечность.

Показано влияние податливости корпуса подшипника, вала ротора, колец подшипника на напряжения в контактных поверхностях.

Показано существенное влияние перекоса колец в МРП на контактные напряжения и долговечность подшипника.

Показано, что не учет этих факторов ведет к завышению расчетной долговечности, получаемой по существующим стандартам.

Теоретическая и практическая значимость работы

Создан алгоритм определения контактных напряжений, учитывающий многофакторность задачи и расчета долговечности в терминах технической спецификации ISO 16281:2008.

Разработана расчетно-экспериментальная методика определения контактных напряжений в межроторных подшипниках численным методом, подтвержденная испытаниями на экспериментальном стенде.

Методика отработана в рамках инженерных решений практических задач и используется в ОКБ им. А. Льюльки при проектировании перспективных двигателей.

Методология и методы исследования

В работе использовались аналитические, численные и экспериментальные методы исследования. Аналитические расчеты проводились по инженерным методикам, заложенным в современный стандарт оценки напряжений и долговечности подшипников качения ISO 16281-2008. Для решения численной задачи о напряженно-деформированном состоянии модели МРП использовались программные комплексы MSC.PATRAN и LS-DYNA. Для проведения экспериментальных работ использовался стенд ЦИАМ Т14-15/1, доработанный для испытаний на долговечность межроторного подшипника перспективного изделия. Контроль состояния подшипника после испытаний проводился на стенде входного контроля подшипников качения СП-180М.

Положения, выносимые на защиту

Методика подготовки модели МРП для проведения численного анализа в конечно-элементной постановке.

Методика определения долговечности МРП в составе экспериментального стенда.

Результаты численного моделирования напряжений и долговечности МРП в составе конструкции турбины перспективного двигателя.

Результаты исследований по влиянию дополнительных факторов, не учитываемых в стандартных методиках ISO 281:2007, ГОСТ 18855-2013, ISO 16281:2008.

Личный вклад автора

Разработка методики и алгоритмов многофакторного численного расчета контактных напряжений смятия. Сравнение долговечности подшипника по контактными напряжениям, рассчитанным по аналитической и численной методикам. Разработка численной модели узла межроторного подшипника в составе стенда ЦИАМ. Расчет долговечности МРП с полученными контактными напряжениями. Подготовка программы ускоренных испытаний МРП на ресурс 2000 и 6000 часов. Подготовка стенда и участие в ускоренных испытаниях МРП перспективного двигателя в ЦИАМ. Проведение контроля состояния МРП после ускоренных испытаний на долговечность 2000 часов. Разработка расчетно-экспериментальной методики определения контактных напряжений в межроторных подшипниках численным методом, подтвержденная испытаниями на экспериментальном стенде.

Реализация работы

Разработанная расчетно-экспериментальная методика используется в отделе прочности ОКБ им. А. Люльки филиала УМПО в практических задачах проектирования перспективных двигателей. В частности, с ее помощью исследована и доказана долговечность межроторного подшипника изделия 117С.

Методика в части проведения входного контроля технического состояния подшипников внедрена в учебный процесс кафедры «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов в Московском авиационном институте (национальном исследовательском университете), и используются при обучении студентов по дисциплине, «Динамика и прочность АД и ЭУ» и при проведении практических занятий.

Апробация работы

Отдельные результаты работы:

- докладывались на Всероссийской научно-технической конференции «АВИАДВИГАТЕЛИ XXI ВЕКА, г. Москва, ЦИАМ имени П.И. Баранова 24-27 ноября 2015 г.

- докладывались Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», г. Самара, Самарский университет 23-25 июня 2021 г.

Публикации по теме диссертации

Опубликовано 3 научных работы в рецензируемых журналах, рекомендованных ВАК РФ.

Структура диссертации

Диссертация состоит из введения, 5 глав, основных выводов и заключения по работе, списка использованных источников из 100 наименований. Общий объем – 117 страниц, содержит 77 рисунков, 14 таблиц, 83 ист.

1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

1.1 Введение

Проблема повышения надежности подшипников качения, применяемых в газотурбинных двигателях, непосредственно связано с определением их долговечности на этапах проектирования и доводки. В мире существует громадное количество центров и предприятий, ведущих проектирование подшипников, их изготовление, разрабатывающих современные методики и программные продукты в том числе и для расчета долговечности подшипников. Большинство программных продуктов, соответствующие им методики по расчету долговечности, являются собственностью предприятий и в большинстве случаев не доступны для других компаний. Вместе с тем основные направления в разработке таких методик известны.

Существует большое количество российских работ, где рассматриваются многочисленные факторы, влияющие на долговечность подшипников, и в которых представлены результаты их учета. Среди таких факторов изменение геометрии подшипников в зависимости от режимов, характеризующихся своим тепловым состоянием, нагрузками, действующими на подшипник, частотой вращения, зазорами и натягами, силами сопротивления вращению с учетом масляной пленки и так далее.

Общая стратегия развития методов расчета и конструирования подшипников кратко описана в работе [53]. В ней рассматриваются “проблемные вопросы расчета, проектирования, изготовления и испытаний подшипников для авиационных газотурбинных двигателей”.

Одним из ведущих предприятий в России является ЦИАМ, занимается вопросами проектирования и расчетов подшипников на протяжении многих десятилетий. В работах ЦИАМ отмечается, что для обеспечения конкурентоспособности перспективных двигателей “необходимо обеспечить повышение безопасности и долговечности подшипников на основе совершенствования конструкции подшипниковых опор и самих подшипников” [63]. Среди основных направлений по обеспечению ресурса и в статье выделена

необходимость точного определение нагрузок, действующих на подшипник, их стабильность, применение современных методов оценки долговечности, подтверждение работоспособности подшипников в экстремальных условиях. Целевым показателем по долговечности подшипников может быть непрерывная наработка более 40000 часов с параметром быстроходности $d_m \cdot n = 3 \cdot 10^6$ мм·об/мин.

Расчет долговечности подшипников является одной из приоритетных задач и должен проводится по методикам, учитывающим качество изготовления, материал подшипника, тонкость очистки масла, вязкость масла, частоту вращения и другие. Методики, которые сегодня разрабатываются и предлагаются к использованию должны быть подтверждены экспериментальными испытаниями.

В настоящее время в конструкциях современных двухкаскадных двигателей (ТРДДФ) достаточно широко применяются межвальные и межроторные подшипники качения, которые в силу своей конструкции находятся между двумя валами роторов, вращающихся с различной скоростью. В силу устоявшейся терминологии на предприятиях ОДК межвальными подшипниками называются подшипники, располагающиеся обычно в районе разделительного корпуса, межроторные подшипники – в турбинной части двигателя.

В отличие от подшипников обычного типа с закрепленным наружным кольцом межвальные и межроторные подшипники работают в более тяжелых условиях, связанных в первую очередь с частотой вращения валов, трудностями подвода охлаждающего масла, условиями сборки, часто сопровождающейся перекосами колец, статическими и динамическими нагрузками, приходящими на подшипники одновременно от двух роторов и рядом других. Для межвальных подшипников часто характерна недогруженность, приводящая к проскальзыванию тел качения и их быстрому выходу из строя.

1.2 Обзор литературы

Среди всего многообразия двигателей, где применяются межроторные подшипники, можно выделить российские двигатели АЛ-31Ф, АЛ-41Ф1С, РД-33МК, среди зарубежных двигатели М88-2, F110-GE-129, F119-PW-100 и другие.

Межроторный радиальный роликовый подшипник (далее МРП), устанавливаемый между валом турбины низкого давления (ТНД) и валом турбины высокого давления (ТВД), является одним из самых проблемных узлов двигателя. При выявлении признаков дефекта межроторного подшипника двигатель отстраняется от эксплуатации, так как это может привести к заклиниванию роторов и выходу из строя всего двигателя.

На работоспособность и ресурс межроторного подшипника влияет совокупность различных факторов, как внутренних, так и внешних: гироскопический момент и перегрузка при эволюциях самолета, дисбаланс и скольжение роторов, изменение температуры и вязкости масла и др. Интенсивность и продолжительность воздействия указанных факторов в эксплуатации могут варьироваться в широких пределах.

Существующая техническая спецификация ISO 281:2007 [3], ее расширение [4] и стандарт ГОСТ 18855-2013 [28] позволяют рассчитывать ресурс подшипника, используя динамическую грузоподъемность и вводя параметр предел усталостной нагрузки. Методики стандартов позволяют учитывать вращение роторов, температурное состояние подшипника. Гидродинамические процессы, развивающиеся в зоне контакта тел качения, учитываются с помощью полуэмпирических коэффициентов. Учитывается вязкость и загрязненность смазки, материал подшипников, его качество, чистота обработки контактных поверхностей.

Одной из основных причин отказа в условиях эксплуатации является возникновение значительных контактных напряжений и, как следствие, износ поверхностей качения [26], [62]. Техническая спецификация ISO 16281:2008 [2] расширяет набор факторов, действующих на подшипник, используя также действующие в зонах контакта тел качения напряжения.

Вместе с тем следует отметить, что в этих стандартах не учитываются перекосы колец, не учитывается податливость тонкостенных валов и корпусов, окружающих конструкцию подшипника, хотя их податливость может существенно изменить значение эквивалентных нагрузок, а следовательно, и контактных напряжений смятия. Не учитываются монтажные натяги и зазоры при установке подшипников в опору ротора, меняющихся от режима к режиму, не учитывается податливость колец подшипника, собственно вращение тел качения и так далее.

Сегодня существуют различные направления в работах по созданию методик по определению долговечности подшипников. Среди них расчетно-аналитические и экспериментальные. К экспериментальным относятся ресурсные испытания подшипников по эквивалентным программам.

Расчетно-аналитические методы в свою очередь также делятся на два направления – аналитические с расчетом эквивалентной нагрузки и последующей оценкой долговечности и методы, использующие численные конечно-элементные модели опорных узлов подшипников для расчета их напряженно-деформированного состояния. Направление, связанное с численными расчетами, базируется на фундаментальных положениях работ зарубежных ученых [38], [79] и ряда других. В российской литературе также можно выделить ряд работ, например, [56]. В последнем случае полученные контактные напряжения, их распределение участвуют в расчете долговечности по известным методикам, например, изложенным в международном стандарте ISO 16281-2008 [2]. Модели подшипников дополняются окружающими подшипник деталями, монтажными натягами и зазорами подшипника, температурами всех деталей, вращением или противовращением колец и тел качения, реакциями от действующих дисбалансных сил, силой веса, перекосом колец подшипника, приводящего к неравномерному распределению контактных напряжений в подшипниках.

Направление расчета напряженно-деформированного состояния роликовых подшипников под действием сил веса, дисбалансных сил, с учетом

податливости деталей колец и некоторых других факторов численными методами достаточно хорошо развито. Получаемые результаты и используются для расчета долговечности подшипников по указанным выше методикам. Вместе с тем вращение роторов, вращение тел качения в условиях зазоров и натягов, гидравлика и температурные факторы, а также другие вносят свои значительные поправки в расчетные значения долговечности.

Задача учета многочисленных конструктивных и эксплуатационных факторов при расчете долговечности подшипников аналитическими методами является весьма сложной и требует развития соответствующих методик.

Существуют исследования, показывающие влияние отдельно действующих факторов на ресурс подшипника. В работе [19] исследуется влияние жесткости подшипникового узла на долговечность подшипников, в работе [54] рассматривается задача о скольжении валов в межвальном роликовом подшипнике, в работе [34] рассматривается влияние температурного состояния колец подшипника на его долговечность.

Влияние внутреннего зазора на распределение нагрузки и срок службы радиально нагруженных шариковых и роликовых подшипников рассматривается в работе [11]. Представлена зависимость между долговечностью подшипника и внутренним зазором как функция диаметра шариков или роликов с поправкой на нагрузку. Влияние различных факторов на зазоры и влияние натягов на распределение нагрузки по телам качения в быстроходных роликоподшипниках показано в работе [20], [21].

Тема влияния прекоса колец в подшипнике на их долговечность рассматривается на протяжении многих лет начиная с работ Харриса Т.А. [81], в работах [15], [17], [48], [36] и других.

Следует отметить, что большинство аналитических методик по оценке долговечности подшипников, построены на теории Герца. Например, в одной из ранних работ [6] для расчета равновесия подшипника, и связанного с ним распределения нагрузки, рассматривается 5-ти степенная модель подшипника.

Внутренним трением авторы пренебрегают, кольца рассматриваются жесткими, материал линейно упругий, учитывается вращение и контактная деформация.

Большой интерес вызывает цикл работ одной группы авторов, появившиеся в последние несколько лет [10], [51], [40], [5]. В них в аналитической форме рассматриваются модели, учитывающие рабочий зазор на конкретном режиме работы, перекос и деформации колец, профиль тел качения и величины действующих на них сил инерции. Отмечается, что не учет этих факторов приводит к переоценке долговечности подшипников, что, конечно, не может не сказаться на безопасности работы двигателя. Предложенные в работах методики позволяют получить эквивалентную нагрузку для роликового подшипника качения, учитывая величину зазора (натяга) в подшипнике, податливость колец и опорного узла, технологическую некруглость колец, силы инерции, действующие на тела качения, профиль образующей тел качения (для роликов), перекос колец. Ее использование существенно уточняет оценку базовой долговечности по ГОСТ 18855-2013 [28] без использования больших ресурсов вычислительной техники. Вместе с тем можно отметить, что предложенные методики ориентируются на стандартные конструкторские решения опорных узлов роторов, то есть разработаны не для межроторного подшипника.

В существующей литературе крайне мало доступных работ, которые бы решали задачу по определению эквивалентной нагрузки в подшипнике от действия, некоторой совокупности факторов, тем более от их совместного действия. Отработкой методик по расчету долговечности подшипников качения с учетом совместного действия эксплуатационных факторов активно занимается ЦИАМ [61]. В работе описывается подход к расчету напряженно-деформированного состояния подшипника методом конечных элементов. Отмечается, что в отличие от методик, базирующихся на теории Герца, МКЭ позволяет значительно проще учесть многообразие факторов, при расчете напряженно-деформированного состояния. Среди них учет нелинейности свойств материалов; учет геометрической нелинейности; учет шероховатости

поверхностей, находящихся в контакте; учет влияния неравномерности температурных полей на материалы подшипника и его смазку и др. В качестве примера в статье приводятся результаты расчетов радиально-упорного и роликового подшипников, ведущихся в объемной нелинейной постановке. Сходимость к решению в процессе расчета обеспечивалась применением расширенного метода Лагранжа. Показаны результаты, которые невозможно получить в задаче Герца – максимальные напряжения в теле кольца роликового подшипника находятся не на его поверхности, а в подповерхностном слое. Показаны некоторые исследовательские результаты и, в частности, влияние температуры и скорости вращения на контактные напряжения и долговечность. В статье отмечается необходимость продолжать работы в этом направлении. Аналогичные выводы делаются и в работе [52].

Говоря о перекосе, как о весьма влияющем факторе на контактные напряжения, также возможном для учета в МКЭ расчетах, необходимо учесть следующее. Стандарт ГОСТ 3325-85 [30] определяет максимальный перекося колец коротких роликовых подшипников, который с учетом запаса при установке не должен превышать одной-двух минут. Вместе с тем не надо забывать и о том, что при работе на режиме из-за недостаточной жесткости валов и корпусов возможны перекося колец подшипников, а в роторной системе возможно появление форм колебаний с противоположными углами прогиба, которые могут добавить к сборочным угловым перекосям подшипника и режимные. Так в работе [46] отмечается, что результаты динамического анализа модели роторной системы в составе двигателя (установки) позволяют получить информацию (реакции подшипника, перекося колец), которая является исходной для решения задачи по определению долговечности подшипников и позволяет более обоснованно подойти к ее решению в составе конкретной роторной системы на конкретном режиме. Вопросам перекося посвящено достаточно большое количество работ. Перечислим только некоторые, среди них [16], [18], [49], [78].

Продолжая эту тему, следует сделать общее замечание по численному анализу напряженно-деформированного состояния подшипников и определению их долговечности. Во всех случаях требуется тщательная количественная подготовка исходных данных, начиная от геометрии подшипника, действующих нагрузок, зависящих от режимов работы двигателя, так и заканчивая температурным состоянием деталей подшипника и свойствами масла. Это отмечается в работах [73], [83], [13], [60] и др.

Сложность задачи для ее решения требует применения высокопроизводительных вычислительных комплексов (кластеров), требует тщательной настройки модели, подготовки исходных данных, связанных с условиями работы подшипникового узла на различных режимах, учета многочисленных граничных условий при взаимодействии деталей между собой, применения алгоритмов исследования сходимости решения к результату и оценки его точности [45], [67]. Весьма важен и выбор компьютерных средств для решения контактных динамических задач [35], [55].

Предварительные оценки в ОКБ им. А. Люльки показали возможность создания численной конечно-элементной модели межроторного подшипника и решения многофакторной задачи о контактных напряжениях, связанной с конструктивными особенностями подшипникового узла, а также условиями его работы.

Такой подход является весьма важным и перспективным при проектировании новых двигателей, хотя и требует значительных вычислительных ресурсов. Время, затрачиваемое на решение задачи, может окупиться полученными результатами по долговечности подшипникового узла с учетом всей совокупности действующих факторов.

С учетом сказанного была определена цель работы – разработка расчетно-экспериментальной методики по оценке долговечности межроторных подшипников по контактным напряжениям при проектировании ГТД с использованием численного моделирования при всех действующих на

подшипник факторов. Для достижения цели исследования были поставлены следующие научные и практические задачи:

- обзор существующей литературы по определению долговечности подшипников по контактным напряжениям смятия;
- разработка методики численного моделирования контактных напряжений в МРП
- определение долговечности МРП с использованием технической спецификации ISO 16281-2008;
- подготовка и проведение эквивалентных ускоренных испытаний по подтверждению расчетной долговечности МРП на экспериментальном стенде ЦИАМ.

1.3 Выводы по разделу

1. Проведен обзор литературных источников, направленных на решение задачи о долговечности подшипников качения с использованием контактных напряжений смятия.
2. Показано, что для межроторных подшипников при определении контактных напряжений смятия требуется учет многофакторности задачи – учета статических и динамических нагрузок, действующих на подшипник, направления вращения колец, инерционных сил от тел качения, податливости колец подшипника и окружающих его конструктивных элементов, перекосов колец, зазоров и натягов.
3. Отмечается, что численное моделирование межроторных подшипников качения является перспективным методом определения долговечности при проектировании ГТД.

2. РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В КОНТАКТНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

2.1 Введение

Большинство известных аналитических методов расчета контактных напряжений смятия в подшипниках основано на теории Герца о статическом контакте двух тел [81], [23]. Но для этой теории существует ряд упрощений:

- трение отсутствует;
- область контакта мала по сравнению с радиусами кривизны;
- материалы соприкасающихся тел однородны, изотропны и абсолютно упруги.

Численные методы расчета напряженно-деформированного состояния контакта тел качения и колец подшипника позволяет решать контактные задачи без упрощений, которые свойственны теории Герца. Существует много работ в этом направлении, среди них [22], [75], [49] и многие другие.

То есть существует возможность учитывать податливость колец подшипников, зазоры и натяги, вращение тел качения, моделировать трение и гидравлику подшипника; учитывать нелинейные свойства материала, учитывать шероховатость контактирующих поверхностей при помощи подбора размера конечно-элементной сетки и другие.

Этому вопросу посвящено достаточно много работ, как российских авторов, так и зарубежных и, в частности, в задачах по определению контактных напряжений в подшипниках качения. Среди них [14], [59], [22], [12] и другие.

Вопросам усталостной прочности посвящено большое количество как фундаментальных работ [57], [42], [41], [44], так и отдельных работ и статей [37], [66], [27], [80], [58] и других. В работе расчет долговечности ведется по предельным усталостным напряжениям допустимым в контактной зоне подшипников [22], [80], [58].

В настоящей работе все расчеты по оценке контактных напряжений смятия в межроторном роликовом подшипнике проводились в программном комплексе LS-DYNA.

2.2 Некоторые положения из LS-DYNA

Среди прикладных исследований, в которых применяется комплекс, задачи механики деформируемого тела [8], [7]. Явный и неявный решатели конечно-элементных моделей, создаваемых в комплексе, позволяют решать нелинейные квазистатические и статические задачи механики деформируемого тела, задачи теплопереноса и многие другие.

В задачах механики деформируемого тела решатели учитывают силы инерции и находят ускорения, по ним скорости и перемещения элементов конечно-элементной сетки, напряжения и деформации в элементах, энергетические параметры, усилия и моменты, нормальные и касательные силы, контактные параметры [55].

Термины явный и неявный относятся к алгоритмам интегрирования по времени. При явном интегрировании внутренние и внешние силы в каждом узле суммируются, а ускорение в узле рассчитывается делением на массу в узле. Решение получается интегрированием этого ускорения по времени. Максимальный шаг по времени ограничен условием Куранта, и тогда алгоритм состоит из большого числа шагов, для которых требуется сравнительно мало счетного времени.

При неявном интегрировании рассчитывается глобальная матрица жесткости, которая затем инвертируется и используется в системе уравнений, определяющих неуравновешенные усилия в узле, для получения приращения смещения. Преимущество такого подхода состоит в том, что пользователь может выбирать размер шага по времени, а его недостатком является большой объем вычислений, которые необходимо сделать для получения, хранения и факторизации матрицы жесткости. Поэтому при неявном расчете используется сравнительно небольшое число шагов, но они требуют значительных затрат времени.

Для вычислений неявным методом для построения гексагональной сетки предпочтительным является элемент типа 2 – полно интегрируемый объемный элемент (с выборочным понижением порядка интегрирования). Тип 2 объемного

элемента с выборочным понижением порядка интегрирования имеет формулировку, которая предполагает, что давление в пределах элемента остается постоянным, для того чтобы избежать разрыва силового потока при анализе почти несжимаемых сред. Однако если форма элемента плохая, то его отклик становится чрезмерно жестким из-за того, что не учитывается деформация сдвига.

2.3 Анализ факторов влияющих на точность модели

При использовании численной модели возникают проблемы с оценкой ее способности отражать реальную картину, что ставит под сомнение адекватность результатов моделирования. Для этого произведен анализ факторов, влияющих на точность модели.

Основными параметрами и характеристиками численной модели, которые влияют на продолжительность и точность расчетов, являются:

- характерный размер элементов, определяющий шаг расчетов;
- численная формулировка конечных элементов;
- метод интегрирования (явный, неявный).

Одной из важнейших частей работы при решении задач с помощью МКЭ является определение размерности конечно-элементной сетки в контактных поверхностях находя компромисс между точностью получаемых результатов и временем получения решений в расчетах.

На этапе отладки и доводки численной модели обычно выполняются сотни расчетных прогонов модели, требующих определенное время. В случае продолжительности одного такого прогона более 12 ч процесс доводки модели становится неэффективным. Поэтому параметры и характеристики численной модели должны формироваться так, чтобы обеспечивать требуемую вычислительную трудоемкость.

Среди факторов, не учитываемых при отработке методики оваллизация колец подшипников, гидродинамические эффекты в смазочном слое подшипника, проскальзывание тел качения в подшипниках и некоторые другие.

2.4 Учет шероховатости контактных поверхностей

Учет шероховатости поверхностей является важным моментом не только с позиций точности получаемых результатов, но и времени, затрачиваемого на расчетный процесс. Многие авторы отмечают необходимость ее учета. Среди российских работ можно выделить [77], [68], [71], [50], среди зарубежных - [9], [1] и другие.

Шероховатость поверхности — это совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенная с помощью базовой длины (Рис. 2.1).

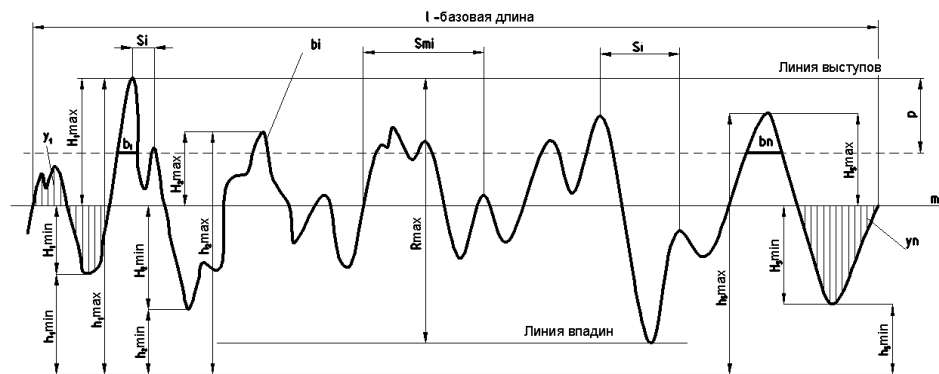


Рис. 2.1 Схема шероховатости поверхности и ее элементы [29]

Согласно чертежу подшипника параметр шероховатости контактирующей зоны тел качения с кольцами R_a (среднеарифметическое абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины) составляет 2,5 мкм. Для оценки влияния конечно-элементной сетки на результаты расчета было проведено два статических расчета с крупной и мелкой сетками.

Так как объемная модель подшипника требует больших временных ресурсов расчеты проводились в 2D постановке. Окружность колец и тел качения представляется в виде хорд, соответствующих размеру конечных элементов, выбранных для формирования сетки. Величина хорды контактирующих поверхностей выбиралась по параметру шероховатости согласно Рис. 2.2.

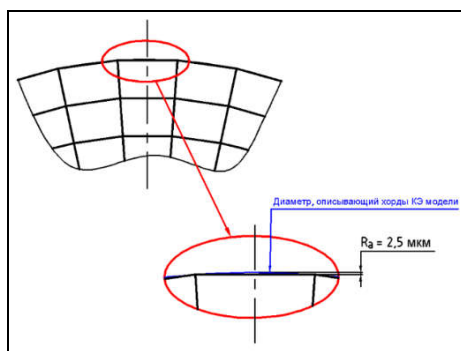


Рис. 2.2 Выбор величины хорды контактных поверхностей подшипника

Моделирование КЭ модели подшипника осуществлялось в программной среде MSC.PATRAN [82]. Граничные условия, время расчета, материалы, тип и свойства элементов задавались в «.key» файле. Упругопластический расчет выполнялся с использованием кода LS-DYNA/explicit. Конечно-элементная модель показана на Рис. 2.3.

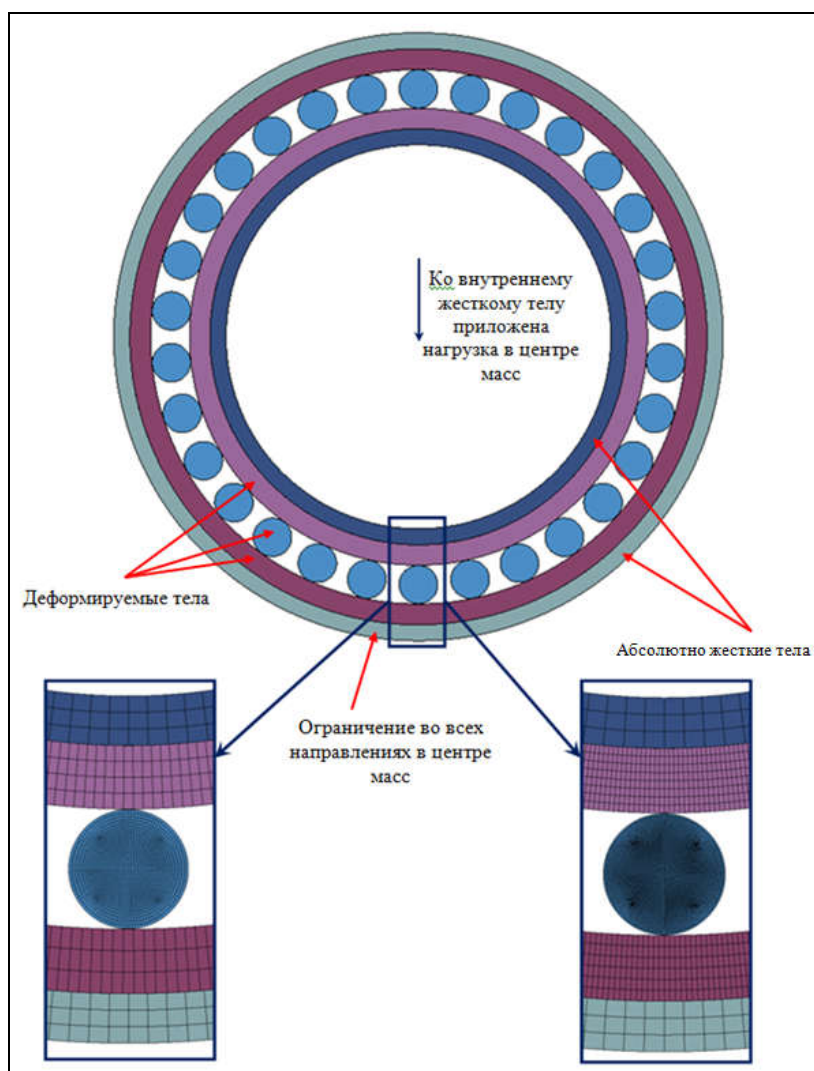


Рис. 2.3 Конечно-элементная модель МРП

Чтобы проследить влияние размера КЭ сетки на результаты расчета, было сделано два расчета с крупной и мелкой сеткой, уменьшенной в два раза.

Конечно-элементная модель подшипника с крупной сеткой состоит из 51691 элементов типа QUAD. Размер элементов роликов – 0,34 мм, размер элементов наружного кольца – 1,03 мм, размер элементов внутреннего кольца – 1,00 мм, размер элементов жестких тел – 2,00 мм. Закрепление осуществлялось в центре масс наружного жесткого тела. Нагрузка прикладывалась в центр масс внутреннего жесткого тела от 0 до 1000 кгс.

Второй расчет – мелкая сетка. В этом случае модель состояла 189546 элементов типа QUAD. Размер элементов роликов – 0,17 мм, размер элементов наружного кольца – 0,51 мм, размер элементов внутреннего кольца – 0,49 мм, размер элементов жестких тел – 2,00 мм.

Результаты расчетов представлены на

Рис. 2.4 и Рис. 2.5.

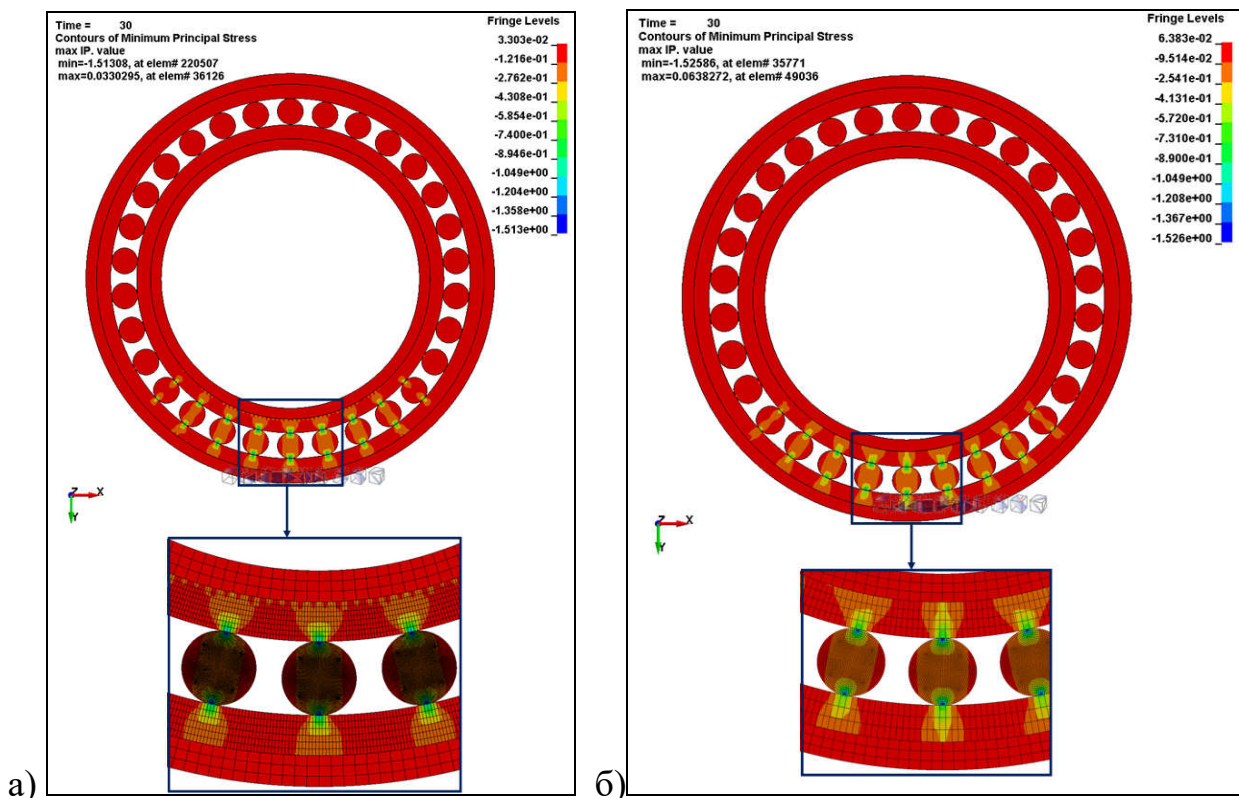


Рис. 2.4 Максимальные напряжения сжатия: а) крупная сетка; б) мелкая сетка

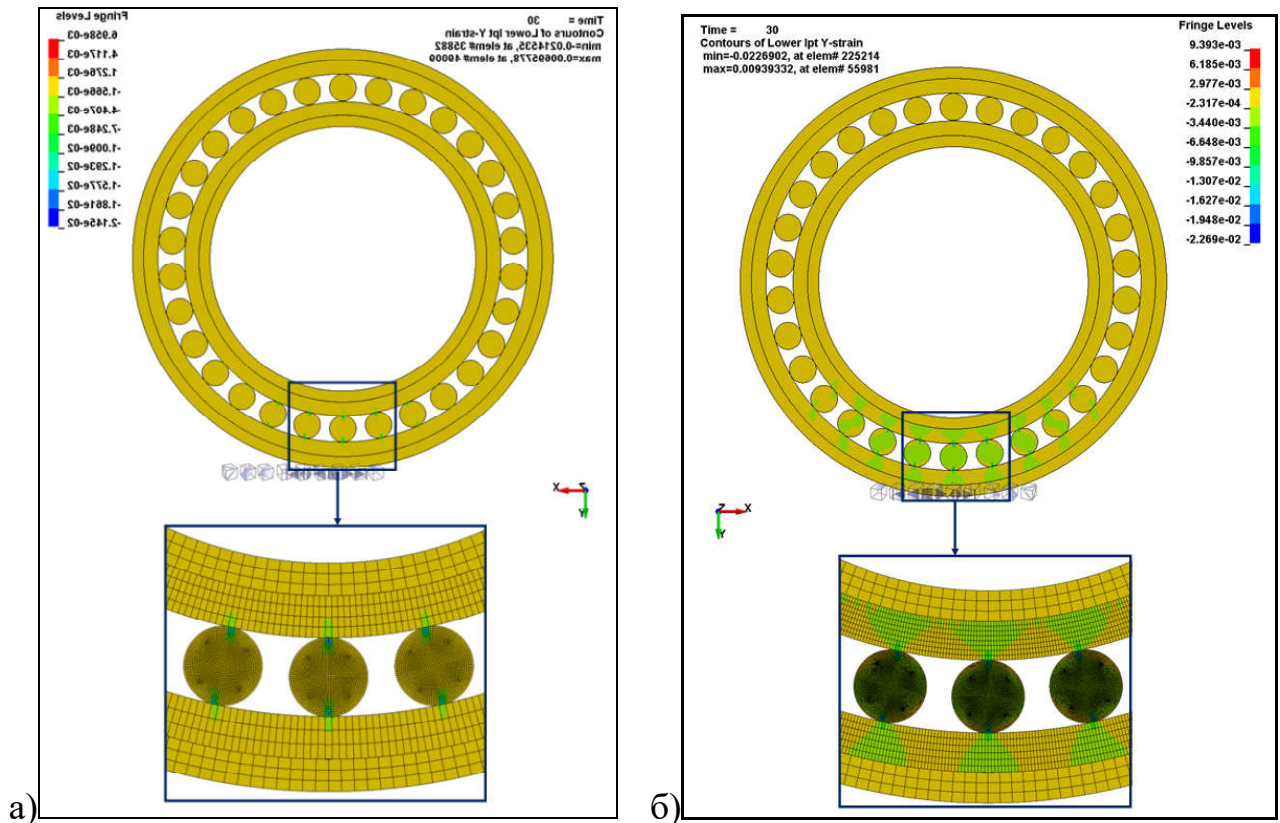


Рис. 2.5 Максимальная деформация: а) крупная сетка; б) мелкая сетка

По результатам расчётных исследований были сделаны следующие выводы:

- уменьшение размера КЭ сетки контактирующих поверхностей по параметру шероховатости не изменило результаты расчета и позволило использовать меньший расчетный ресурс;
- предложенная методика учета шероховатости может быть использована для подбора шага сетки по параметру R_a .
- методика подходит для всех видов плоских и твердотельных конечных элементов.

2.5. Выбор формулировки элементов для построения динамической КЭ модели подшипника

Оптимизация модели проводилась по критериям времени, затрачиваемого на расчеты и точностью расчетов. Получаемые значения определяются как методом интегрирования, так и самой формулировкой элементов конечно-

элементной сетки – элементы полного интегрирования, либо элементы с равномерным распределением напряжений.

Непосредственный выбор метода интегрирования неоднозначен, а также формулировки элементов конечно-элементной сетки неоднозначен, поэтому исследования включали работы по определению метода интегрирования и соответствующих задаче элементов.

Расчеты проводились для двух направлений вращения колец подшипника – однонаправленного и противоположного. Расчеты проводились на вычислительном кластере РСК «Торнадо» на 12 узлах.

2.5.1 Конечно-элементная модель подшипника – без сепаратора

Для подбора оптимальной формулировки элементов в модели подшипника проводились расчеты контактных напряжений без учета сепаратора подшипника.

Для уравнивания динамической системы к внешним силам и реакциям в модели подшипника добавляются инерционные силы. При вращении силы инерции в неинерциальной системе отсчета заменялись объемным полем центробежных сил, действующих вдоль радиуса. Каждый ролик закреплен от перемещений в тангенциальном направлении.

Для оценки влияния формулировки КЭ элементов было выполнено 6 расчетов:

- расчет МРП явным методом, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования) - кольца вращаются в одном и противоположных направлениях;
- расчет МРП явным методом, формулировка элементов 1 (формулировка объемного элемента с равномерным распределением напряжений) - кольца вращаются в одном и противоположных направлениях;
- расчет МРП неявным методом - кольца вращаются в одном и противоположных направлениях.

Модель подшипника представлена на Рис. 2.6.

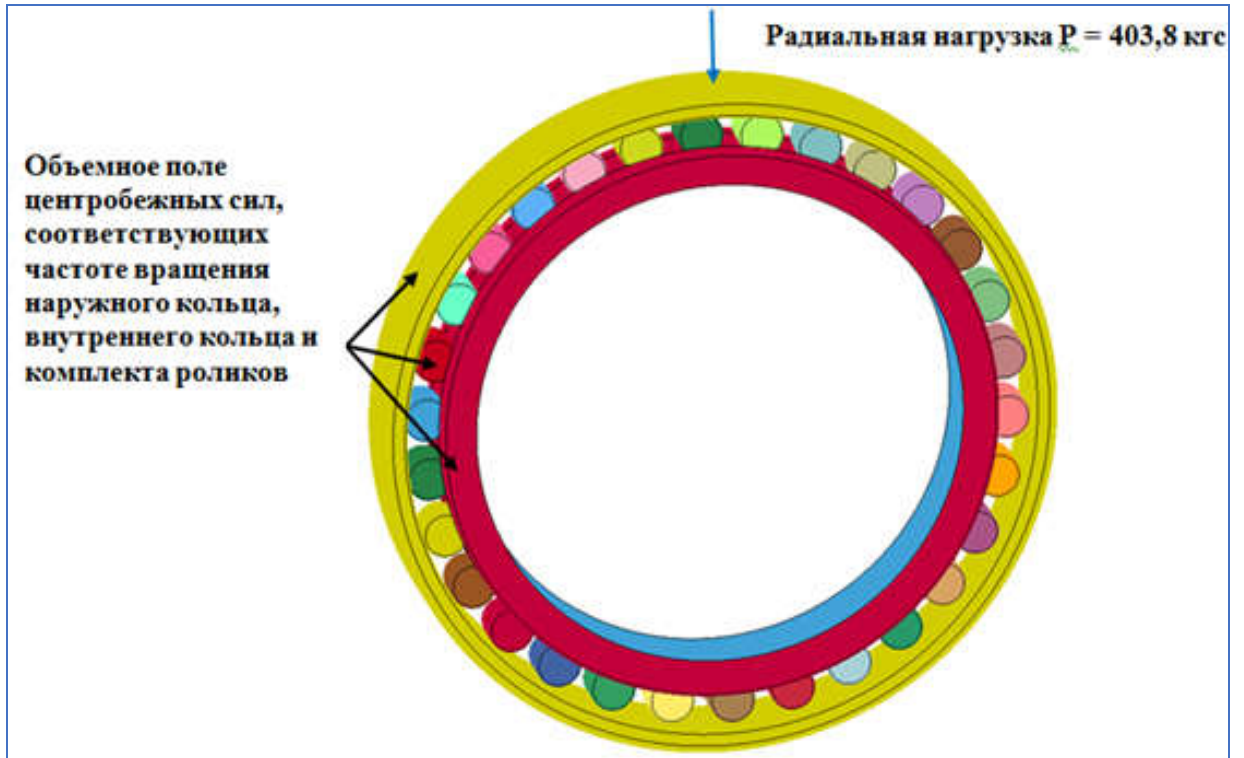
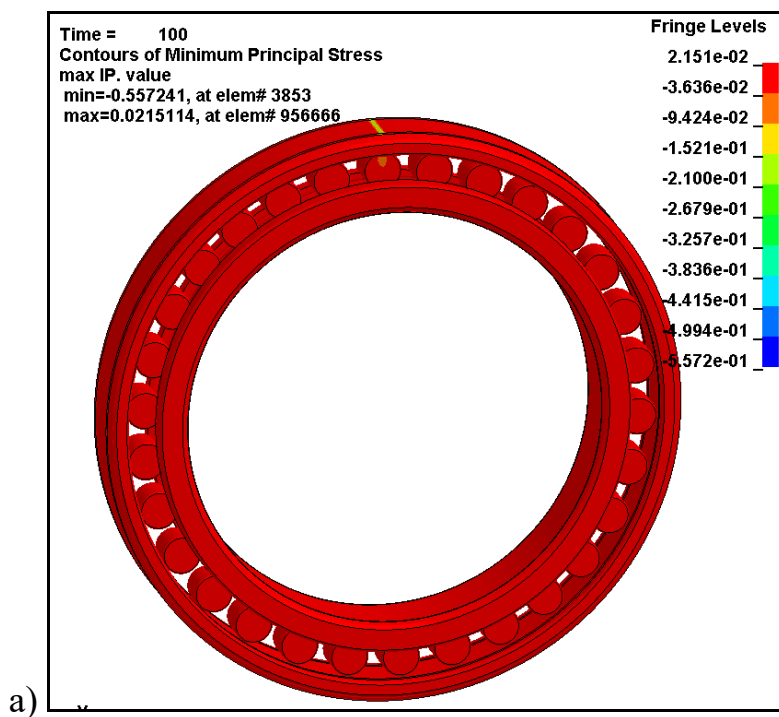


Рис. 2.6 Конечно-элементная модель подшипника

Полученные результаты расчетов для противоположного вращения колец представлены на Рис. 2.7, Рис. 2.8, Рис. 2.9.



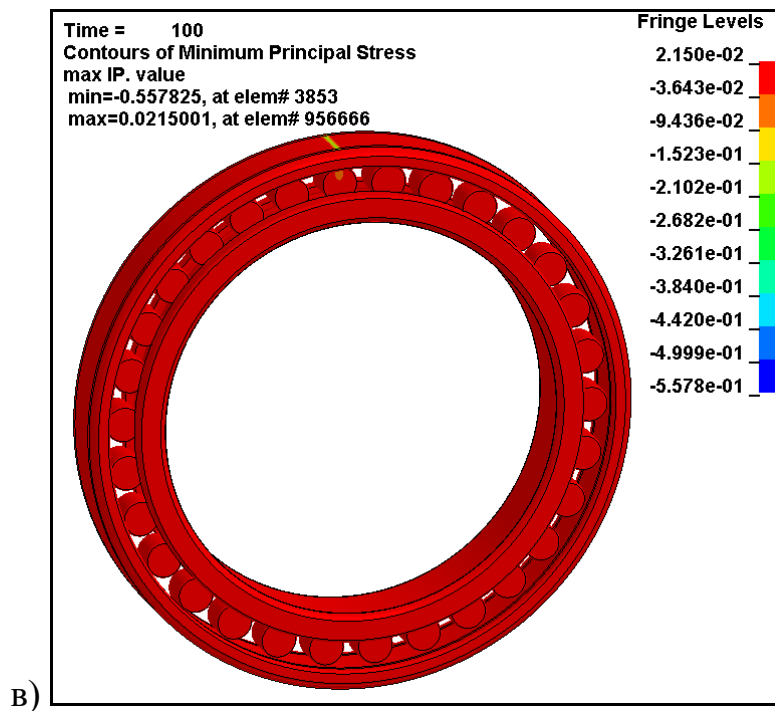
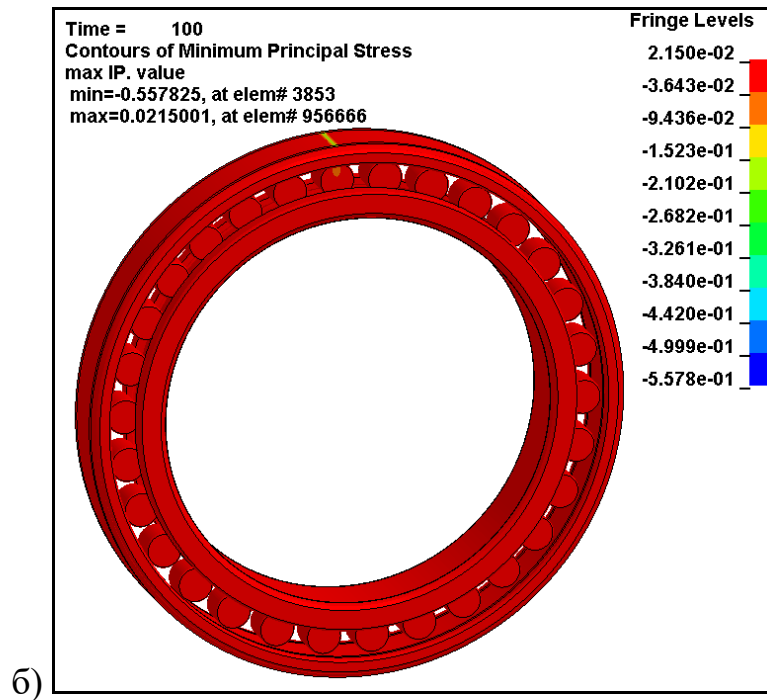


Рис. 2.7 Максимальные контактные напряжения – кольца вращаются в противоположных направлениях: а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) явный метод расчета, формулировка элементов 1 (формулировка объемного элемента с равномерным распределением напряжений); в) неявный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования)

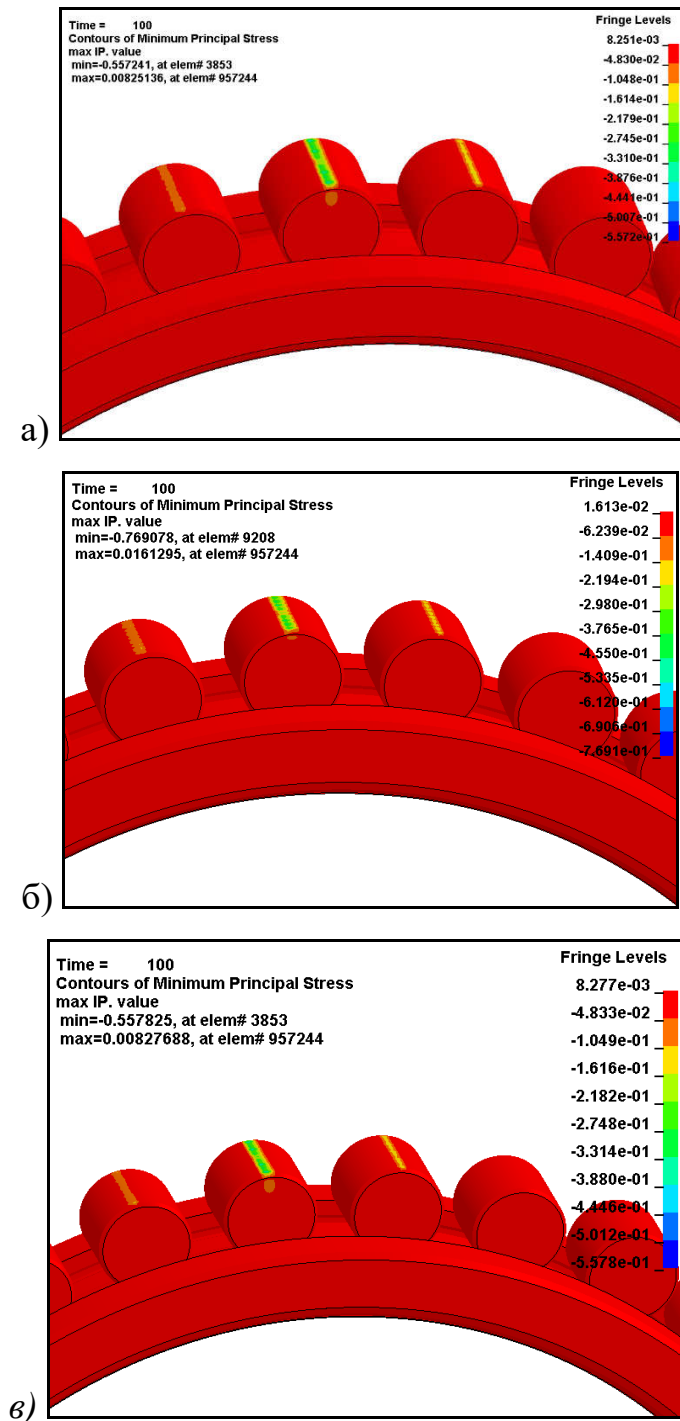


Рис. 2.8 Максимальные контактные напряжения (вид без наружного кольца подшипника) - кольца вращаются в противоположных направлениях: а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) явный метод расчета, формулировка элементов 1 (формулировка объемного элемента с равномерным распределением напряжений); в) неявный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования)

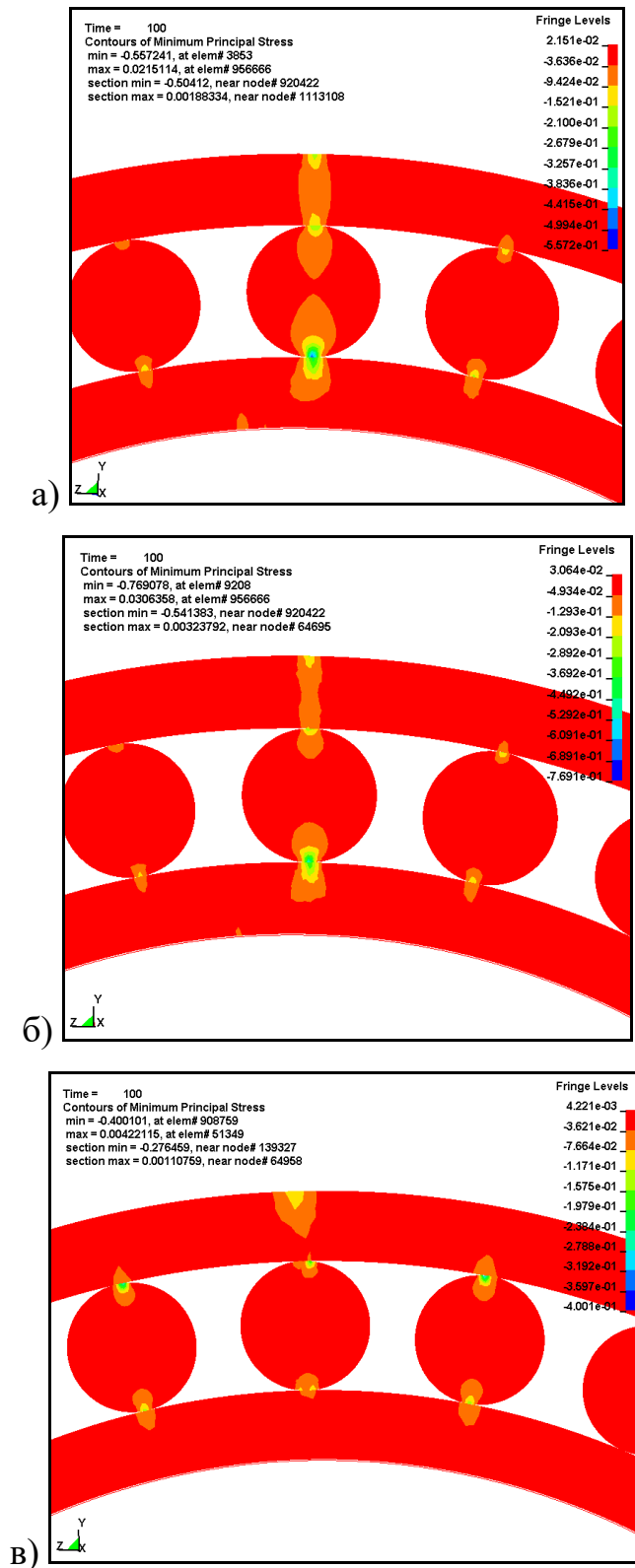


Рис. 2.9 Максимальные контактные напряжения (сечение КЭ модели - кольца вращаются в противоположных направлениях): а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) явный метод расчета, формулировка элементов 1 (формулировка объемного элемента с равномерным распределением напряжений); в) неявный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования)

Контроль расчета и его стабильности осуществлялись по значениям кинетической энергии вращающихся элементов конструкции во времени, Рис. 2.10.

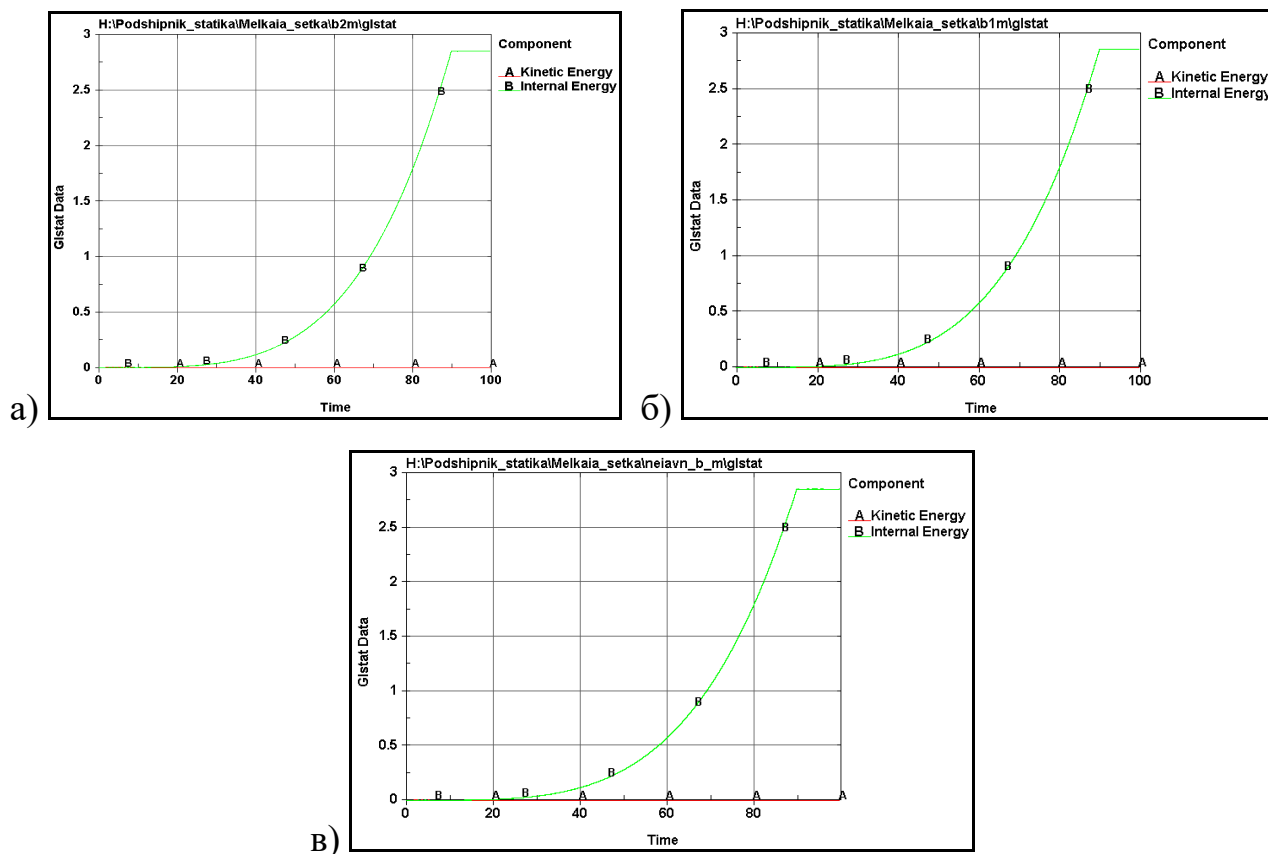


Рис. 2.10 Графики внутренней и кинетической энергий а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) явный метод расчета, формулировка элементов 1 (формулировка объемного элемента с равномерным распределением напряжений); в) неявный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования)

По графикам видно, что раскрутка подшипника при приложении нагрузки в диапазоне от 0 до 100 мс происходила равномерно, без динамических всплесков.

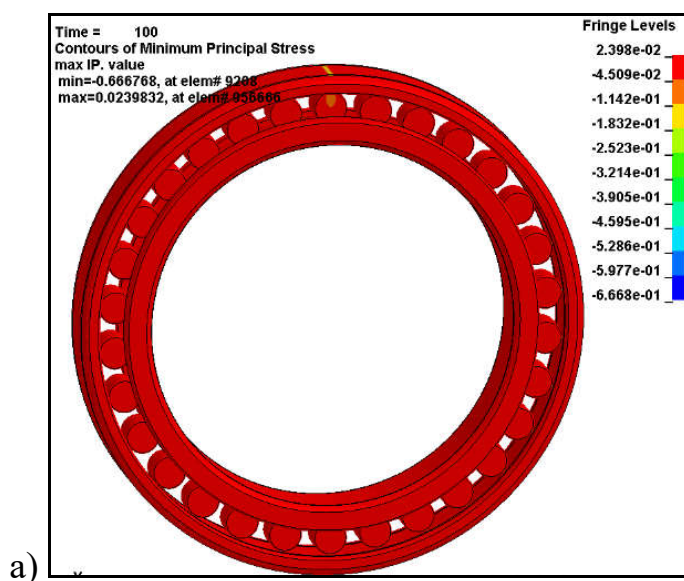
Затраченное время расчета для различных формулировок рассматриваемых элементов и методов интегрирования показано на Рис. 2.11.

	Problem time	=	1.0000E+02
	Problem cycle	=	3927098
a)	Total CPU time	=	59450 seconds (16 hours 30 minutes 50 seconds)
	Problem time	=	1.0000E+02
	Problem cycle	=	3927133
б)	Total CPU time	=	37105 seconds (10 hours 18 minutes 25 seconds)
	Problem time	=	1.0000E+02
	Problem cycle	=	3927089
в)	Total CPU time	=	113230 seconds (31 hours 27 minutes 10 seconds)

Рис. 2.11 Время затраченное на расчет: а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) явный метод расчета, формулировка элементов 1 (формулировка объемного элемента с равномерным распределением напряжений); в) неявный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования)

Результаты расчетов для однонаправленного вращения колец представлены на Рис. 2.12,

Рис. 2.13, Рис. 2.14.



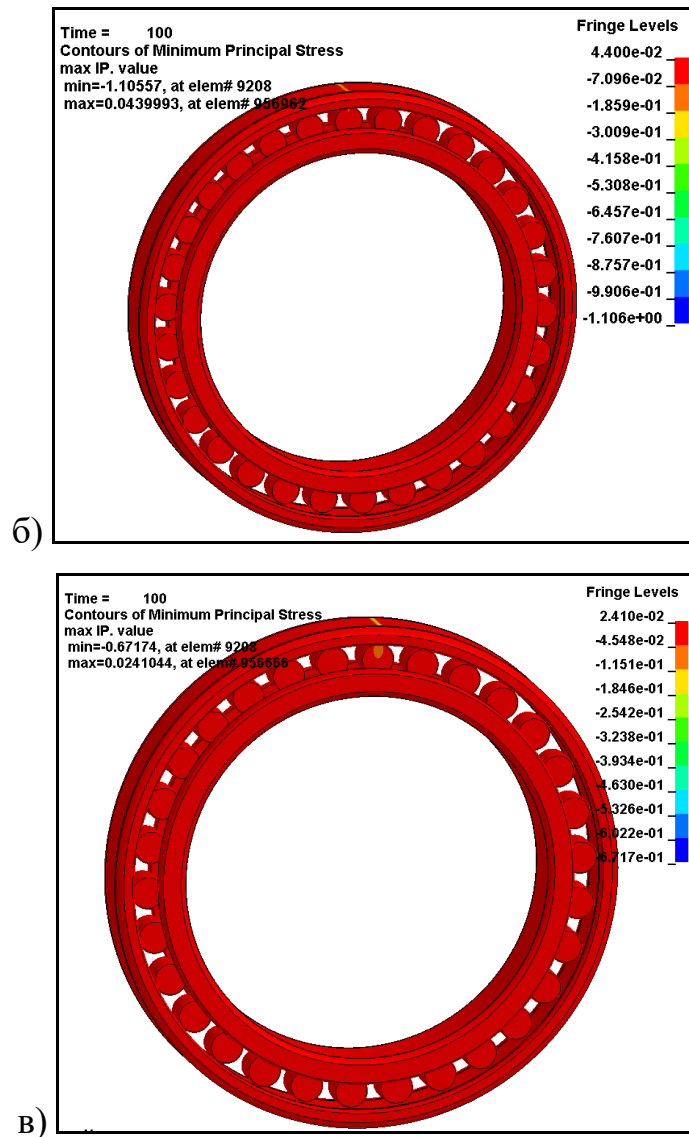
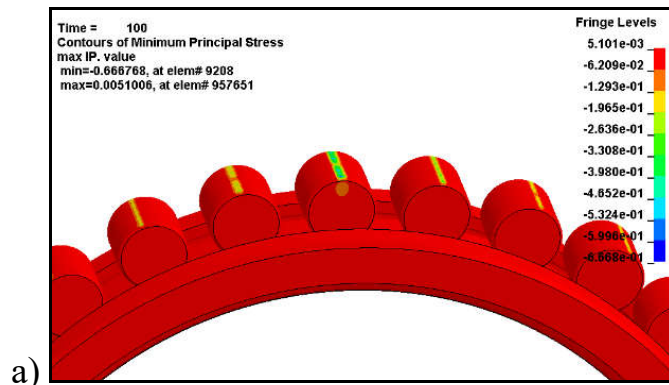


Рис. 2.12 Максимальные контактные напряжения - кольца вращаются в одном направлении: а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) явный метод расчета, формулировка элементов 1 (формулировка объемного элемента с равномерным распределением напряжений); в) неявный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования)



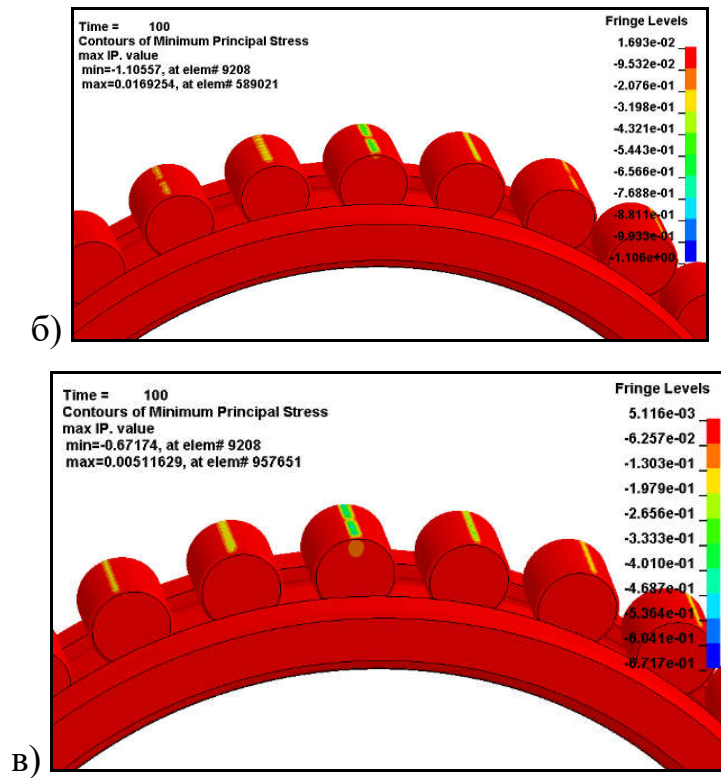
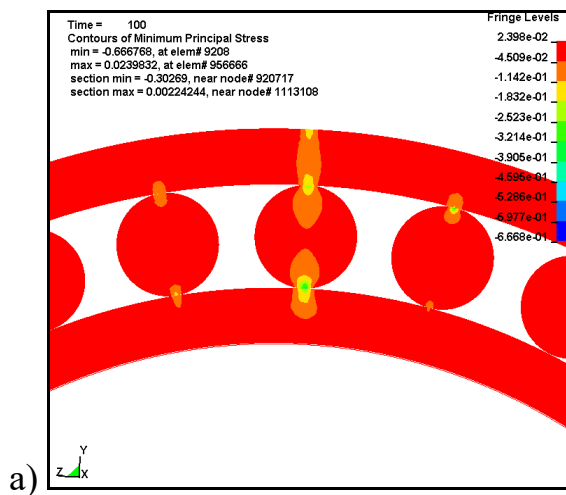


Рис. 2.13 Максимальные контактные напряжения - кольца вращаются в одном направлении (вид без наружного кольца подшипника): а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) явный метод расчета, формулировка элементов 1 (формулировка объемного элемента с равномерным распределением напряжений); в) неявный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования)



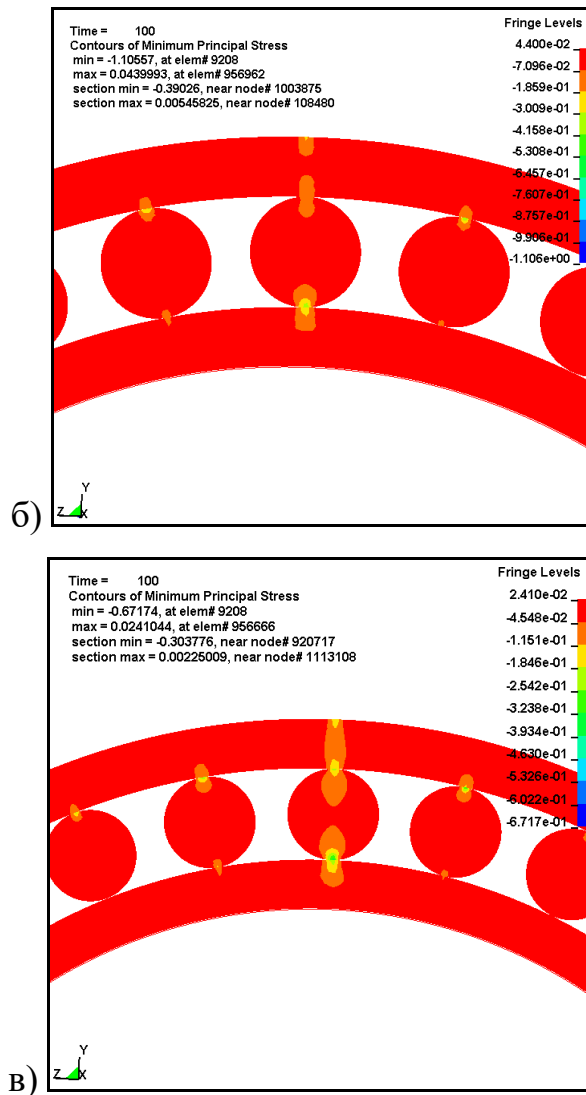


Рис. 2.14 Максимальные контактные напряжения - кольца вращаются в одном направлении (сечение КЭ модели): а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) явный метод расчета, формулировка элементов 1 (формулировка объемного элемента с равномерным распределением напряжений); в) неявный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования)

Как и в предыдущем случае проводилась оценка правильности и стабильности проводимых расчетов по значениям потенциальной и кинетической энергиям, Рис. 2.15.

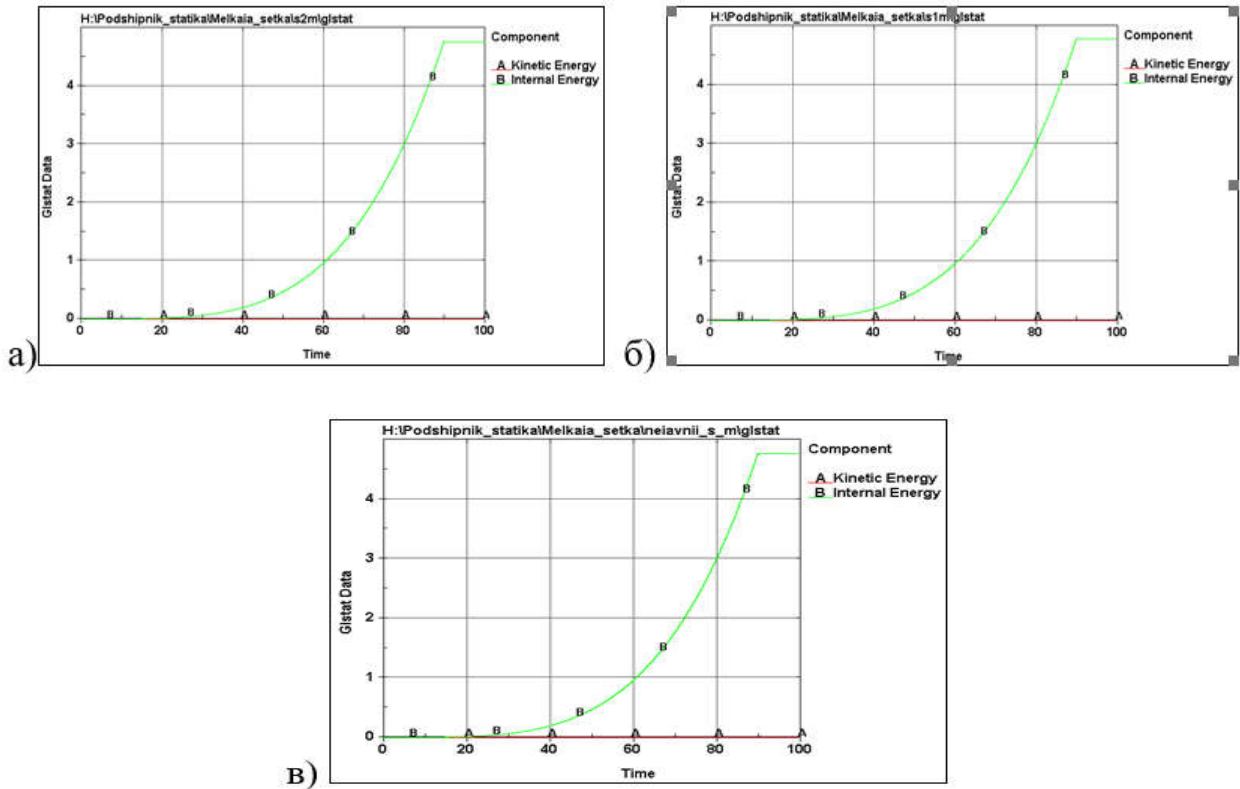


Рис. 2.15 Графики внутренней, кинетической энергии при статическом анализе - кольца вращаются в одном направлении: а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) явный метод расчета, формулировка элементов 1 (формулировка объемного элемента с равномерным распределением напряжений); в) неявный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования)

Время, затраченное на расчеты, показано на Рис. 2.16.

	Problem time	=	1.0000E+02
	Problem cycle	=	3927292
а)	Total CPU time	=	61160 seconds (16 hours 59 minutes 20 seconds)
	Problem time	=	1.0000E+02
	Problem cycle	=	3927318
б)	Total CPU time	=	37079 seconds (10 hours 17 minutes 59 seconds)
	Problem time	=	1.0000E+02
	Problem cycle	=	3927295
в)	Total CPU time	=	119873 seconds (33 hours 17 minutes 53 seconds)

Рис. 2.16 Время затраченное на расчет: а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) явный метод расчета, формулировка элементов 1 (формулировка объемного элемента с равномерным распределением напряжений); в) неявный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования)

Окончательные результаты, полученные для всех проведенных расчетов при отработке КЭ методики определения контактных напряжений в роликовом подшипнике, представлены в Табл. 2.1.

Табл. 2.1 К выбору элементов и метода интегрирования

Направление вращения колец	Время расчета, ч:мин:с	Напряжения сжатия (главные) кгс/мм ²	Метод интегрирования	Формулировка элементов
Противоположное вращение колец	16:30:50	55,72	явный	2 – элементы полного интегрирования
	10:18:25	76,91	явный	1 – элементы с равномерным распределением напряжений
	31:27:10	55,78	неявный	2 – элементы полного интегрирования
Однонаправленное вращение колец	16:59:20	66,68	явный	2 – элементы полного интегрирования
	10:17:59	110,6	явный	1 – элементы с равномерным распределением напряжений
	33:17:53	67,17	неявный	2 – элементы полного интегрирования

2.5.2 Конечно-элементная модель подшипника с сепаратором

В подразделе приведены расчеты по влиянию сепаратора на контактные напряжения смятия в МРП. Расчеты проводились для однонаправленного и противоположного вращения колец, элементов полного интегрирования явным и неявным методами интегрирования.

Конечно-элементная модель МРП с сепаратором представлена на Рис. 2.17

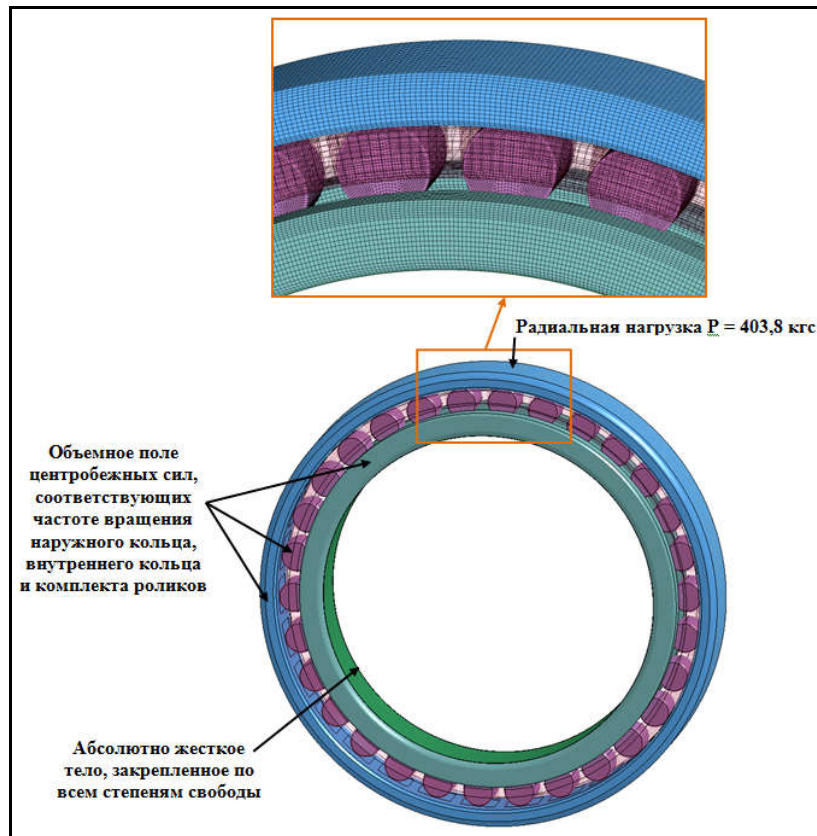


Рис. 2.17 Конечно-элементная модель подшипника с сепаратором

Результаты расчетов показаны на Рис. 2.18, Рис. 2.19, Рис. 2.20, Рис. 2.21

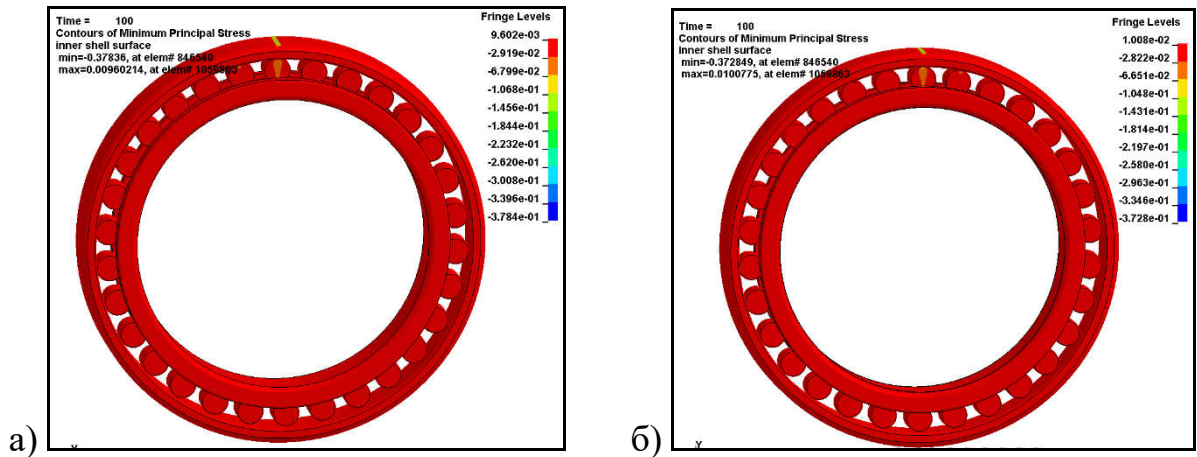


Рис. 2.18 Максимальные контактные напряжения - кольца вращаются в противоположных направлениях: а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) неявный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования)

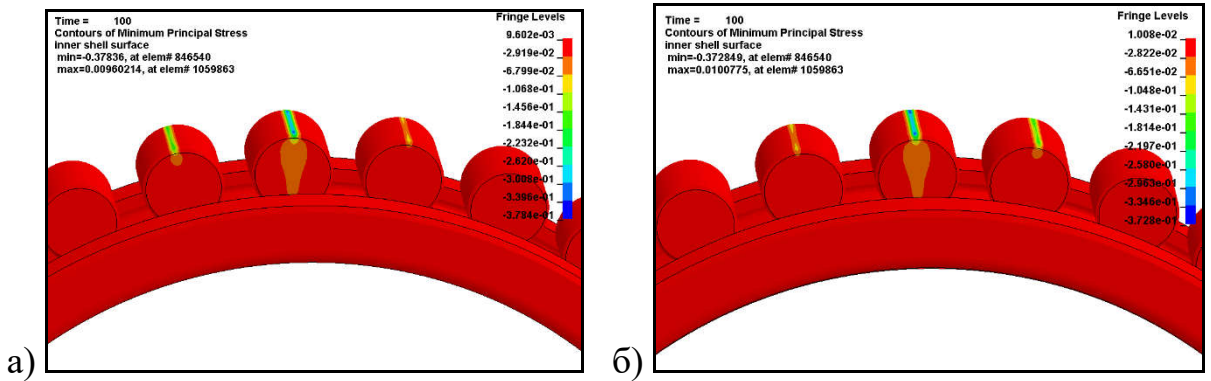


Рис. 2.19 Максимальные контактные напряжения - кольца вращаются в противоположных направлениях (вид без наружного кольца подшипника): а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) неявный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования)

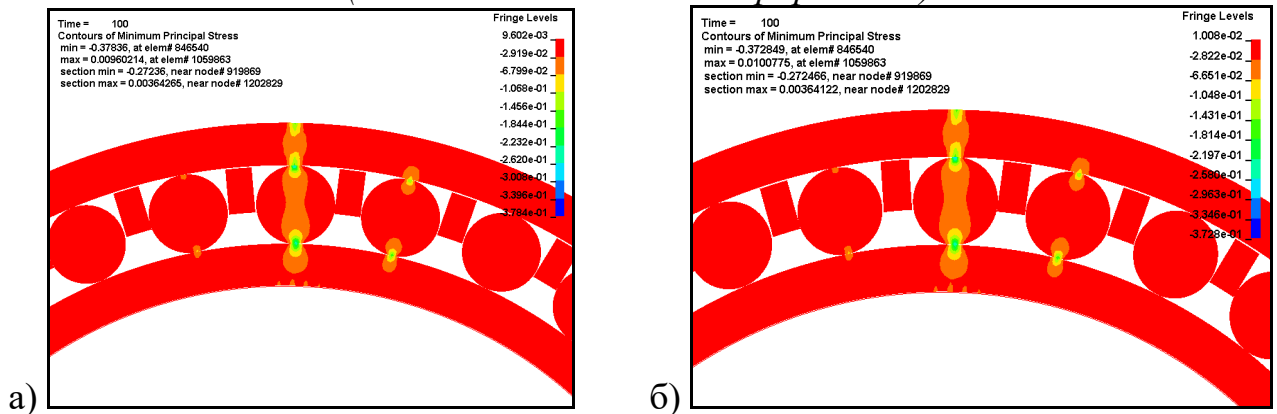


Рис. 2.20 Максимальные контактные напряжения - кольца вращаются в противоположных направлениях (сечение КЭ модели): а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) неявный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования)

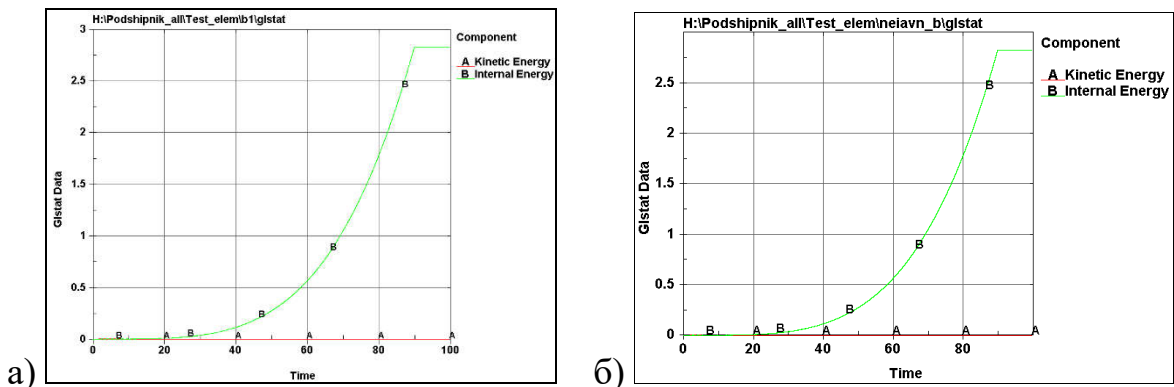


Рис. 2.21 Графики внутренней и кинетической энергии при статическом анализе - кольца вращаются в противоположных направлениях: а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) неявный метод расчета

а)	Problem time	=	1.0000E+02
	Problem cycle	=	4124241
	Total CPU time	=	99749 seconds (27 hours 42 minutes 29 seconds)
б)	Problem time	=	1.0000E+02
	Problem cycle	=	4124243
	Total CPU time	=	165887 seconds (46 hours 4 minutes 47 seconds)

Рис. 2.22 Время, затраченное на расчет: а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) неявный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования)

Ниже представлены аналогичные результаты, но для однонаправленного вращения колец, Рис. 2.23 - Рис. 2.28.

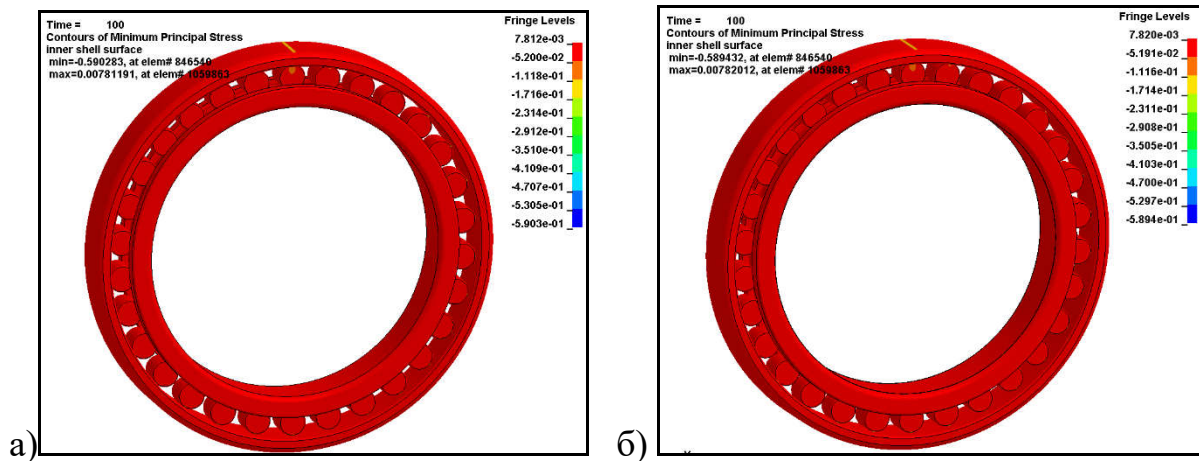


Рис. 2.23 Максимальные контактные напряжения - кольца вращаются в одном направлении: а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) неявный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования)

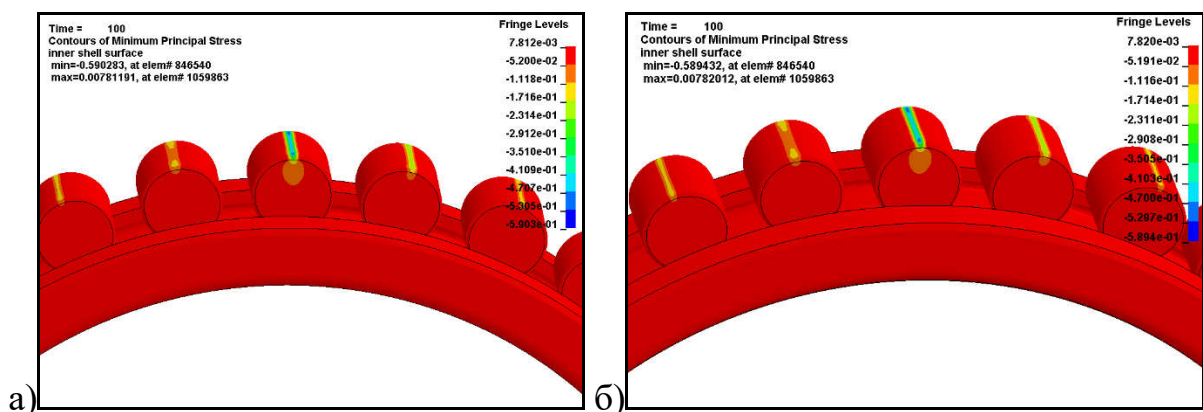


Рис. 2.24 Максимальные контактные напряжения - кольца вращаются в одном направлении (вид без наружного кольца подшипника): а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) неявный метод расчета

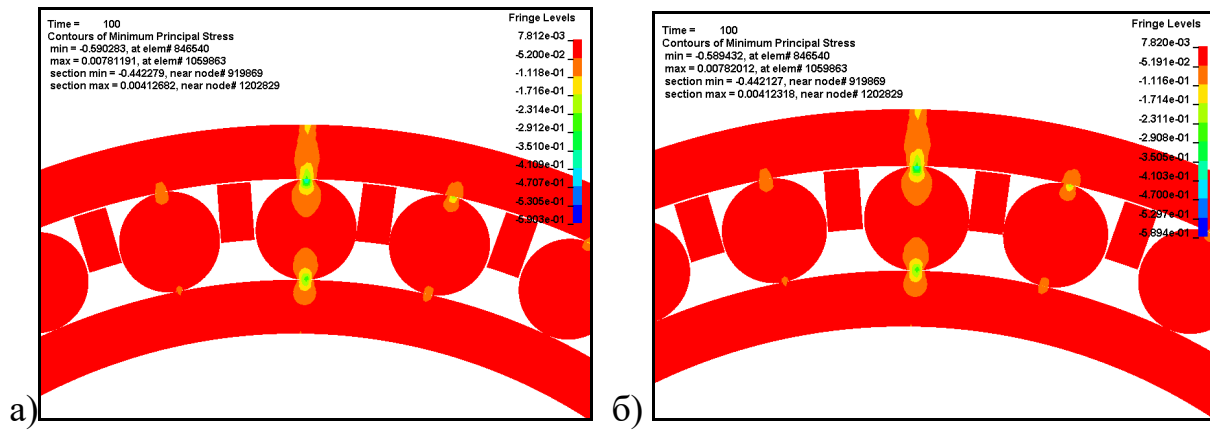


Рис. 2.25 Максимальные контактные напряжения - кольца вращаются в одном направлении (сечение КЭ модели): а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) неявный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования)

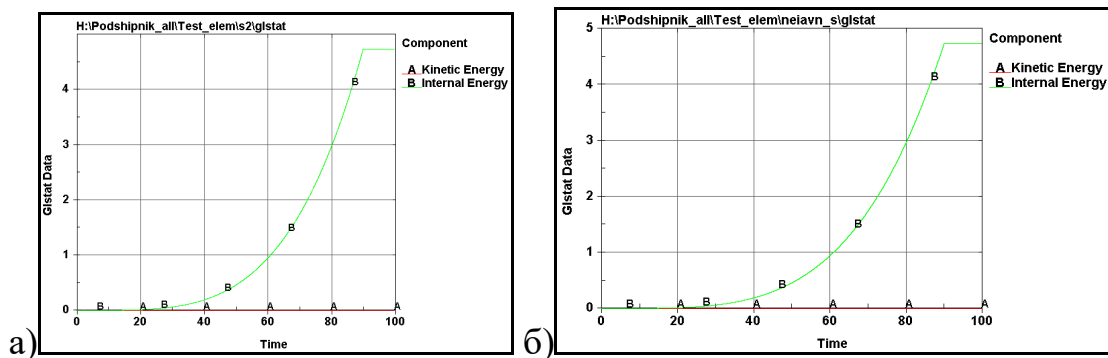


Рис. 2.26 Графики внутренней и кинетической энергий при статическом анализе когда кольца вращаются в одном направлении: а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) неявный метод расчета

	Problem time	=	1.00000E+02
	Problem cycle	=	4124174
а)	Total CPU time	=	100640 seconds (27 hours 57 minutes 20 seconds)
	Problem time	=	1.00000E+02
	Problem cycle	=	4124206
б)	Total CPU time	=	165240 seconds (45 hours 54 minutes 0 seconds)

Рис. 2.27 Время, затраченное на расчет: а) явный метод расчета, формулировка элементов 2 (элементы полного интегрирования); б) неявный метод расчета

Сравнение двух расчетов межроторного подшипника с моделями полного интегрирования, с сепаратором и без сепаратора показало необходимость учета сепаратора подшипника при определении контактных напряжений смятия. В

частности, учет сепаратора приводит к значительному снижению напряжений смятия при противоположном вращении колец подшипника, Табл. 2.2.

Табл. 2.2 Влияние сепаратора МРП на контактные напряжения сжатия

Направление вращения колец	Напряжения сжатия, кгс/мм ²		Метод интегрирования
	Без сепаратора	С сепаратором	
Противоположное вращение колец	55.72	37.84	явный
	55.78	37.28	неявный
Однонаправленное вращение колец	66.98	58.03	явный
	67.72	58.84	неявный

По результатам расчётных исследований были сделаны следующие выводы:

- элементы полного интегрирования вне зависимости от используемого метода интегрирования показали практически одинаковые напряжения в контактной зоне подшипника;
- учитывая, что неявные методы интегрирования являются в своей основе более точными, то полученные результаты при использовании явного метода интегрирования можно считать правильными;
- с учетом полученного времени расчетов для дальнейшего использования был выбран явный метод интегрирования;
- использование в модели подшипника элементов с равномерным распределением напряжений, показавших более высокое быстродействие процесса интегрирования, показало существенное отличие полученных напряжений от напряжений с элементами полного интегрирования, полученных неявным методом интегрирования, т.е. показали низкую точность расчета;
- противоположное вращение колец сопровождается меньшими напряжениями по сравнению с однонаправленным.
- включение сепаратора в модель подшипника существенно уточняет результаты расчеты.

С учетом сказанного для дальнейшего использования при определении контактных напряжений в межроторном подшипнике были выбраны элементы с формулировкой 2 (элементы полного интегрирования) и явный метод интегрирования.

2.6 Влияние различных углов перекоса на контактные напряжения

Говоря о перекосе, как о весьма влияющем факторе на контактные напряжения, также возможном для учета в МКЭ расчетах, необходимо учесть следующее. Стандарт ГОСТ 3325-85 [30] определяет максимальный перекос колец коротких роликовых подшипников, который с учетом запаса при установке не должен превышать двух-шести минут (последнее значение для ролика с модифицированным контактом). Согласно справочнику [59] ориентировочное значение допустимого угла перекоса для подшипника с короткими цилиндрическими роликами равно $4'$.

При работе на режиме из-за недостаточной жесткости валов и корпусов возможны перекосы колец подшипников, а в роторной системе возможно появление форм колебаний с противоположными углами прогиба, которые могут добавить к сборочным угловым перекосам подшипника и режимные [46].

Для подшипниковых опор перспективных ГТД, в том числе с МРП, предъявляются следующие требования по перекосу:

- не допускается работа подшипника с взаимным перекосом колец более $10'$,
- максимальный угол перекоса в подшипниках с повышенным радиальным зазором может кратковременно в течение $0,1 - 0,2$ % ресурса) достигать $40'$

В процессе исследования влияния перекоса на контактные напряжения МРП для обоих вариантов вращения колец проведены следующие расчеты:

- угол перекоса - $4'$;
- угол перекоса - $10'$;
- угол перекоса - $40'$.

Для расчета были взяты модели из предыдущих разделов с поворотом колец на нужный угол с формулировкой элементов 2 (элементы полного интегрирования). Для реализации углов перекоса гексагональная сетка наружного кольца была облита SHELL элементами и закреплена в окружных направлениях, так как гексагональные элементы не имеют вращательных степеней свободы. Центробежная сила наружного кольца была приложена в локальной системе координат, с учетом его угла поворота.

Результаты численных расчетов показаны на Рис. 2.28 и Рис. 2.29.

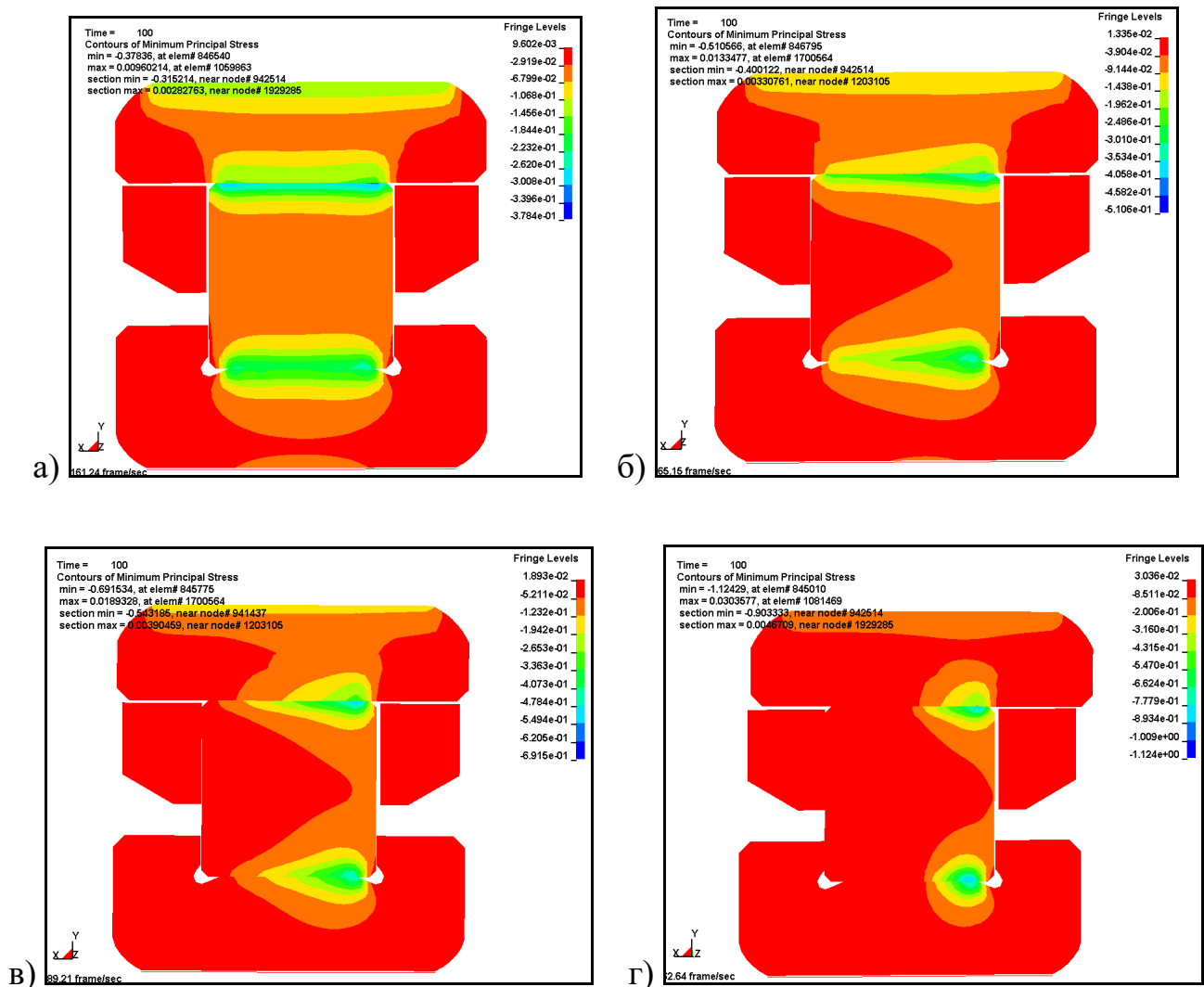


Рис. 2.28 Максимальные контактные напряжения - кольца вращаются в противоположных направлениях (сечение КЭ модели): а) перекос колец 0°; б) перекос колец 4°; в) перекос колец 10°; г) перекос колец 40°

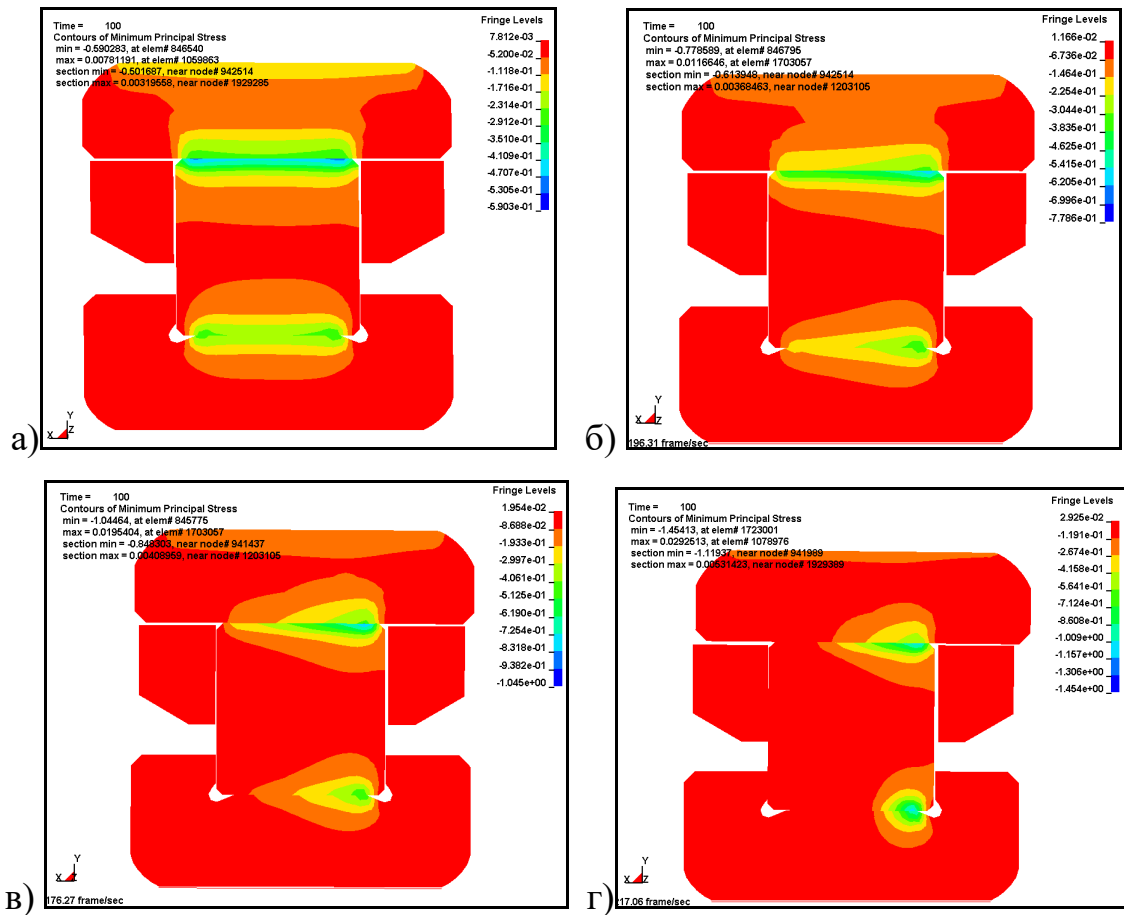


Рис. 2.29 Максимальные контактные напряжения - кольца вращаются в одном направлении (сечение КЭ модели): а) перекол колец 0°; б) перекол колец 4°; в) перекол колец 10°; г) перекол колец 40°

Графическое представление максимальных контактных напряжений в зависимости от прекоса колец показано на Рис. 2.30.

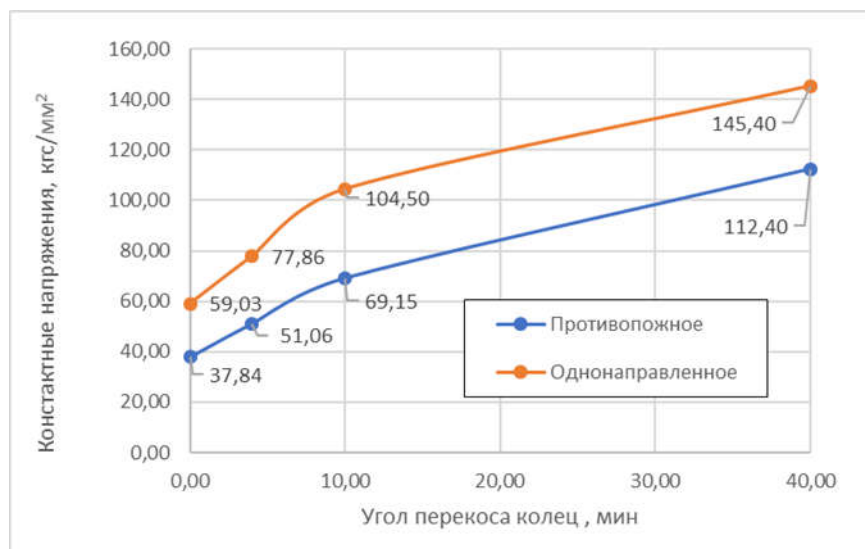


Рис. 2.30 Максимальные контактные напряжения в зависимости от углов перекоса

Численные значения контактных напряжений представлены в Табл. 2.3.

Табл. 2.3 Контактные напряжения в зависимости от углов перекоса колец

Направление вращения колец	Угол перекоса, °	Максимальные напряжения смятия, кгс/мм ²
Противоположное вращение колец	0	37,84
	4	51,06
	10	69,15
	40	112,4
Однонаправленное вращение колец	0	59,03
	4	77,86
	10	104,5
	40	145,4

Можно отметить, что в случае противоположного вращения колец влияние углов перекоса на контактные напряжения смятия существенно меньше, чем при однонаправленном, что также является определенным достоинством таких подшипников.

2.7. Выводы по разделу

Отработана методика расчета контактных напряжений в МРП с различными вариантами вращения колец подшипника – однонаправленным и противоположным в программной системе LS-DYNA. В частности:

1. Показана возможность определять размер сетки при учете шероховатости поверхностей качения равным параметру R_a ;
2. Элемент полного интегрирования является предпочтительным при формировании конечно-элементной модели подшипника качения;
3. Результаты расчетов контактных напряжений с использованием двух методов интегрирования – явного и неявного – практически одинаковы;

4. Использование явного метода интегрирования при сохранении точности расчетов позволяет многократно сократить время расчета по сравнению с неявным методом;
5. Использование элемента с равномерным распределением напряжений нежелательно из-за низкой точности получаемых результатов, несмотря на его быстродействие;
6. Перекосы колец вызывают увеличение максимальных контактных напряжений. Этот факт необходимо учитывать в расчетах долговечности МРП;
7. Противоположное вращение колец сопровождается меньшими напряжениями по сравнению с однонаправленным.
8. Учет сепаратора в конечно-элементной модели межроторного подшипника существенно уточняет значения контактных напряжений смятия в межроторном подшипнике.

3 ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ НАПРЯЖЕНИЙ ПОДШИПНИКА В СОСТАВЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДА

3.1 Введение

Для определения контактных напряжений смятия и как следствие оценки долговечности был проведен динамический расчет межроторного подшипника 5AB1002926P4 в составе экспериментального стенда в двух вариантах (с однонаправленным и противоположным вращением валов).

В модели подшипника были учтены следующие факторы:

- вращение двух роторов;
- радиальная нагрузка и место ее приложения;
- податливость колец и элементов конструкции;
- перекос колец при приложении нагрузки;
- сепаратор;
- шероховатость поверхности контактных деталей подшипника;
- нелинейные свойства материала;
- вращение тел качения вокруг собственной оси.

КЭ модель подшипника в составе узла стенда, максимально приближена к условиям его работы.

В модели приняты следующие упрощения:

- не учтены штифты крепления колец подшипника в узле стенда;
- не учтены податливость и зазор колец технологических подшипников (эти факторы могут создавать дополнительный перекос колец исследуемого подшипника).

3.2 Модель узла подшипника

Для определения контактных напряжений смятия и как следствие оценки долговечности был проведен динамический расчет МРП в составе экспериментального стенда в двух вариантах вращения колец.

Подшипниковый узел стенда показан на Рис. 3.1

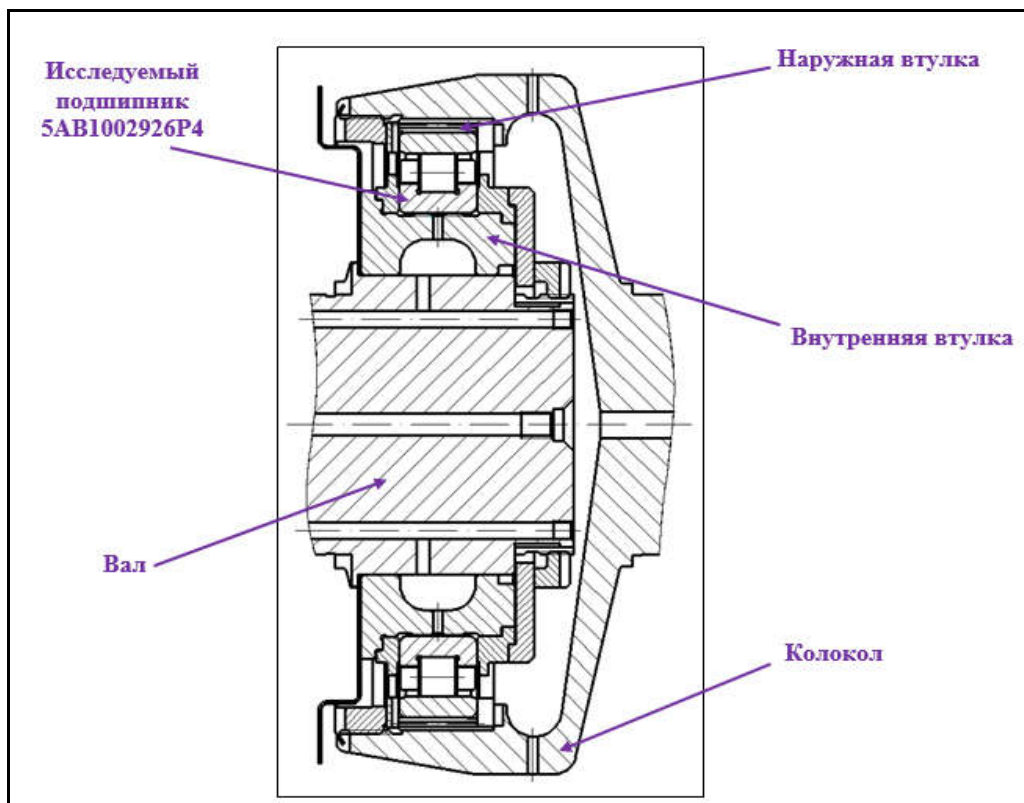
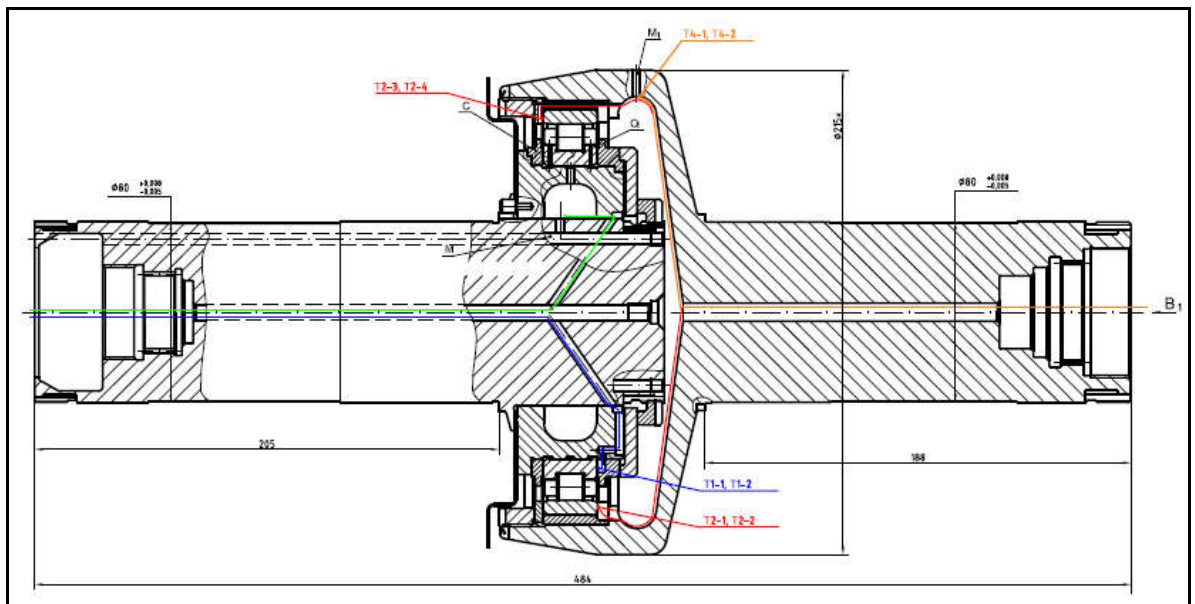


Рис. 3.1 Подшипниковый узел стенда Т14-15/1 ЦИАМ для исследования подшипников

КЭ модель состоит из следующих деталей: вал, колокол, наружная втулка, внутренняя втулка, наружное кольцо подшипника, внутреннее кольцо

подшипника, сепаратор, ролики, абсолютно жесткие тела, имитирующие подшипники стэнда, Рис. 3.2, Рис. 3.3.

Размер КЭ сетки в контактных поверхностях подшипника выбран с учетом шероховатости их поверхности.

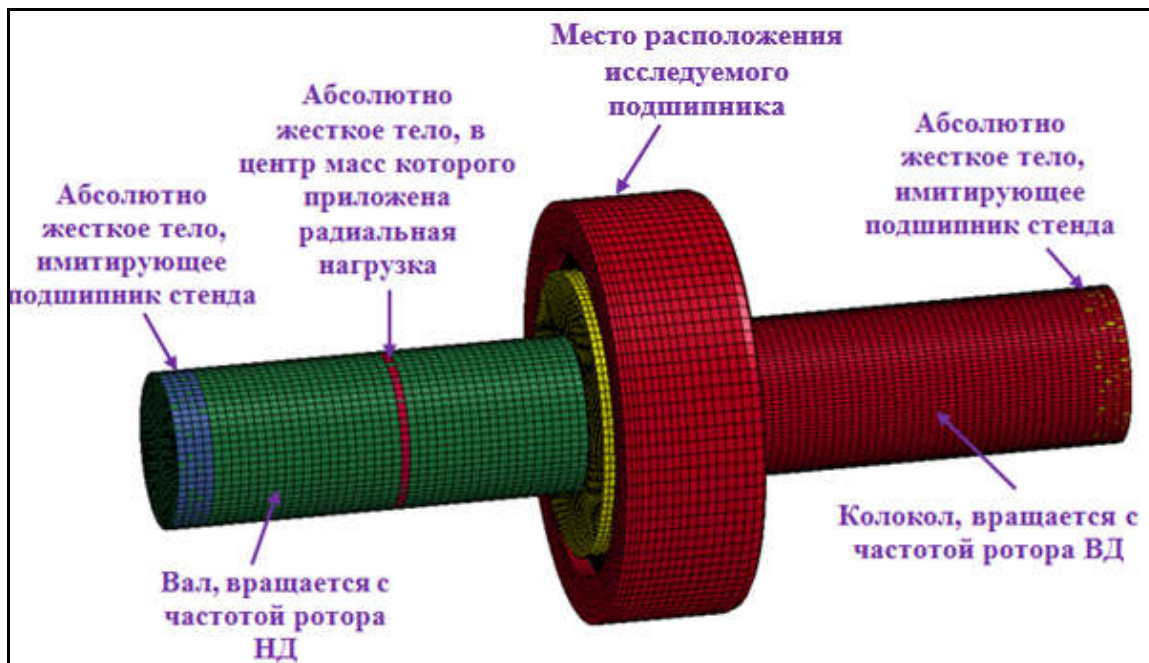


Рис. 3.2 Конечно-элементная модель узла стэнда с исследуемым радиальным роликовым подшипником 5AB1002926P4

Материал колец и тел качения – ЭИ347Ш, материал сепаратора – абсолютно жесткое тело, материал наружной и внутренней втулок, а также вала – 12Х2Р4А, материал колокола – ЭП866.

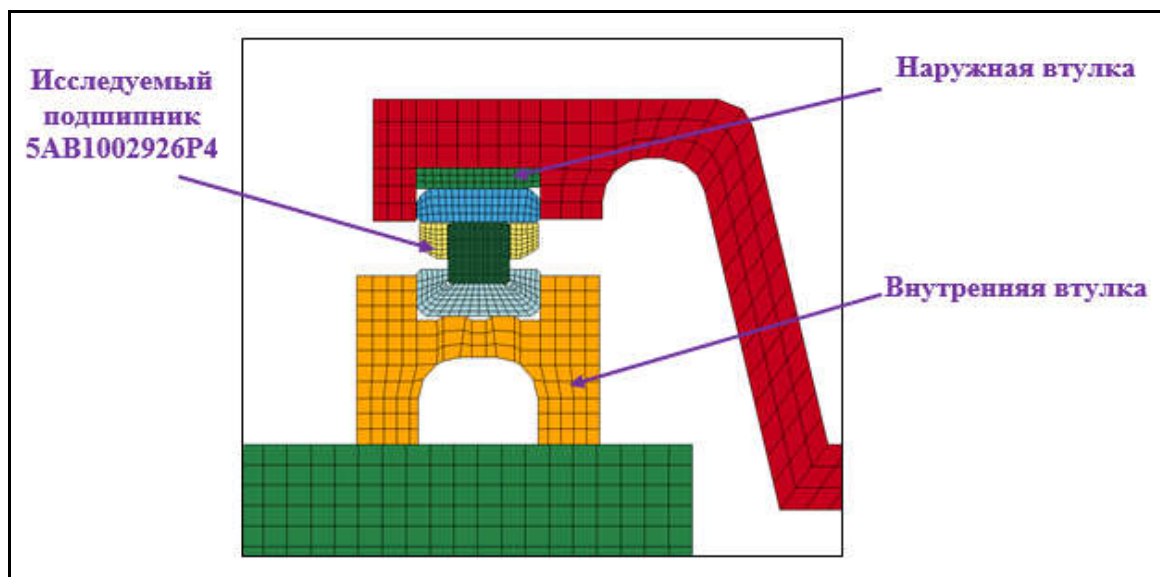


Рис. 3.3 Сечение конечно-элементной модели узла станда с радиальным роликовым подшипником

В модели узла станда также учтены податливости его элементов, перекося колец, возникающий при приложении нагрузки, шероховатость поверхности контактных деталей подшипника, нелинейные свойства материалов. Используются рекомендации работы [10].

Не учтены податливость и зазоры колец технологических подшипников (эти факторы могут создавать дополнительный перекося колец исследуемого подшипника).

Размер конечно-элементной сетки в контактных поверхностях подшипника выбран с учетом предыдущих рекомендаций. Между элементами конструкции (кольцами и телами качения) заданы контактные взаимодействия с коэффициентом трения 0,0011 [11].

Закрепление в модели осуществлялось в центре масс абсолютно жестких тел, имитирующих подшипники по поступательным степеням свободы.

3.3 Результаты динамического расчета

Расчет проводился с постепенным приложением всех видов нагружения, что позволило решить задачу стабилизации численного расчета и его сходимости к решению. Раскрутки вала с внутренним кольцом исследуемого подшипника от 0 до 9390 об/мин, колокола с наружным кольцом от 0 до 12893 об/мин осуществлялись за 400 миллисекунд (мс).

Вращение колец задавалось в двух вариантах - в одном и в противоположном направлении. Общее время расчета составило 700 мс.

На 400-й мс была приложена гравитация, менявшаяся от 0 до $9,81 \text{ м/с}^2$ за 50 мс. Радиальная нагрузка была приложена в центр масс абсолютно жесткого тела, расположенного на валу. Была рассчитана таким образом, чтобы на подшипник пришлось 403,8 кгс. Нагрузка прикладывалась от 0 до максимального значения с 450 мс до 480 мс.

Карты команд во входном файле динамического расчета МРП в составе экспериментального стенда показана в ПРИЛОЖЕНИИ

На Рис. 3.4 показаны полученные результаты.

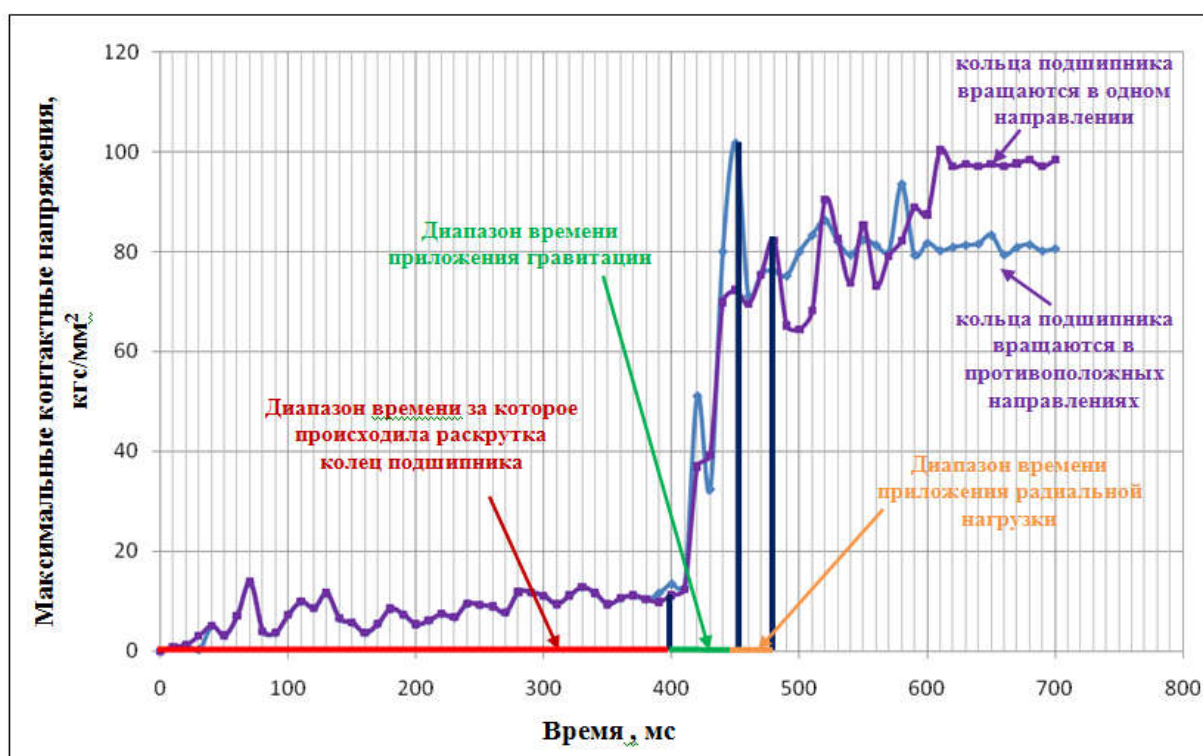


Рис. 3.4 Зависимости максимальных контактных напряжений от времени приложения нагрузки

По графику зависимости максимальных контактных напряжений от времени приложения нагрузки видно, что после приложения всех нагрузок произошла динамическая стабилизация процесса.

Контроль расчета и его стабильность также осуществлялись по значениям кинетической энергии вращающихся элементов конструкции во времени, Рис. 3.5.

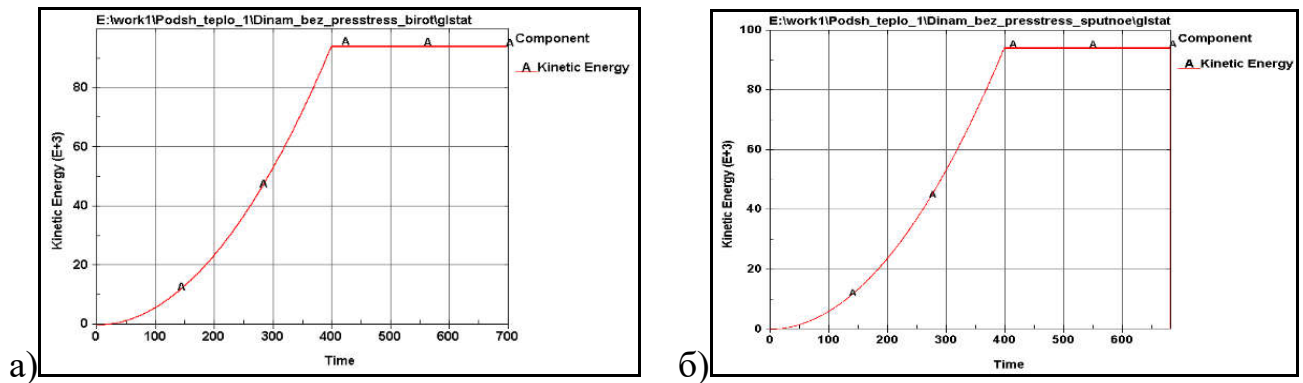
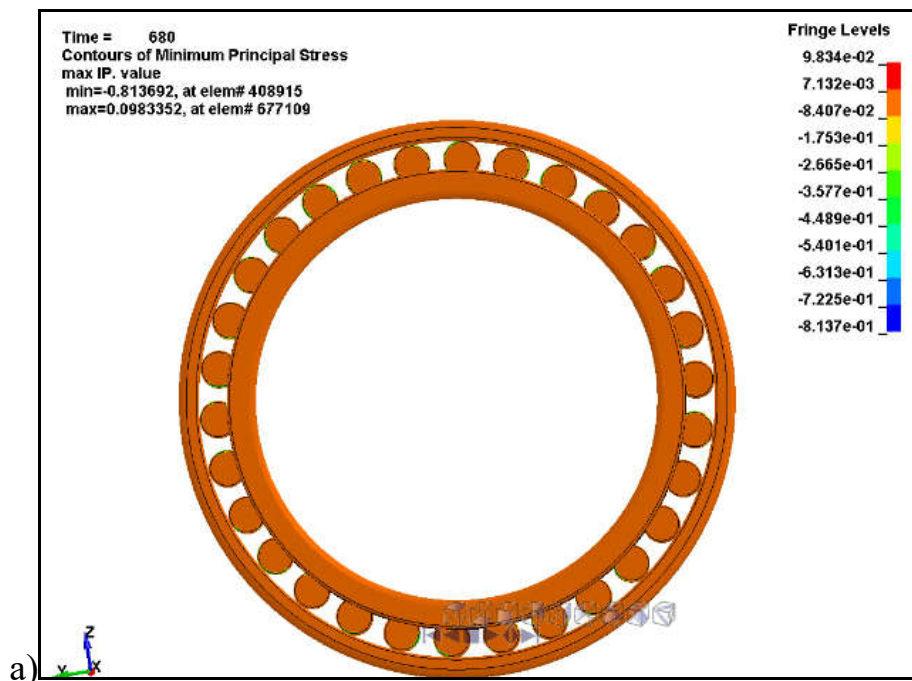


Рис. 3.5 Кинетическая энергия вращающихся элементов конструкции а) противоположное направление; б) одинаковое направление

По графикам видно, что раскрутка вала с внутренним кольцом подшипника и колокола с наружным кольцом подшипника происходила равномерно, без динамических всплесков при приложении нагрузки от 0 до 400 мс для обоих вариантов расчета.

Рассчитанные контактные напряжения с различными вращениями колец показаны на Рис. 3.6.



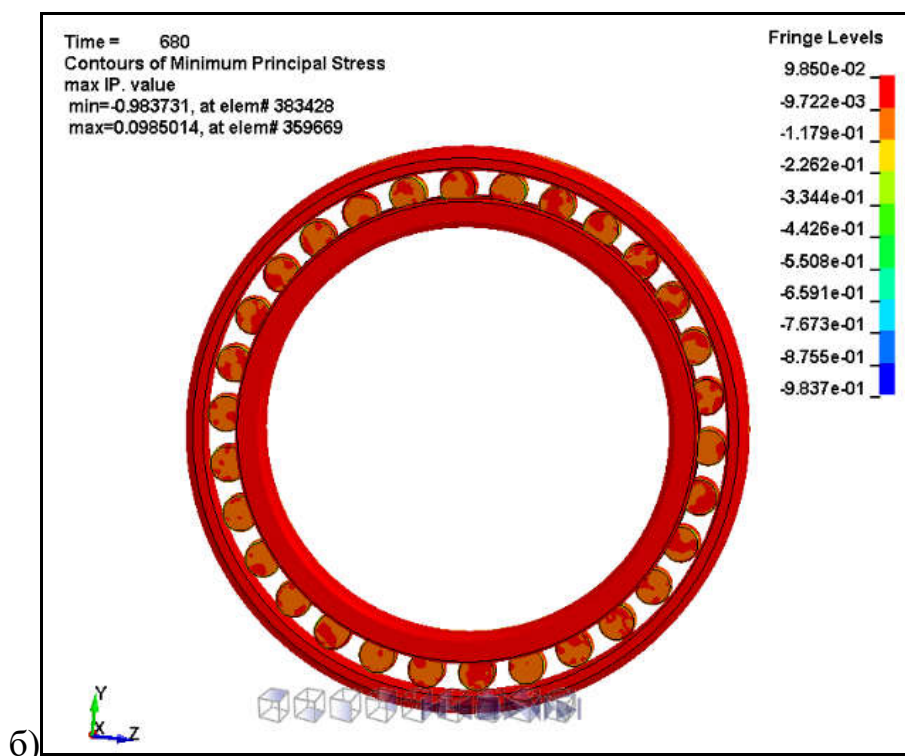


Рис. 3.6 Максимальные контактные напряжения: а) кольца вращаются в противоположных направлениях; б) кольца вращаются в одном направлении

Табл. 3.1 показаны полученные значения контактных напряжений в процессе численного интегрирования модели узла станда.

Табл. 3.1 Значения контактных напряжений

Численный метод	Однонаправленное вращение колец кгс/мм ²	Противоположное вращение колец кгс/мм ²
		98,37

Можно отметить, что контактные напряжения при противоположном вращении колец существенно ниже по сравнению с однонаправленным вращением.

3.4. Выводы по разделу

1. Предложена методика динамической стабилизации расчетного процесса и сходимости к решению, заключающаяся в поэтапном приложении действующих нагрузок.

2. Разработана численная модель узла стенда для проведения ресурсных испытаний МРП.

3. Получены контактные напряжения расчета напряжений МРП для однонаправленного и противоположного вращения колец подшипника.

4. Полученные напряжения могут быть использованы в аналитическом расчете долговечности в соответствии с технической спецификацией ISO 16281:2008.

4. СРАВНЕНИЕ МЕТОДИК ОЦЕНКИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ МРП ПО НАПРЯЖЕНИЯМ, РАССЧИТАННЫМ РАЗЛИЧНЫМИ МЕТОДАМИ

4.1. Введение

Расчетная долговечность подшипников качения авиационных двигателей и их агрегатов, при высокой частоте вращения подшипника ($d_m \cdot n \geq 2 \cdot 10^6$ мм·об/мин), когда центробежные силы тел качения становятся соизмеримыми, или даже больше, чем нагрузки, приходящие на тела качения от внешних сил, может ограничиваться усталостной контактной прочностью его кольца или тел качения.

В разделе проводится сравнительный анализ контактных напряжений смятия, полученных аналитическим и расчетным методами МРП газотурбинного двигателя. По рассчитанным контактным напряжениям определяется долговечность МРП при однонаправленном и противоположном вращении колец подшипника. Расчет долговечности проводился для перспективного двигателя для случаев, когда ротора вращаются в одном и в противоположных направлениях на ресурс 2000 часов.

4.2 Объект исследования

Как уже было отмечено объектом исследования является радиальный роликовый подшипник 5AB1002926P4, изготовленный по ТУ3900-А, сверхлегкой серии с габаритными размерами 130x180x24 мм и с центрированием сепаратора по внутреннему кольцу, показан на рисунке 4.1.



Рис. 4.1 Межроторный радиальный роликоподшипник 5AB1002926P4

В двигателе подшипник находится между двумя роторами. При этом внутреннее кольцо подшипника устанавливается на вал ротора низкого давления, а наружное кольцо – на вал ротора высокого давления. Вращение роторов происходит в противоположные стороны. Приведенная частота вращения внутреннего кольца $n_v = 9390$ об/мин; приведенная частота вращения наружного кольца $n_n = 12893$ об/мин; приведенная радиальная (эквивалентная) нагрузка $F_r = 403,8$ кгс.

Основные параметры подшипника показаны в Табл. 4.1.

Табл. 4.1 Основные параметры подшипника

Параметр	Обозначение	Величина
Внутренний диаметр наружного кольца, мм	D_n	167,0
Наружный диаметр внутреннего кольца, мм	D_s	142,9
Диаметр окружности центров роликов, мм	D_0	155,0
Диаметр ролика, мм	D_w	12
Длина ролика, мм	l	12
Длина площадки контакта ролика, мм	l_r	11
Радиус кривизны ролика, мм ⁻¹	R_b	0,08333
Количество тел качения	z	30

Разрез турбины перспективного двигателя в компоновке с межроторным подшипником представлен на Рис. 4.2.

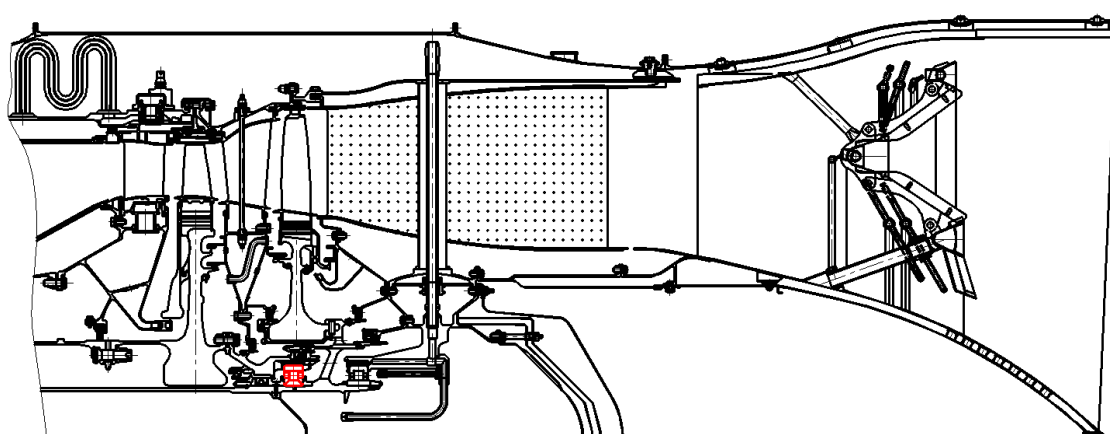


Рис. 4.2 Разрез турбины двигателя с МРП

В расчетах принято допущение, что реакции МРП на действующие нагрузки связаны только с ротором ВД, так как основные нагрузки от ротора НД компенсируются опорой ТНД.

4.3 Режимы работы двигателя

Все режимы работы двигателя с частотами вращения ротора ВД, а также с временем работы на конкретном режиме, выбранные для расчета долговечности подшипника, показаны в Табл. 4.2 .

Табл. 4.2 Режимы работы ротора ВД с основными данными для расчета

Режимы		Время τ , ч	n_2 , об/мин
ПФБ		24,00	13979,4
ПФУ		162,50	13731
КР		1613,73	13220,4
ЗМГ-ПФ	Прием. - сброс	0,033	13979,4
МГ, КР- ЧФ, ПФ	Прием. - сброс	0,543	13979,4
	Плав. Выходы- снижения	0,2	13979,4
ПМГ, КР- М	Прием. - сброс	1,74	13979,4
	Плав. Выходы- снижения	2,03	13979,4
ЗМГ		189,21	9179,76
МЭП $n_y = 9,14$, $\Omega_z = 1,5$ рад/с		6,0	13979,4

Режимы сгруппированы в три расчетных режима: боевой, учебный, крейсерский. Из каждой группы была взята максимальная частота вращения (в запас). Дополнительно, в расчёте учитываются пять переходных режимов – приемистости-сбросы (3 режима), режим с плавными выходами-снижениями (2 режима) с учётом запусков и режим с максимальными эксплуатационными перегрузками (МЭП).

На основании технического задания принято, что 10% времени от общего ресурса занимает наземный режим, в таблице он учитывается, как ЗМГ (земной малый газ). Частота вращения ротора ВД на режиме МЭП, а также на переходных режимах, принята равной (в запас) режиму с максимальной частотой вращения $n_2 = 101,3\%$.

Величины радиальных нагрузок (реакции в опорах), действующие от собственного веса, дисбаланса и при эволюциях самолета в полете представлены в Табл. 4.5.

$ДБ_{ВД}$ – величина дисбаланса ротора ВД, $ДБ_{ВД} = 200$ г·мм.

Нагрузка, действующая от дисбаланса, рассчитывалась как

$$R = \frac{ДБ \cdot \omega^2}{981 \cdot 1000}, \quad (4.1)$$

где ω – угловая скорость ротора, рад/с.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}, \quad (4.2)$$

где n – максимальная частота вращения ротора, об/мин.

Угловая скорость равна $\omega_{ВД} = 1463,177$ рад/сек ($n_2 = 13979,4$ об/мин), нагрузка, действующая от дисбаланса ротора ВД задавалась равной – $R_{ВД} = 43,647$ кгс.

Нагрузки от дисбалансов в опорах ротора ВД будут вращаться совместно с ними. Наиболее критичным будет являться случай, когда нагрузки от дисбалансов ротора ВД совпадут по направлению с остальными нагрузками.

Ротор ВД представлен как двух опорная балка [24]. Закрепление ротора осуществлялось по опорам ротора согласно расчетной схеме, Рис. 4.3. Балка нагружалась силами, действующими от дисбаланса по балансировочным поясам.

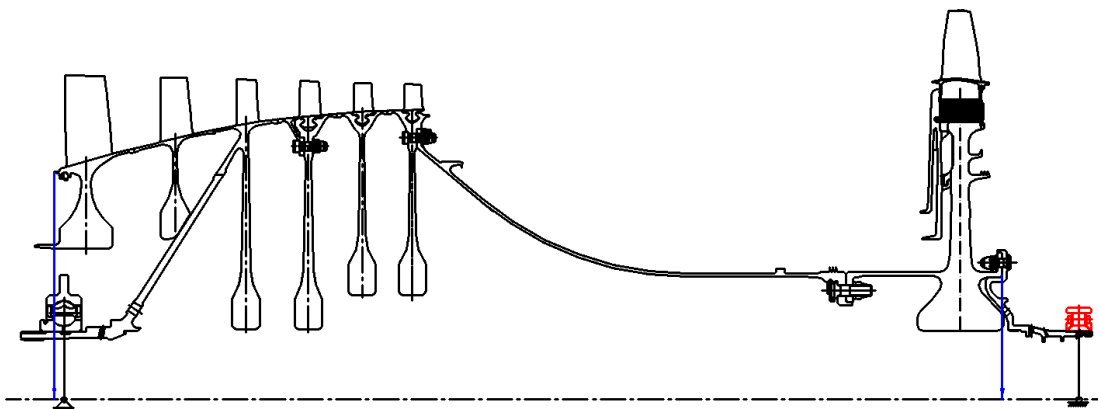


Рис. 4.3 Расчетная схема ротора ВД (синими линиями указаны балансировочные пояса)

Реакции от действующих дисбалансов показаны на Рис. 4.4.



Рис. 4.4 Расчетная схема и результаты расчета реакций в опорах, действующих от дисбаланса ротора ВД


На  представлены расчетная схема и результаты расчета реакций в опорах, действующих от собственного веса ротора ВД. Двух опорная балка нагружалась силами, действующими от собственного веса элементов ротора. Распределение весовых параметров по ротору ВД показано в Табл. 4.3.

Табл. 4.3 Весовые параметры элементов ротора ВД

Элемент конструкции	Масса М, кг
РК 1 ступени КВД	14,9
РК 2 ступени КВД	14,0
РК 3 ступени КВД	13,1
РК 4 ступени КВД	23,9
РК 5 ступени КВД	19,2
РК 6 ступени КВД	22,3
Цапфа ВД	6,4
Вал КВД	14,3
Диск ТВД+покрывной диск	84,93
Задний вал ТВД	3,6

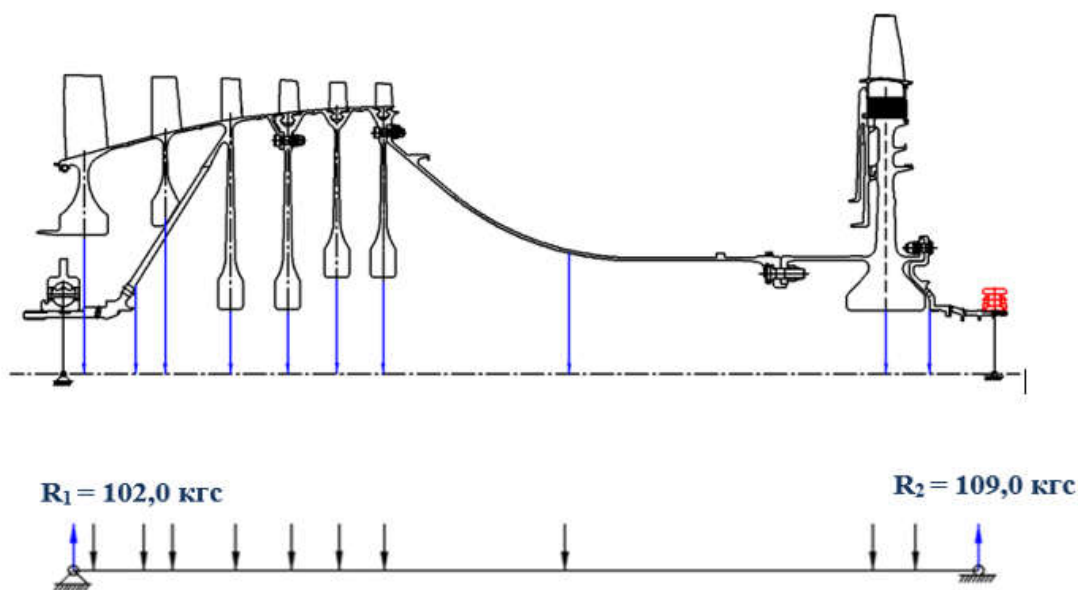


Рис. 4.5 Расчетная схема и результаты расчета реакций в опорах, действующих от собственного веса ротора ВД

Модель нагружалась гироскопическими моментами. Гироскопические моменты при эволюциях самолета в полете, действующие на элементы ротора ВД рассчитывались как

$$M_{\text{гир}} = J_p \cdot \omega_z \cdot \omega_{\text{вд}} \cdot \sin \beta, \quad (4.3)$$

где J_p – момент инерции элемента ротора, значения представлены;
 $\omega_{\text{вд}}$ – угловая скорость вращения ротора ВД;
 ω_z – угловая скорость поворота самолета;
 β – угол поворота самолета.

и показаны в Табл. 4.4 .

Табл. 4.4 Величины гироскопических моментов на роторе ВД

Элемент конструкции	J_p , кгс·мм·с ²	ω_z , рад/с	$M_{\text{гир}}$, кгс·мм
РК 1 ступени КВД	58,7	1,5	128832,73
РК 2 ступени КВД	61,5		134978,36
РК 3 ступени КВД	48,2		105787,91
РК 4 ступени КВД	105,6		231767,71
РК 5 ступени КВД	77,9		170972,58
РК 6 ступени КВД	92,5		203016,23
Цапфа КВД	4,4		9656,99
Вал КВД	28,6		62770,42
Диск ТВД	189,46		415821,12
Задний вал ТВД	3,21		7045,21

Результаты расчета реакций в опорах от действующих гироскопических моментов показаны на Рис. 4.6.

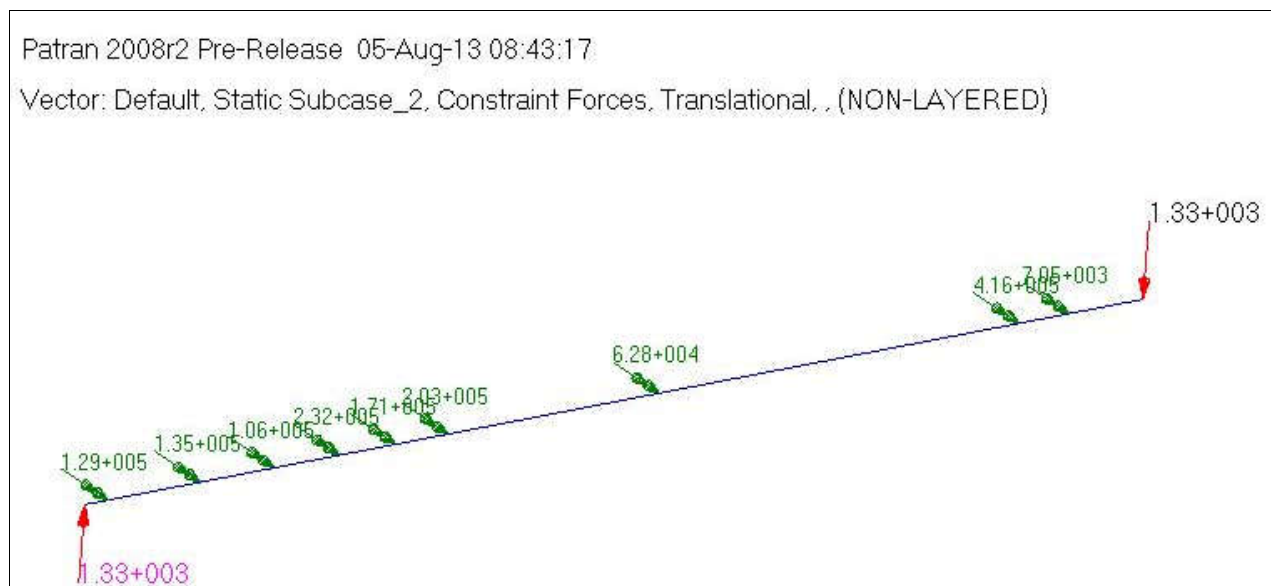


Рис. 4.6 Результаты расчета реакций в опорах ротора ВД от действия гироскопических моментов, кгс

На переменных режимах нагрузка от дисбаланса равна:

$$R_i^{disc} = R_{max}^{disc} \left(\frac{n_i}{n_{max}} \right)^2, \quad (4.4)$$

где - R_{max}^{disc} – максимальная нагрузка от дисбаланса, кгс;

- n_i – частота вращения на i -том режиме, об/мин;

- n_{max} – максимальная частота вращения, об/мин.

Моделирование ротора ВД осуществлялось в программной среде MSC.PATRAN. Для расчета использован решатель SOL 101. Расчетная конечно-элементная 1D-модель состоит из 488 элементов типа BAR2. Закрепление осуществлялось по опорам ротора по всем степеням свободы кроме вращения вокруг оси Z. Полученные нагрузки, действующие на радиальный роликовый подшипник задней опоры ротора ВД показаны в Табл. 4.5.

Табл. 4.5 Реакции в МРП, полученные от действующих нагрузок по режимам

Радиальный роликовый подшипник задней опоры ротора ВД						
Режимы		Время τ , ч	n_2 , об/мин	R^G , кгс	$R^{\text{дис}}$, кгс	$R^{\text{гир}}$, кгс
ПФБ		24,00	13979,4	109	43,647	-
ПФУ		162,50	13731		42,1	-
КР		1613,73	13220,4		39,036	-
ЗМГ-ПФ	Прием. - сброс	0,033	13979,4		43,647	-
МГ, КР- ЧФ, ПФ	Прием.- сброс	0,543	13979,4		43,647	-
	Плав. Выходы- снижения	0,2	13979,4		43,647	-
ПМГ, КР-М	Прием.- сброс	1,74	13979,4		43,647	-
	Плав. Выходы- снижения	2,03	13979,4		43,647	-
ЗМГ		189,21	9179,76		18,82	-
МЭП $n_y = 9,14$, $\Omega_z = 1,5$ рад/с		6,0	13979,4		996,26	43,647

4.4 Расчет эквивалентных частот вращения

Учитывая, что ресурс складывается из времени работы изделия на ряде эксплуатационных режимов с различными частотами вращения и различными нагрузками, расчет долговечности ведется эквивалентной частоте вращения, которые определяются по формулам

$$n_{\text{экв}} = \sum q_i \cdot n_i, \quad (4.5)$$

где n_i – частота вращения на расчётном режиме;

q_i – продолжительность работы подшипника на режиме относительно общего режима

$$q_i = \frac{\tau_i}{\tau_{\text{ресурс}}}, \quad (4.6)$$

τ_i – продолжительность работы подшипника на режиме;

$\tau_{\text{ресурс}}$ – потребный ресурс подшипника, равный полному назначенному ресурсу изделия.

Частота вращения n_i определяется для однонаправленного вращения как

$$n_i = n_{\text{вн}} - n_{\text{вн}}. \quad (4.7)$$

Для подшипника с противоположным вращением колец как

$$n_i = n_{ni} - n_{ei} \quad , \quad (4.8)$$

где n_{ei} , n_{ni} – соответственно частоты вращения на i -том режиме внутреннего и наружного колец подшипника.

Частота вращения сепаратора для межроторного подшипника, у которого внутреннее и наружное кольца вращаются в разных направлениях на расчетном i -м режиме рассчитывается как

$$n_{oi} = n_{ei} \cdot K_1 - n_{ni} \cdot K_2 \quad , \quad (4.9)$$

где n_e – число оборотов в минуту внутреннего кольца подшипника, об/мин;

n_n – число оборотов в минуту наружного кольца подшипника, об/мин;

$$K_1 = \frac{D_0 - D_w \cdot \cos \beta}{2D_0} = 0,461 \quad , \quad (4.10)$$

$$K_2 = \frac{D_0 + D_w \cdot \cos \beta}{2D_0} = 0,539 \quad , \quad (4.11)$$

где D_0 – средний диаметр подшипника по центрам роликов, мм;

D_w – диаметр ролика, мм.

Частота вращения сепаратора для роликового подшипника, у которого внутреннее и наружное кольца вращаются в одном направлении на расчетном режиме

$$n_{oi} = n_{ei} \cdot K_1 + n_{ni} \cdot K_2 \quad , \quad (4.12)$$

Результаты расчета эквивалентных частот вращения представлены в Табл. 4.6.

Табл. 4.6 Эквивалентные частоты вращения роликового подшипника

Варианты вращения колец роликового подшипника (наружное с частотой ротора ВД, внутреннее с частотой ротора НД)	Эквивалентная частота вращения подшипника $n_{эkv}$, об/мин	Эквивалентная частота вращения сепаратора n_0 , об/мин
Кольца вращаются в противоположных направлениях	3503,0	882,2
Кольца вращаются в одном направлении	22283,0	11005,0

4.5 Эквивалентная динамическая нагрузка

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка для радиальных роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами определяется

$$P_{\text{экв}} = \sqrt[3]{\left(\sum(P_i^3 \cdot q_i \cdot \beta_i)\right)}, \quad (4.13)$$

где P_i – постоянная эквивалентная динамическая радиальная нагрузка на каждом режиме, действующая в течение, соответственно, n_i оборотов за ресурс изделия.

β – частота вращения подшипника на расчетном режиме относительно эквивалентной частоты

$$\beta_i = \frac{n_i}{n_{\text{экв}}}, \quad (4.14)$$

Для роликоподшипников

$$P_i = V \cdot F_r \cdot K_{\beta} \cdot K_T, \quad (4.15)$$

$K_{\beta} = 1,25$ – коэффициент безопасности, учитывает влияние на долговечность подшипников вибрационных перегрузок и динамических условий работы;

$K_T = 1$ – температурный коэффициент, с помощью которого учитывается влияния на долговечность подшипников твердости поверхностей качения колец и тел качения;

V – коэффициент вращения;

F_r – суммарная радиальная нагрузка

$$F_r = R^{\text{disc}} + R^{\text{sup}} + R^G, \quad (4.16)$$

Рассчитанная эквивалентная динамическая радиальная нагрузка составила $P_{\text{экв}} = 403,8$ кгс.

4.6 Определение долговечности по напряжениям смятия

Расчетная методика напряжений смятия и долговечности подшипников с вращающимися кольцами представлена в работе [13]. Приведем кратко ее основные расчетные формулы.

Долговечность по напряжениям смятия для роликоподшипников

$$L_h = \frac{10^7}{60n_{0экс} Z} \left(\frac{[\sigma]_{см}}{\sigma_{см}} \right)^{6,66}, \text{ ч} \quad (4.17)$$

где n_0 – частота вращения сепаратора;

$[\sigma]_{см}$ – допускаемое напряжения смятия при базе 10^7 циклов изменений напряжений смятия при линейном контакте;

$\sigma_{см}$ – максимальное расчетное напряжение смятия на площадках контакта ролика с дорожкой качения наружного кольца, определенное с учетом центробежной силы тел качения.

Для стали ШХ15Ш и ЭИ347Ш электрошлакового или вакуумного переплава при $HRC \geq 58$ допускаемое напряжения равно $[\sigma]_{см} = 300 \text{ кгс/мм}^2$.

Расчетное напряжение смятия в подшипнике определяется из условий линейного контакта тела качения и колец подшипника в соответствии с теорией Герца.

$$\sigma_{см} = \sqrt{\frac{1}{\pi} \frac{\sum \rho}{\eta}} q, \quad (4.18)$$

где $\sum \rho$ – суммарная кривизна поверхностей контактирующих тел:

$$\sum \rho = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22} \quad (4.19)$$

ρ_{11} – кривизна ролика в плоскости 1 (ось подшипника);

ρ_{12} – кривизна ролика в плоскости 2 (перпендикулярной оси подшипника);

ρ_{21} – кривизна внешнего кольца в плоскости 1;

ρ_{22} – кривизна внутреннего кольца в плоскости 2.

При одинаковых механических характеристиках ролика и кольца η определяется как

$$\eta = 2 \cdot (1 - \mu^2) / E, \quad (4.20)$$

Линейная интенсивность распределения нагрузки по длине контакта:

$$q = \frac{P_{\sum H}}{l_r}, \quad (4.21)$$

где l_r – длина площадки контакта ролика;

$P_{\Sigma H}$ – суммарная сила, действующая со стороны тела качения на дорожку качения наружного кольца:

$$P_{\Sigma H} = P_r + \frac{P_c}{\cos \alpha}, \quad (4.22)$$

где P_r – радиальная составляющая, действующая в контакте тела качения с дорожкой качения наружного кольца подшипника;

α – угол контакта тела качения с дорожкой качения;

P_c – центробежная сила тела качения.

Для подшипников с начальным линейным контактом тела качения с кольцом подшипника

$$P_r = \frac{4,6F_r}{z}, \quad (4.23)$$

$$P_c = 0,5 \cdot m \cdot D_0 \cdot \omega_c^2, \quad (4.24)$$

где m – масса тела качения;

Частота вращения сепаратора для роликового подшипника, у которого внутреннее и наружное кольца вращаются в противоположном направлении

$$n_{o1} = n_g \cdot K_1 - n_n \cdot K_2 \quad (4.25)$$

n_g , n_n – соответственно частоты вращения внутреннего и наружного колец подшипника.

$$K_1 = \frac{D_0 - D_W \cdot \cos \beta}{2D_0}, \quad (4.26)$$

$$K_2 = \frac{D_0 + D_W \cdot \cos \beta}{2D_0}. \quad (4.27)$$

Частота вращения сепаратора для роликового подшипника, у которого внутреннее и наружное кольца вращаются в одном направлении

$$n_{o2} = n_g \cdot K_1 + n_n \cdot K_2, \quad (4.28)$$

Результаты расчета представлены в Табл. 4.7.

Табл. 4.7 Результаты расчетов по аналитической методике

Параметр	Кольца вращаются в одном направлении	Кольца вращаются в противоположном направлении
Угловая скорость сепаратора ω_C , рад/с	1151,86	93,03
Центробежная сила тела качения P_C , кгс	116,21	0,76
Суммарная сила, действующая со стороны тела качения на дорожку качения наружного кольца $P_{\Sigma H}$, кгс	178,13	62,68
Линейная интенсивность распределения нагрузки по длине контакта q , кгс/мм	16,19	5,70
Частота вращения сепаратора n_0 , об/мин	11005,9	882,5
Расчетное напряжение смятия $\sigma_{см}$, кгс/мм ²	99,25	58,87
Расчетная долговечность по напряжениям смятия, ч	799	320633

4.7 Расчет частоты вращения ролика вокруг собственной оси при различных вариантах вращения колец

В отсутствии проскальзывания тел качения по дорожкам колец подшипников их частоты вращения можно рассчитать по формулам, приведенным в работе [35].

При вращении колец подшипника в одном направлении (Рис. 4.7), число оборотов ролика в минуту вокруг собственной оси определяется как

$$n_W = (n_H - n_B) \frac{2D_0 \cdot K_1 \cdot K_2}{D_W} \quad (4.29)$$

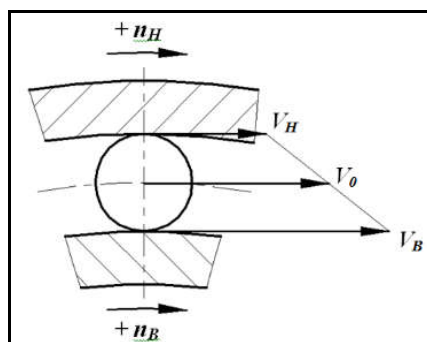


Рис. 4.7 Вектора мгновенных линейных скоростей - внутреннее и наружное кольца вращаются в одном направлении

При вращении колец в противоположных направлениях (Рис. 4.8), число оборотов ролика в минуту вокруг собственной оси определяется как

$$n_W = -(n_H + n_B) \frac{2D_0 \cdot K_1 \cdot K_2}{D_W} \quad (4.30)$$

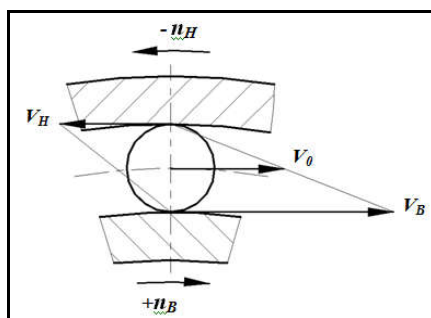


Рис. 4.8 Вектора мгновенных линейных скоростей - внутреннее и наружное кольца вращаются в противоположном направлении

Результаты расчета частот вращения ролика при различных вариантах вращения колец даны в Табл. 4.8.

Табл. 4.8 Частоты вращения роликов вокруг собственной оси

Варианты вращения колец подшипника	Частота вращения ролика вокруг собственной оси n_W , об/мин
Кольца вращаются в противоположных направлениях	143035
Кольца вращаются в одном направлении	22485

Из результатов расчета следует, что частота вращения тел качения роликового подшипника, при противоположном вращении колец примерно в 7,5 раз превышает частоту вращения тел качения с вращающимися кольцами в одном направлении.

4.8 Сравнение полученных расчетных результатов численного расчета и аналитического стандарта

Результаты расчета контактных напряжений подшипника аналитическим и методом численного моделирования показаны в Табл. 4.9 .

Табл. 4.9 Сравнительный анализ результатов расчетов

Параметр	Кольца вращаются в одном направлении	Кольца вращаются в противоположном направлении
Контактные напряжения (аналитический метод), кгс/мм ²	99,25	58,87
Контактные напряжения (численный метод), кгс/мм ²	98,37	81,37
Расчетная долговечность по контактным напряжениям смятия, рассчитанным аналитическим методом, ч	799	320633
Расчетная долговечность по контактным напряжениям смятия, рассчитанным численным методом (по средним, допускаемым значениям напряжений), ч	848	37137
Расчетная долговечность по контактным напряжениям смятия, рассчитанным численным методом (по минимальным, допускаемым значениям напряжений), ч	53,67	2513

Для варианта, с вращением колец в одном направлении разница контактных напряжений для аналитического метода и метода численного моделирования, составила менее 1 %. Для варианта с вращением колец в разные стороны разница контактных напряжений, полученных аналитическим методом и численным решением, составила ~38 %.-Для варианта, с вращением колец в одном направлении разница по долговечности для аналитического метода и метода численного моделирования, составила ~6 %. Для варианта с противоположным вращением колец значение, рассчитанное численным методом, примерно в 10 раз меньше, рассчитанного по аналитической методик..

4.9 Выводы по разделу

1. При однонаправленном вращении роторов прослеживается достаточно хорошая сходимость аналитического метода и метода численного моделирования контактных напряжений. Разница в контактных напряжениях составляет менее 1 %.
2. При противовращении роторов частота вращения роликов многократно превышает частоту вращения роликов при однонаправленном вращении роторов.
3. Для варианта с вращением колец в одном направлении разница по долговечности для аналитического метода и метода численного моделирования, составила ~6 %.
4. Долговечность подшипника с противовращением колец, рассчитанная по контактным напряжениям, полученным численным методом, на порядок меньше долговечности, полученной по аналитической методике.

5 УСКОРЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ МЕЖРОТОРНОГО ПОДШИПНИКА НА СТЕНДЕ ЦИАМ

5.1 Введение

Главная задача проведения ускоренных (эквивалентных) испытаний – подтверждение работоспособности радиального роликового подшипника 5AB1002926P4 в межроторной опоре подтверждения ресурса не менее 2000 часов при противоположном вращении колец.

Условия испытания – температурные, радиальные нагрузки, частота вращения, направление вращения валов используются при решении задачи о напряженно-деформированном состоянии контактной зоны роликов и колец.

Подтвержденный ресурс в неявной форме используется в свою очередь для сравнения с результатами численного анализа и подтверждения работоспособности разрабатываемой методики.

5.2 Испытательное оборудование

Ускоренные ресурсные испытания подшипника проводились на стенде ЦИАМ Т14-15/1 (Рис. 5.1). Стенд позволяет испытывать подшипники с одновременным вращением колец, при их независимом вращении с разными оборотами как в одну, так и в противоположные стороны, с замером температур вращающихся колец с помощью токосъемников. При испытаниях на этом стенде подшипник нагружается радиальными нагрузками.



Рис. 5.1 Стенд Т14-15/1 для испытаний межроторных подшипников

Исследуемый подшипник устанавливается между двумя роторами узла испытаний, каждый из которых имеет свой привод от электродвигателя (Рис. 5.2).

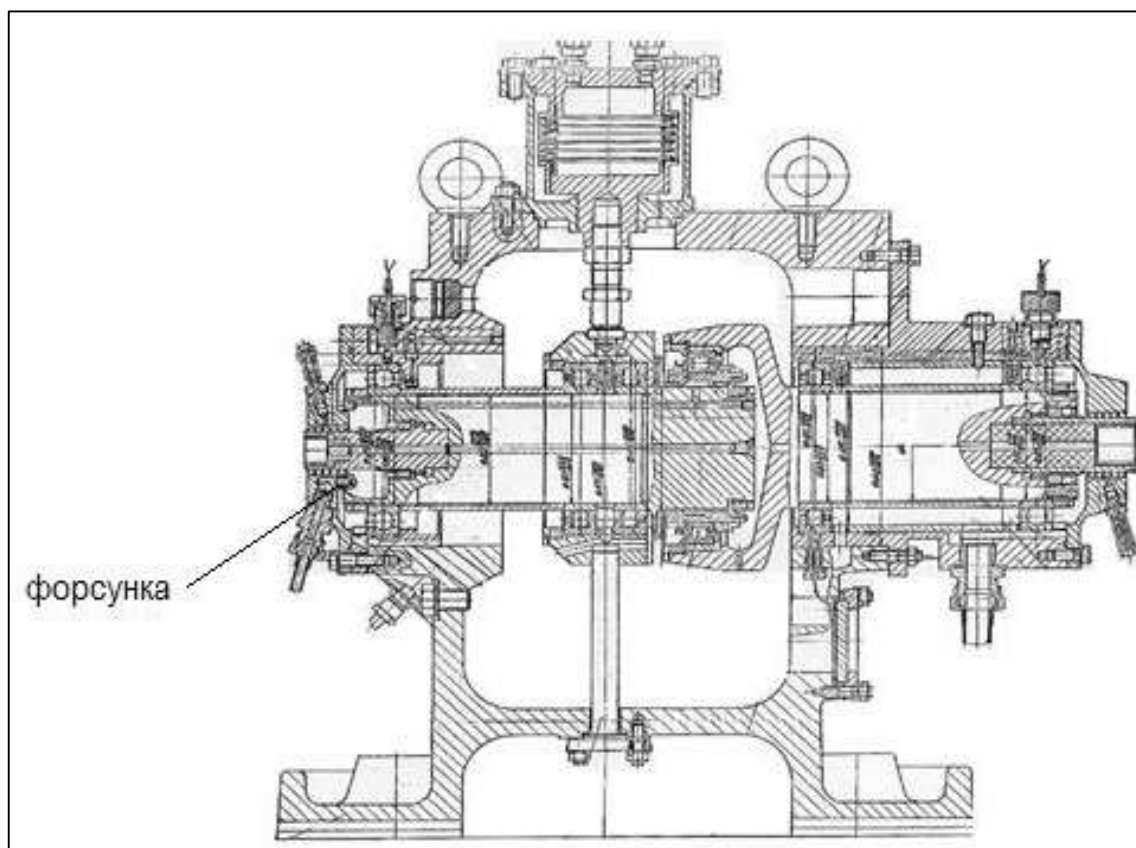


Рис. 5.2 Узел испытаний подшипникового стенда

Для проведения ресурсных испытаний подшипника 5AB1002926P4, размеры которого больше, чем у ранее исследованных подшипников, была разработана схема его установки в узел испытания стенда и изготовлен новый вал привода наружного кольца. Также были изготовлены и доработаны втулки под внутреннее и наружное кольца подшипника, обеспечивающие требуемую посадку колец и подачу масла через отверстия во внутреннем кольце.

Система подачи смазки к испытуемому подшипнику аналогична той, которая существует на двигателе. Для подачи масла к исследуемому подшипнику на торце вала – привода внутреннего кольца выполнен карман, в который масло поступает из форсунки, установленной на неподвижном корпусе. Под действием центробежных сил масло из кармана по горизонтальным каналам

и радиальным отверстиям поступает под втулку, на которой установлено внутреннее кольцо подшипника, и далее, через отверстия втулки и внутреннего кольца в подшипник, Рис. 5.3. Чтобы предотвратить попадание дополнительного объема масла к испытываемому подшипнику от подшипников узла нагружения, на внутреннем валу был установлен экран в виде отражающего диска.

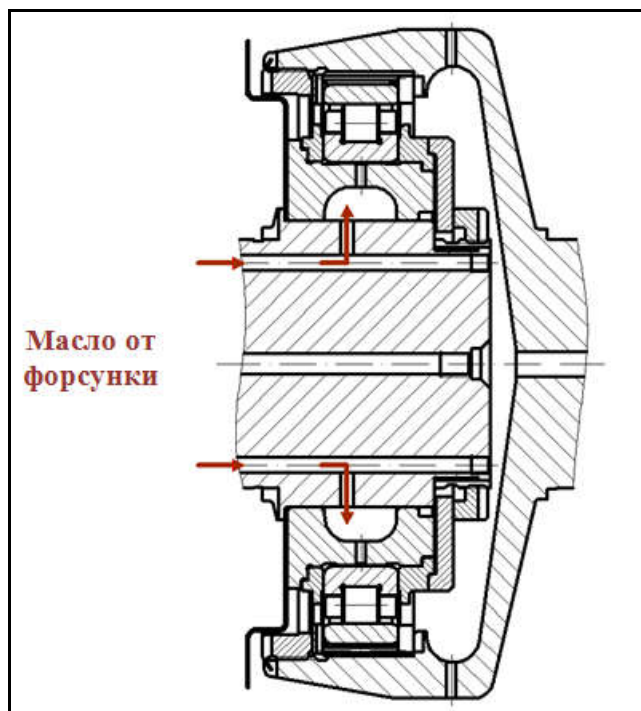


Рис. 5.3 Схема подвода масла к подшипнику

Для смазывания и охлаждения подшипника во время испытаний использовалось масло ИПМ-10, плотность которого при температуре 95...100 °С равна $\rho = 0,776...0,773 \text{ г/см}^3$. Для обеспечения допустимой температуры колец подшипника (не более 200°С) экспериментальным путём была подобрана форсунка с диаметром отверстия 1,5 мм, которая при давлении в маслосистеме 3,5 кг/мм² обеспечила расход масла 2,5...2,8 л/мин. Тонкость фильтрации масла, поступающего к испытываемому подшипнику 16 мкм.

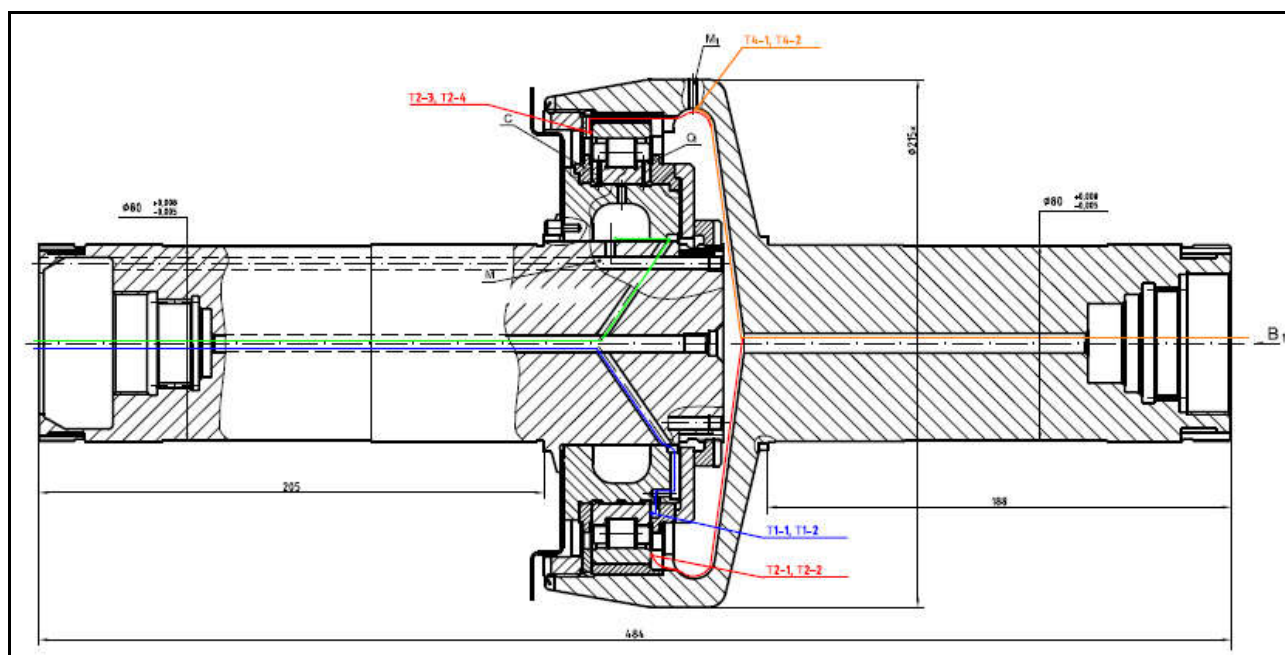
Монтаж внутреннего кольца подшипника производился с натягом 0,01...0,028 мм, а наружного кольца - с зазором 0,008...0,011 мм.

Состояние исследуемого подшипника контролировалось по температуре колец, по температуре масла на выходе из узла испытаний. Контроль вибраций

осуществлялся вибропреобразователем, установленным на корпусе узла испытаний в соответствии с руководящими документами [31], [32], [33].

5.3 Препарировка колец подшипника

Измерение температур колец исследуемого подшипника производилось с помощью хромель-алюмелевых термопар. Схема установки термопар на кольцах подшипника и их обозначение показаны на Рис. 5.4 .



- — термопары T1-1, T1-2, T1-3, T1-4 на внутреннем кольце
- — термопары T2-1, T2-2, T2-3, T2-4 на наружном кольце
- — термопары T3-1, T3-2 на входе масла в подшипник
- — термопары T4-1, T4-2 на сливе масла из колокола

Рис. 5.4 Схема установки термопар

С каждой стороны внутреннего кольца на торцах устанавливалось по две термопары расположенные под углом 180°. Термопары на противоположных торцах смещены относительно друг друга на 90° (Рис. 5.5). Провода от термопар закреплялись, с помощью точечной сварки, на внутренней поверхности вала-привода наружного кольца, затем через вал, рессору привода и вал шестерни мультипликатора выводились к 12-ти точечному ртутному токосъемнику РТ-12 №05603.

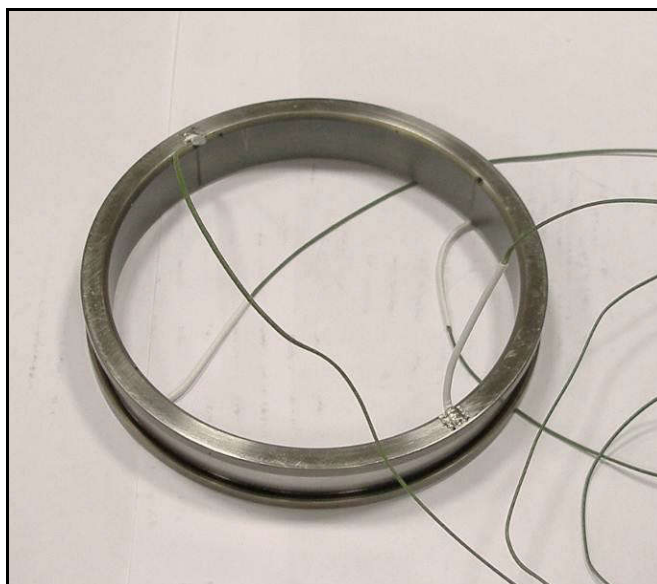


Рис. 5.5 Препарировка внутреннего кольца подшипника термомпарами

Температура масла на входе в узел испытаний измерялась в трубопроводе на расстоянии ~ 500 мм перед форсункой. Так как при прохождении масла по валу оно охлаждается, то на выходе была установлена ещё одна термопара, измеряющая температуру масла на входе в подшипник. Для измерения температуры масла на выходе из подшипника была установлена термопара у отверстия выхода масла в вале-приводе наружного кольца. Сигналы от термопар выводились через токосъемники на ТРМ-201 с регистрацией на цифровых индикаторах и на компьютере сбора данных.

5.4 Метрологическое обеспечение

Контроль параметров режимов испытаний, оценка технического состояния исследуемого подшипника и состояния оборудования стенда производилась по регистрации следующих значений:

- частота вращения каждого ротора;
- давление масла в радиальной месдозе;
- давление масла в маслосистеме смазки подшипников узла испытаний, в том числе масла, подаваемого в вал для исследуемого подшипника;
- давление масла в маслосистеме смазки мультипликатора;
- температура внутреннего кольца испытуемого подшипников;

- температура наружного кольца испытуемого подшипника;
- температура наружного кольца опорного подшипника;
- температура масла на входе в подшипник;
- температура масла на выходе из узла испытаний;
- температура масла на входе и выходе мультипликатора;
- вибрации корпуса узла испытаний.

Давление масла в маслосистемах нагружения и смазки определялось с помощью высокочувствительных датчиков «Метран-100ДИ» и показывающих цифровых индикаторов ТРМ-151. Погрешность измерения давления 0,05%. Температура масла измерялась с помощью датчиков ТСП «Метран-206» и регистрировалась на цифровых индикаторах ТРМ-138. Температуры колец подшипников измерялись хромель-копелевыми термопарами с регистрацией на цифровых индикаторах ТРМ-201. Погрешности применяемой аппаратуры указаны в Табл. 5.1.

Табл. 5.1 Погрешность измерительной аппаратуры

Обозначение	Наименование	Диапазон	Погрешность измерения
n_B , об/мин	Частота вращения внутреннего кольца	0...11000	$\pm 0,2 \%$
n_H , об/мин	Частота вращения наружного кольца	0...14000	$\pm 0,2 \%$
P_F , кгс/см ²	Давление масла на поршень радиальной нагрузки	0...45	$\pm 0,5\%$
P_M , кгс/см ²	Давление в маслосистеме смазывания подшипника	0...5	$\pm 0,3 \%$
$T_{M.VX}$, °C	Температура масла на входе	0...150	$\pm 1,5 \%$
$T_{M.VYX}$, °C	Температура масла на выходе	0...200	$\pm 1,5 \%$
$T_{H.K}$, °C	Температура наружного кольца	0...250	$\pm 1,5 \%$
$T_{B.K}$, °C	Температура внутреннего кольца	0...250	$\pm 1,5 \%$
q , л/мин	Расход масла через форсунку подачи	0...10	$\pm 0,5 \%$
V_G, V_B , мм/с (мм/с ²)	Замеры вибраций корпуса установки	0...100 0...270	$\pm 10 \%$

5.5 Методика и программа проведения испытаний по подтверждению ресурса 2000 часов

Первоначальный анализ режимов перспективного двигателя при выполнении ТПЦ показал, что роликподшипник в межроторной опоре будет эксплуатироваться при следующих приведенных параметрах в эксплуатации:

- частота вращения внутреннего кольца $n_{1пр} = 9390$ об/мин;
- частота вращения наружного кольца $n_{2пр} = 12893$ об/мин;
- радиальная нагрузка $F_{гпр} = 403,8$ кгс.

В соответствии с этими данными разработана программа №НТЗ.01-1220.001ПМ «Испытания межроторного подшипника с противовращением колец на стенде ЦИАМ». Для сокращения времени проведения ресурсных испытаний нагружение подшипника радиальной силой увеличено по сравнению с приведенной нагрузкой в эксплуатации в 2,72 раза - до 1100 кгс. При этом максимальные напряжения смятия в пятне контакта ролика с внутренним кольцом не должны превысить величины $\sigma_{см} = 110$ кг/мм², что существенно меньше допустимого значения. Такая величина нагрузки позволит сократить время испытаний в 28 раз.

Ускоренные ресурсные испытания роликподшипника проводились на постоянном режиме с частотами вращения внутреннего и наружного колец, равными соответственно, приведенным частотам роторов изделия за полетный цикл (ПЦ) ($n_{1пр} = 9390$ об/мин, $n_{2пр} = 12893$ об/мин) и при действии радиальной нагрузки $F_r = 1100$ кгс. Вращение колец подшипника - противоположное.

При разработке методики испытаний было учтено, что при ресурсных испытаниях одного подшипника коэффициент запаса по наработке должен быть 1,3. Таким образом, для подтверждения ресурса 2000 часов подшипник должен иметь наработку 2600 часов. При действии на подшипник, во время ускоренных испытаний, радиальной нагрузки $F_r = 1100 \pm 10$ кгс (учтена погрешность) для обеспечения наработки 2600 часов его стендовая наработка должна быть

$$\frac{2600}{\left(\frac{1100}{403,8}\right)^{3,33}} = 92,4 \text{ часа}$$

Перед проведением ускоренных ресурсных испытаний была подобрана прокачка масла через подшипник, обеспечивающая, при действии радиальной нагрузки $F_r = 1100$ кгс и приведенных за ПЦ частотах вращения колец: $n_{1пр} = 9390$ об/мин, $n_{2пр} = 12893$ об/мин (с противоположным вращением), его эксплуатационное температурное состояние. Масло в подшипник подавалось через вал привода внутреннего кольца. Температура масла на входе в вал была равна ~ 110 °С.

После проведения пробных запусков с регулировкой давления масла в маслосистеме и подбором диаметра подающей форсунки обеспечена температура внутреннего кольца подшипника 130 ± 5 °С, температура наружного кольца 165 ± 5 °С. Испытания проводились циклами по 8...9 часов.

5.6 Уточненный расчет нагрузок, на подшипники ротора ВД

В процессе испытаний после наработки ~ 29 часов, была уточнена величина приведенной радиальной нагрузки, действующей на подшипник за типовой полетный цикл (ТПЦ), которая составила 294,5 кгс.

В методике расчета учитывался режим МЭП (режим с максимальными эксплуатационными перегрузками). В него были заложены максимальные линейные и угловые перегрузки. На практике такого полетного случая не существует, поэтому было принято решение разбить режим МЭП на 2.

Режим 1 - полетный случай с максимальной линейной перегрузкой $A_d + T_d$ (0,85) ($n_y = 9,14$, $\omega_z = 0,31$ рад/с).

Режим 2 - полетный случай “штопор” с максимальной угловой перегрузкой ($n_y = 3,5$, $\omega_y = \pm 1,5$ рад/с)

Моделирование ротора высокого давления (ВД) осуществлялось в программной среде MSC.PATRAN [50]. Для расчета использован решатель SOL 101. Расчетная конечно-элементная (КЭ) 1D-модель состоит из 13 элементов типа BAR2.

Закрепление осуществлялось по опорам ротора, как показано на Рис. 5.6.

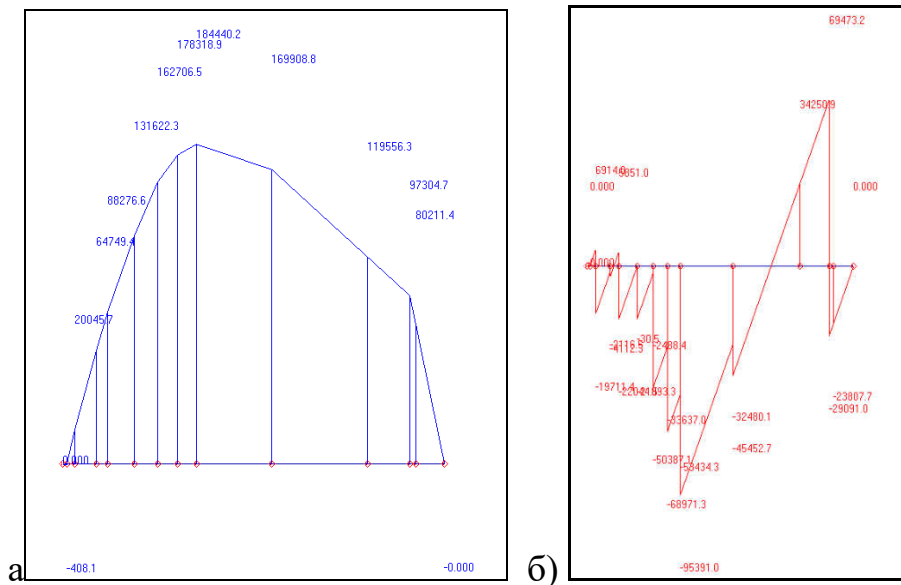


Рис. 5.8 Эпюры изгибающих моментов ротора ВД при полетном случае с максимальной линейной перегрузкой $A_D + T_D(0,85)$ ($n_y = 9,14$, $\omega_z = 0,31$), кг мм: а) от собственного веса элементов ротора с учетом максимальной линейной перегрузки $n_y = 9,14$ в плоскости XZ ; б) от гироскопических моментов с угловой перегрузкой $\omega_z = 0,31$ в плоскости XY .

Модель нагружалась силами, действующими от собственного веса элементов ротора ($n_y = 3,5$), гироскопическими моментами, с учетом максимальной угловой перегрузки $\omega_y = \pm 1,5$ и максимальными дисбалансами. Расчет выполнен для двух случаев: левый штопор и правый штопор. Некоторые результаты расчета для левого штопора представлены на Рис. 5.9 и Рис. 5.10 .

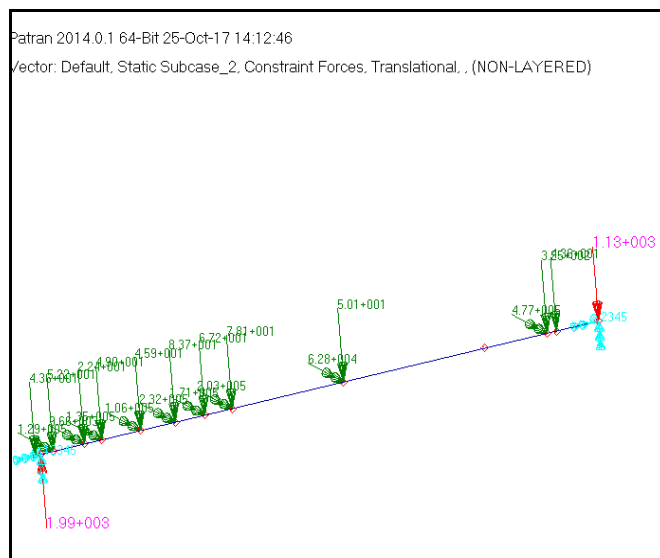


Рис. 5.9 Результаты расчета реакций в опорах, “левый штопор” ($n_y = 3,5$, $\omega_y = 1,5$ рад/с)

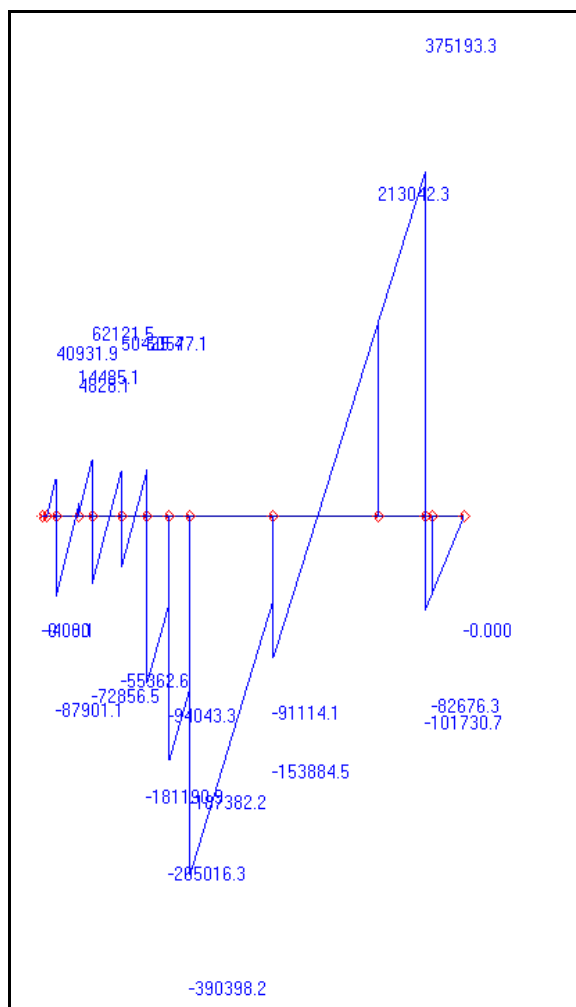


Рис. 5.10 Этюры изгибающих моментов ротора ВД, “левый штопор” ($n_y = 3,5$, $\omega_y = 1,5 \text{ рад/с}$), кг·мм

Полученные результаты были учтены в дополнении к программе испытаний НТЗ.01-1220.001ПМ доп.1к основной программе испытаний. В ней указано, что для подтверждения ресурса испытуемого подшипника на 2000 часов при действии на него радиальной силы 1100 кгс наработка подшипника на стенде составит 32 часа.

$$\frac{2600}{\left(\frac{1100}{294,5}\right)^{3,33}} = 92,4 \text{ часа}$$

Испытания были продолжены при тех же условиях.

5.7 Результаты испытаний

На последующих рисунках показаны результаты, полученные в процессе эквивалентных испытаний межроторного подшипника с противовращением роторов на стенде ЦИАМ [43].

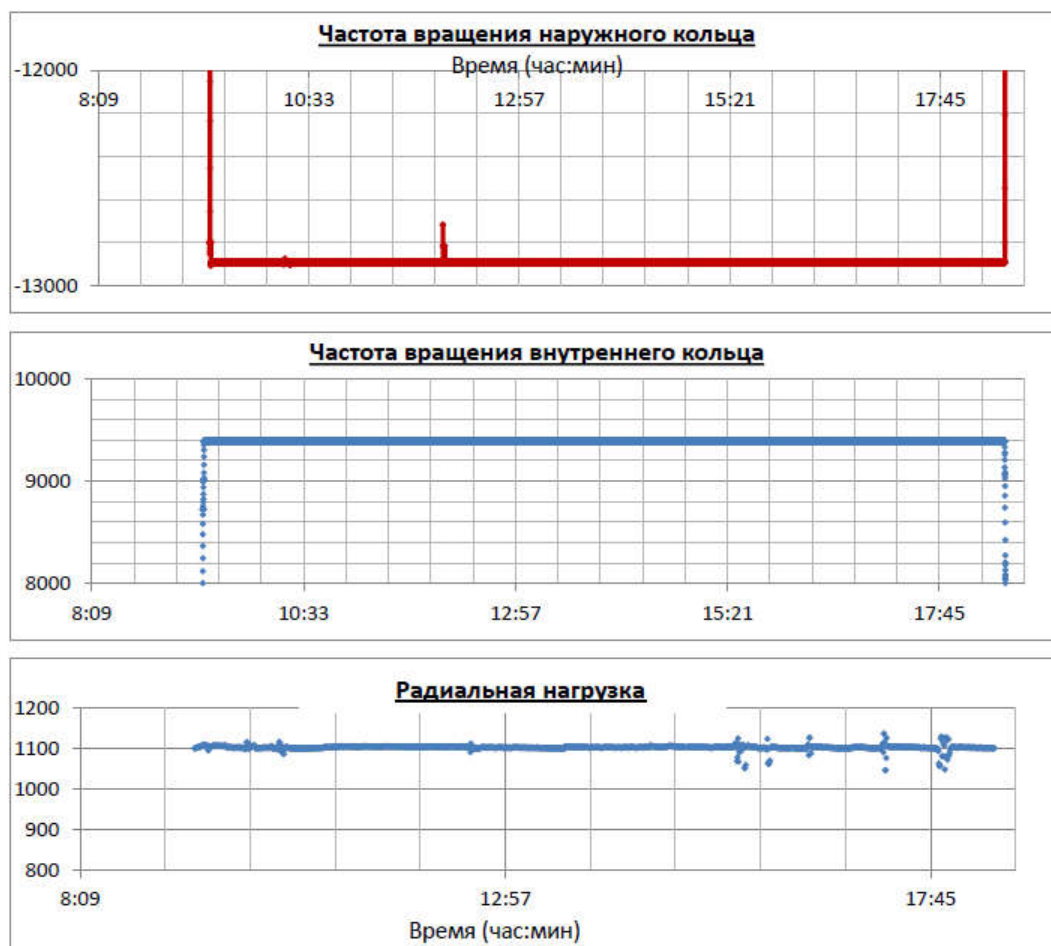


Рис. 5.11 Условия проведения испытаний роликоподшипника на подтверждение ресурса 2000 часов

Из графиков видно, что частоты вращения колец исследуемого роликоподшипника и воспринимаемая им радиальная нагрузка соответствовали заданным значениям и не изменялись в процессе испытаний.

Графики изменения температур масла и колец подшипника на начальном этапе испытаний представлены на Рис. 5.12.

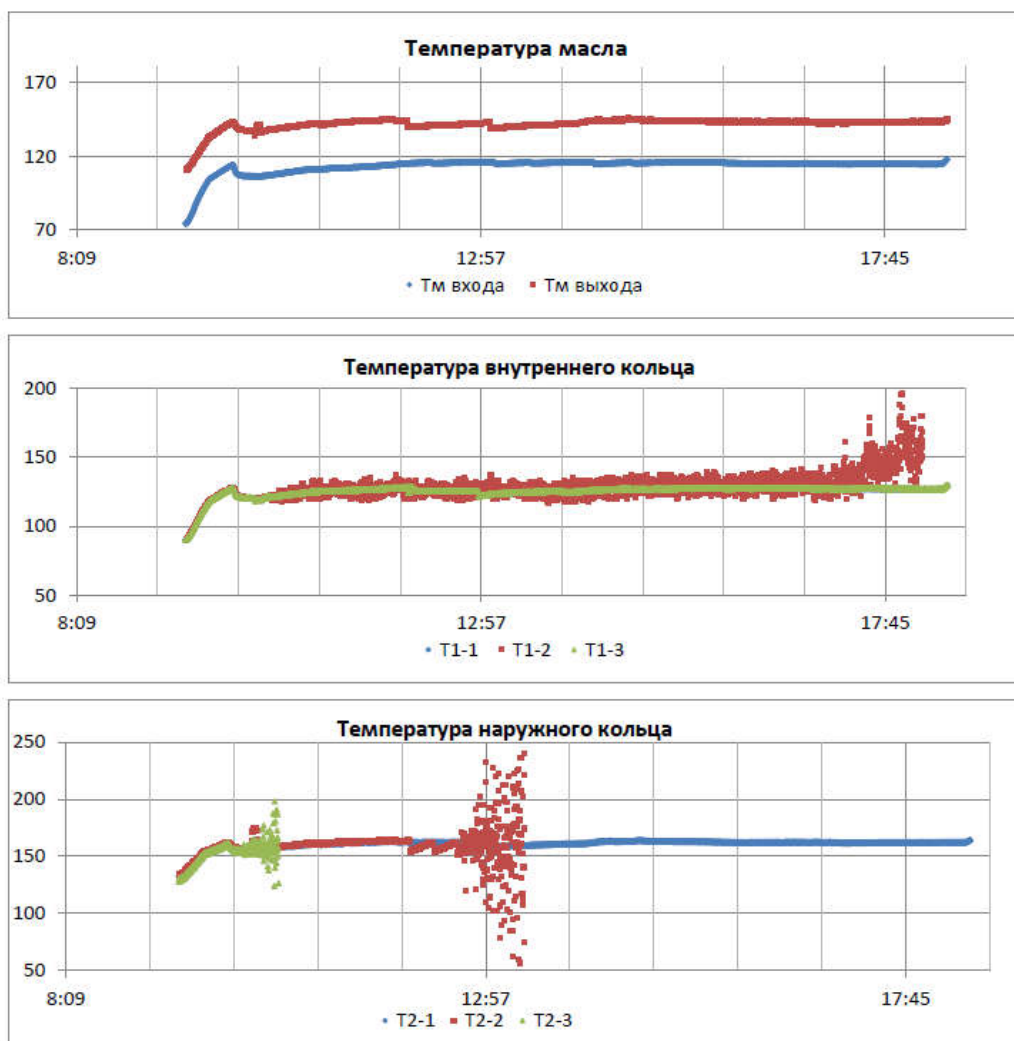


Рис. 5.12 Изменение температур колец подшипника

Температура масла на входе в подшипник была равна 110 ± 5 °С, на выходе из подшипника – 142 ± 3 °С. Из графиков видно, что температура внутреннего кольца не превышала величины 125 ± 2 °С, а температура наружного кольца – 160 ± 2 °С. Температура наружного и внутреннего колец подшипника по ширине была практически одинакова. Разность температур по ширине колец составляла от 2 до 3 °С, что соответствует погрешности измерения. Причина «размытого» сигнала с термопар Т1-2, Т2-2 и Т2-3 – результат выхода из строя колец токосъёмника.

Контроль вибраций корпуса узла испытаний показал, что уровень виброскорости в горизонтальном и в вертикальном направлениях не превышал величины 30 мм/с, Рис. 5.13.

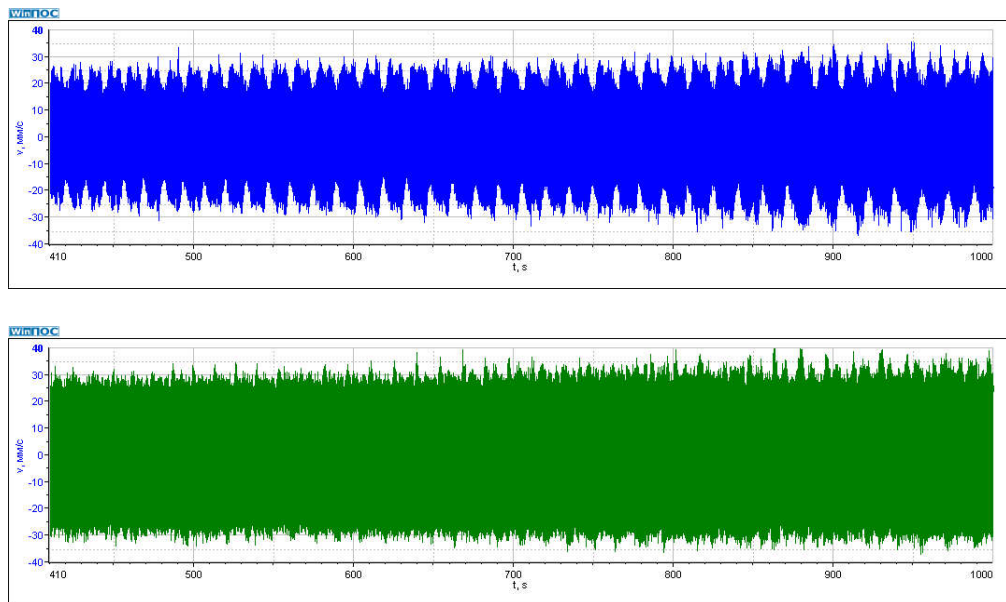


Рис. 5.13 Осциллограмма виброскорости (1-й час испытаний). Горизонтальное направление (синяя линия), вертикальное направление (зеленая линия)

На Рис. 5.14 и Рис. 5.15 показаны условия проведения испытаний подшипника, а также изменение температурных параметров масла и колец подшипника на завершающем этапе испытаний.

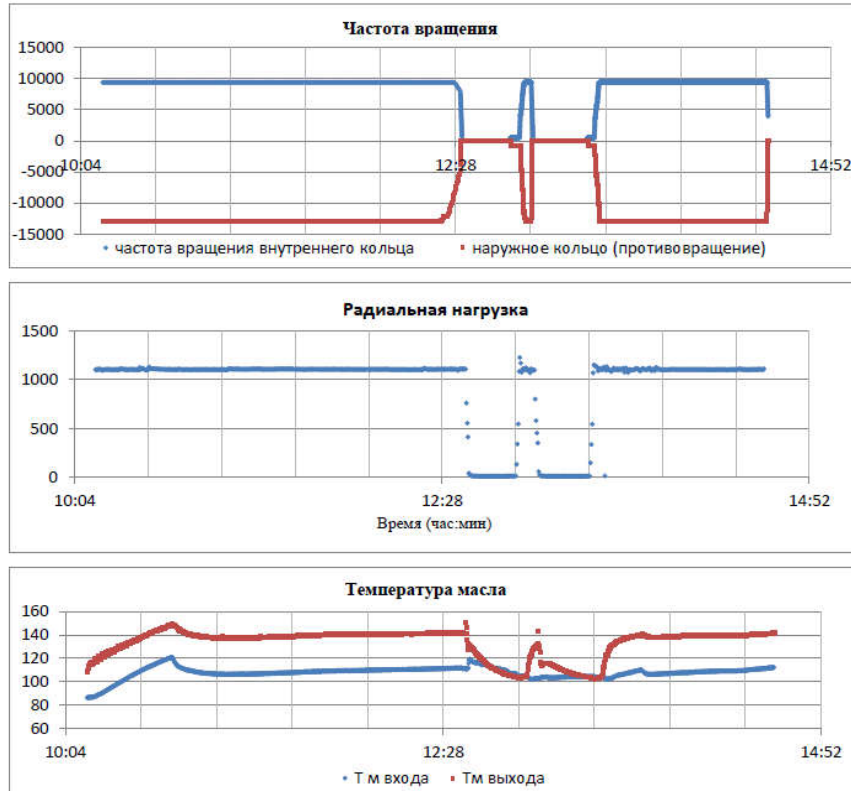


Рис. 5.14 Условия проведения испытаний подшипника на заключительном этапе испытаний – частота вращения, радиальная нагрузка, температура вала. Виден участок остановки стенда

Из графиков рисунка 5.14 видно, что частоты вращения колец исследуемого подшипника и воспринимаемая им радиальная нагрузка не изменялись до конца испытаний и оставались равными: $n_{1пр} = 9390 \pm 50$ об/мин, $n_{2пр} = 12893 \pm 50$ об/мин и $F_r = 1100 \pm 5$ кгс.

Температура масла на входе и выходе из подшипника также оставалась без изменений до конца испытаний: $T_{вх} = 110 \pm 5$ °С, $T_{вых} = 140 \pm 3$ °С. На рисунке 17 показано изменение температуры колец подшипника на завершающей стадии испытаний. Из представленных графиков видно, что температура внутреннего кольца не превышала 135 ± 5 °С, а температура наружного кольца не превышала 170 ± 5 °С. Остановки стенда на завершающем этапе испытаний были связаны с осмотрами при повышении уровня вибраций.

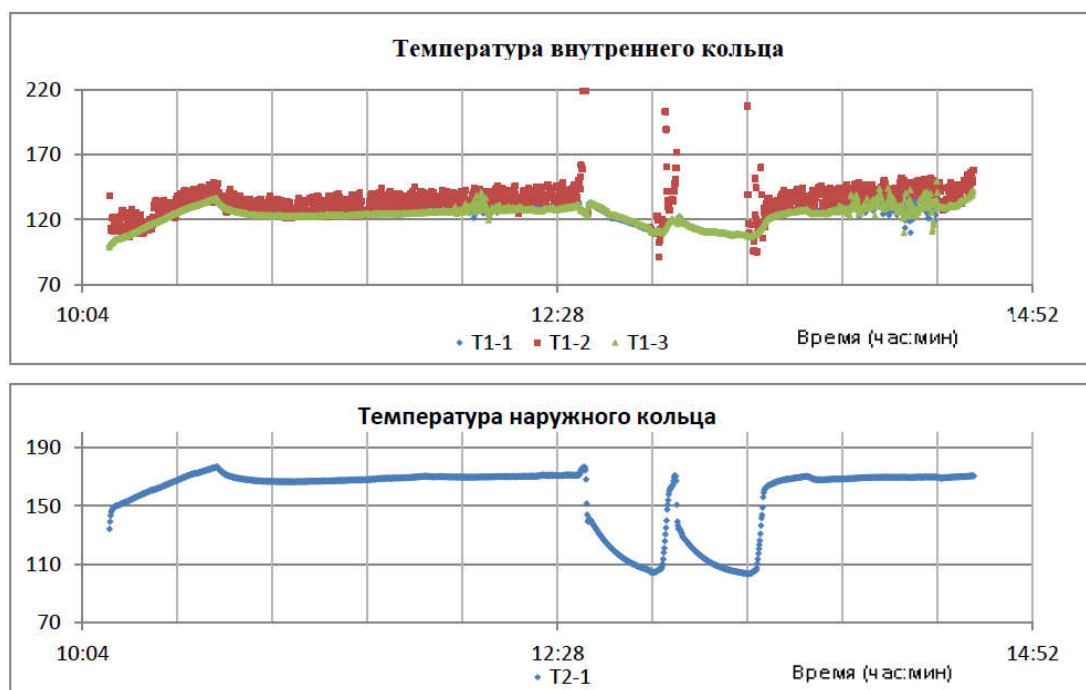


Рис. 5.15 Температуры колец подшипника на заключительном этапе испытаний

На заключительном этапе испытаний, при суммарной наработке 30 час 40 минут возрос уровень вибраций корпуса узла испытаний до 45...50 мм/с. Испытания были остановлены.

Проверка вращения подшипника и анализ его технического состояния по изменению температур колец и температуры масла на выходе показали, что эти параметры не изменились. Был произведён повторный запуск стенда. При уровне 50 ± 5 мм/с подшипник отработал ~ 58 мин, затем виброскорость узла испытаний повысилась до величины 100 ± 15 мм/с. Испытания были прекращены. Общая наработка подшипника на заданных режимах испытаний составила 31 час 37 минут (требуемая 32 часа).

На Рис. 5.16 представлены осциллограммы изменения вибраций корпуса узла испытаний, зарегистрированные в конце заключительного этапа испытаний.

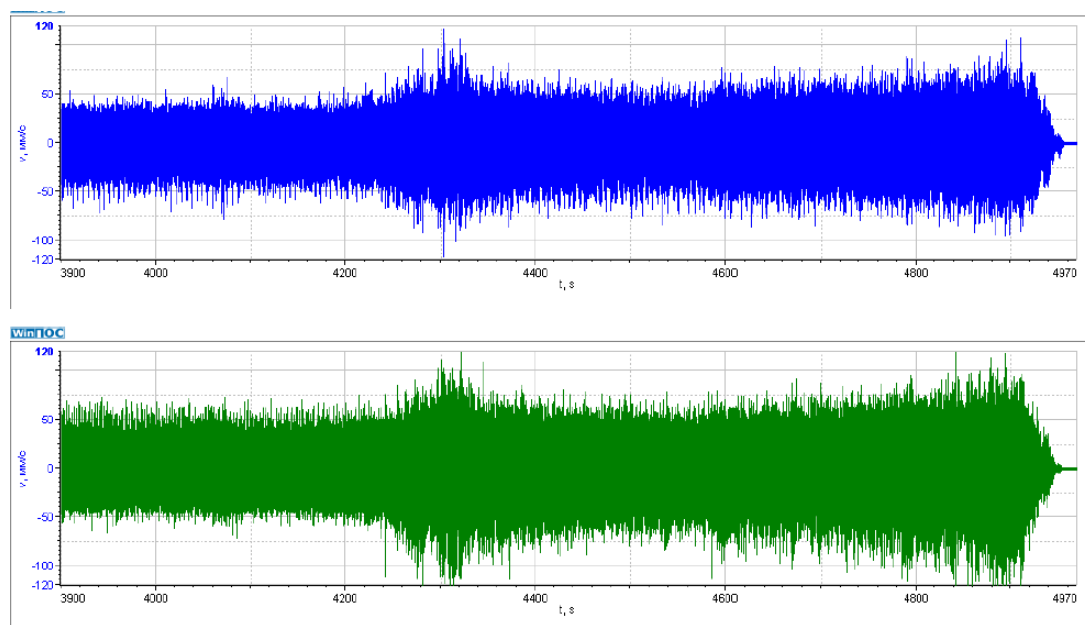


Рис. 5.16 Осциллограмма виброскорости (заключительный этап испытаний). Горизонтальное направление - синяя линия, вертикальное направление - зеленая линия

Осмотр магнитной пробки после остановки испытаний показал наличие на ней большого количества стружки. После разборки узла испытаний обнаружена выработка на валах привода наружного и внутреннего колец подшипника под посадочными местами технологических подшипников.

На Рис. 5.17 показана магнитная пробка после испытаний подшипника, на которой много металлической стружки.



Рис. 5.17 Магнитная пробка после испытаний подшипника

Ниже показаны валы привода наружного и внутреннего колец подшипника со следами выработки на посадочных поверхностях под технологическими подшипниками.



Рис. 5.18 Выработка на вале привода наружного кольца испытуемого подшипника

На фотографии (Рис. 5.18) видна выработка на посадочной поверхности технологического роликподшипника вала привода наружного кольца в виде износа от проскальзывания технологического подшипника.



Рис. 5.19 Выработка в местах установки технологических подшипников узла нагружения на вале привода внутреннего кольца испытуемого подшипника

На фотографии (Рис. 5.19) показана выработка на посадочных поверхностях технологических роликоподшипников узла нагружения, установленного на вале привода внутреннего кольца исследуемого подшипника. Такой вид выработки посадочных поверхностей с образованием раковин характерен для тяжело нагруженных подшипников с недостаточно плотной посадкой.

Осмотр исследуемого роликоподшипника 5AB1002926P4 показал, что на дорожке качения наружного кольца и на роликах следов усталости материала не обнаружено. Дорожку качения внутреннего кольца подшипника осмотреть не удалось из-за невозможности вынуть ролики из сепаратора и снять сепаратор. На дорожке качения наружного кольца и на роликах виден след приработки. На посадочной поверхности внутреннего кольца видны отпечатки каналов подвода масла к подшипнику. На посадочной поверхности наружного кольца виден потемневший след по траектории прокатывания роликов.

На основании визуального осмотра было отмечено, что подшипник находится в удовлетворительном состоянии (Рис. 5.20). Для проведения инструментального контроля исследуемый подшипник был направлен на ЛМЗ, филиал ПАО «ОДК УМПО».



Рис. 5.20 Исследуемый роликоподшипник после подтверждения ресурса 2000 часов при его эксплуатации в межроторной опоре перспективного двигателя

5.8 Входной контроль подшипника, прошедшего ресурсные испытания

Неразрушающий контроль объектов авиационной техники является важнейшим направлением в диагностике технического состояния узлов и деталей. Этому направлению посвящены многочисленные работы, среди которых [64], [74] и ряд других.

Целью испытаний являлся входной контроль подшипника 5AB1002926P4 на наличие дефектов после проведения ускоренных ресурсных испытаний за ресурс 2000 часов. Данная работа явилась промежуточным этапом по подтверждению работоспособности МРП за ресурс 6000 часов на стенде ЦИАМ.

Испытание подшипника проводилось на стенде входного контроля характеристик подшипников СП-180М [52], позволяющем в автоматическом режиме обеспечить зажим, центрирование, вращение, создание радиальной и осевой нагрузки на испытуемый подшипник и провести контроль состояния подшипника, Рис. 5.21. Использование комплекса СП-180М позволяет выявлять неисправности и дефекты подшипников качения: дефекты наружного и внутреннего колец подшипника, тел качения, сепаратора.

Анализ проводился по получаемым в процессе испытаний широкополосным вибрационным сигналам. В процессе контроля состояния подшипника 5AB1002926P4 №2 проводился комплексный анализ, включающий

спектральный анализ, анализ СКЗ в низко, средне и высокочастотных диапазонах, расчет пик-фактора в низко и высокочастотном диапазоне, анализ спектра огибающей [25], [39]. Полученные результаты сравнивались с параметрами подшипника, полученными на данном стенде до начала ресурсных испытаний. В результате вибрационного исследования каких-либо импульсных процессов, связанных с возможными дефектами подшипника, полученных в процессе ресурсных испытаний не выявлено.



Рис. 5.21 Стенд входного контроля подшипников СП-180М

5.9 Методика и программа проведения испытаний по подтверждению ресурса 6000 часов

На подшипниковом стенде Т14-15/1 ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова» проведены ускоренные ресурсные испытания роликоподшипника 5АВ1002926Р4 при одновременном вращении колец в противоположные стороны. Данный подшипник в 2017 г. был испытан на этом же стенде в подтверждение ресурса 2000 часов.

Для сокращения времени проведения ресурсных испытаний нагружение подшипника радиальной силой увеличено, по сравнению с приведенной нагрузкой в эксплуатации, в 2,5 раза - до (736 ± 5) кгс. При этом максимальные напряжения смятия в пятне контакта ролика с внутренним кольцом существенно

меньше допустимого значения. Такая величина нагрузки позволила сократить время испытаний в 13,8 раза.

С учетом требований при ресурсных испытаниях одного подшипника коэффициент запаса по наработке должен быть не менее 1,3. Следовательно, если для подтверждения ресурса 4000 часов подшипник должен отработать 5200 часов, то при нагрузке $F_r = (736 \pm 5)$ кгс его наработка составит 246 часов.

Ускоренные ресурсные испытания проводились на постоянном режиме с частотами вращения внутреннего и наружного колец, равными, соответственно, приведенным частотам роторов изделия за ПЦ ($n_{1пр} = 9390 \pm 20$ об/мин, $n_{2пр} = 12893 \pm 20$ об/мин) и при действии радиальной нагрузки $F_r = (736 \pm 5)$ кгс. Вращение колец противоположное. Прокачка масла через подшипник осуществлялась аналогично его прокачке в межроторной опоре перспективного изделия. Величина прокачки, при давлении в маслосистеме от 3 до 3,5 кг/см² составляла от 2,5 до 2,8 л/мин.

Для смазывания и охлаждения подшипника во время испытаний использовалось масло ИПМ-10, плотность которого при температуре 95...100 °С равна $\rho = 0,776...0,773$ г/см³. При температуре масла на входе в подшипник от 100 °С до 115 °С температура внутреннего кольца составляла от 104 °С до 130 °С, наружного кольца от 130 °С до 163 °С, температура масла на выходе из подшипника от 108 °С до 153 °С.

Для обеспечения допускаемой температуры колец подшипника (не более 200 °С) экспериментальным путём была подобрана форсунка с диаметром отверстия 1,5 мм, которая при давлении в маслосистеме 3,5 кг/мм² обеспечила расход масла 2,5...2,8 л/мин.

Тонкость фильтрации масла, поступающего к испытываемому подшипнику, составляла 16 мкм.

Состояние исследуемого подшипника контролировалось по температуре колец, по температуре масла на выходе из узла испытаний и по вибрации корпуса узла испытаний.

Монтаж внутреннего кольца подшипника производился с натягом 0,010...0,028 мм, а наружного кольца - с зазором 0,008...0,011 мм.

Состояние исследуемого подшипника контролировалось по температуре колец, по температуре масла на выходе из узла испытаний и по вибрации корпуса узла испытаний. Как и при испытаниях подшипника на подтверждение его ресурса 2000 часов наружное и внутреннее кольца были препарированы термопарами. Сигналы с термопар передавались на регистрирующую аппаратуру через токосъёмники, установленные на валах приводов наружного и внутреннего колец подшипника. Установка термопар предполагала проведение термометрирования колец подшипника для оценки их теплового состояния на начальном этапе ресурсных испытаний (до обрыва термопар или выхода из строя токосъёмников). Повторная препарировка колец в процессе всего этапа испытаний не планировалась. Однако, вследствие непредвиденных остановок испытаний и разборки испытательного модуля стенда с демонтажем подшипника, выполнялось восстановление препарировки колец термопарами.

После установки роликоподшипника в испытательный модуль стенда и выполнения отладочных запусков испытания начались. На Рис. 5.22 представлены графики режимов испытаний подшипника на начальном этапе.

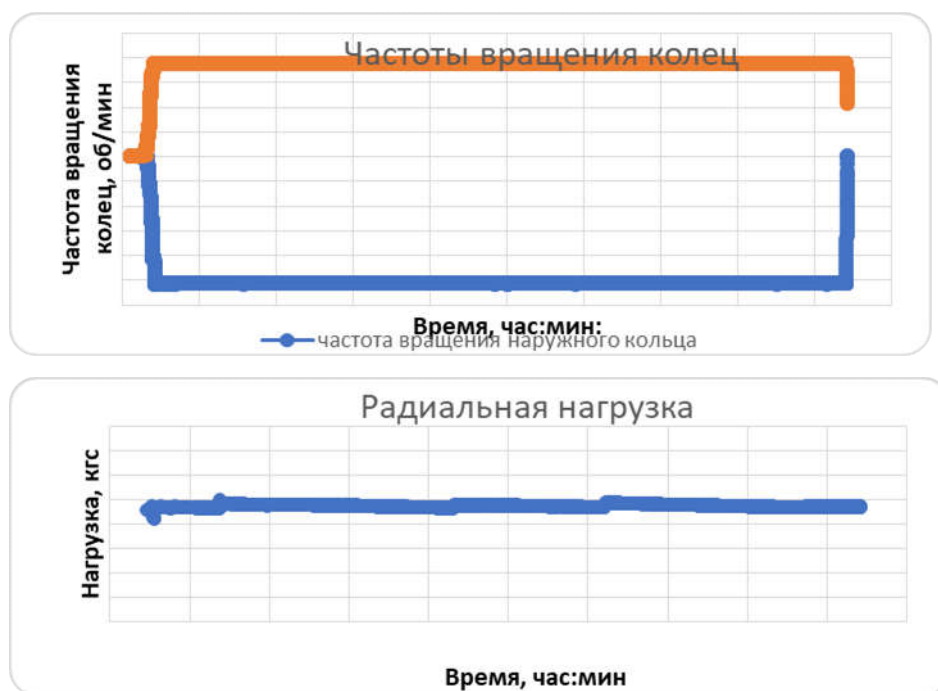


Рис. 5.22– Режимы испытаний подшипника

На Рис. 5.23 представлены графики изменения температур колец подшипника на начальном этапе испытаний.

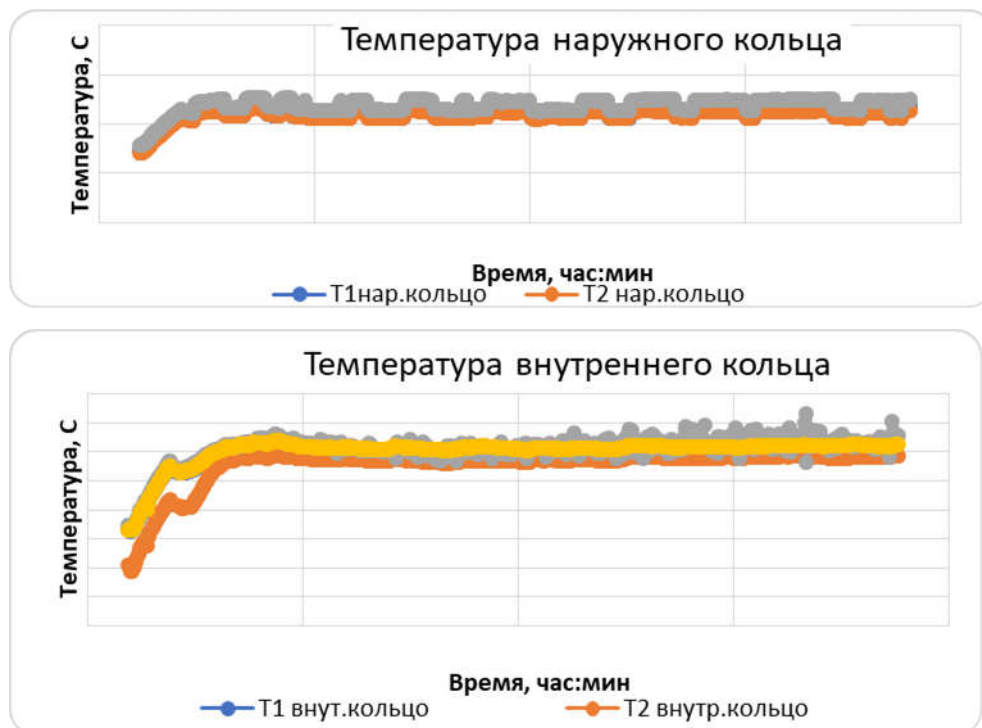


Рис. 5.23 Температура колец подшипника на начальном этапе испытаний

Анализ результатов измерения температур колец подшипника показал, что на установившемся режиме испытаний при температуре масла на входе в подшипник от 107 °С до 111 °С температура внутреннего кольца находилась в диапазоне от 118 °С до 130 °С, а температура наружного кольца – в диапазоне от 156 °С до 162 °С. Температура масла на выходе из подшипника равна от 133 °С до 136 °С.

Испытания проводились циклами по 8...9 часов. При наработке подшипника ~ 90 часов зарегистрировано повышение вибраций. Испытания были прекращены. Разборка стенда и дефектация показали, что исследуемый роликоподшипник находится в удовлетворительном состоянии, а причиной повышения вибраций было ослабление посадки технологического подшипника на вале-приводе наружного кольца. После восстановления посадочного диаметра на вале-приводе, выполнения новой препарировки колец термопарами и установки роликоподшипника в испытательный модуль, испытания были

продолжены. Графики условий проведения испытаний представлены на Рис. 5.24.

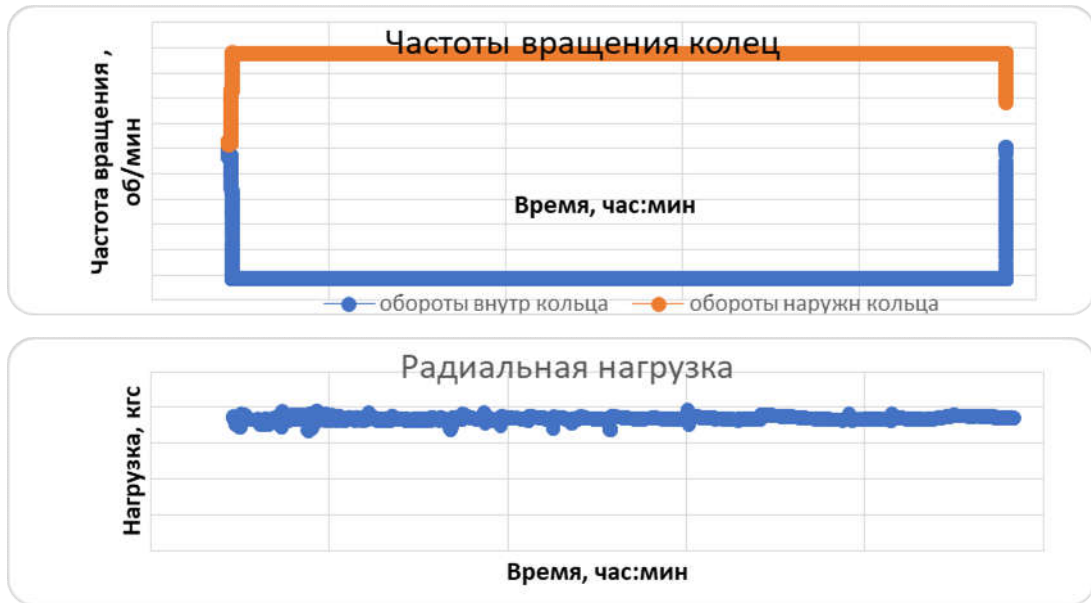


Рис. 5.24 Режимы испытаний подшипника после наработки 90 часов

На Рис. 5.25 представлены графики изменения температур колец подшипника после его наработки 90 часов и продолжения испытаний. Температура масла на входе в подшипник равна 101...107 °С.

Из графиков видно, что температура колец подшипника на режиме испытаний практически не изменилась и на наружном кольце равна 152...162 °С, на внутреннем кольце – 104...117 °С.

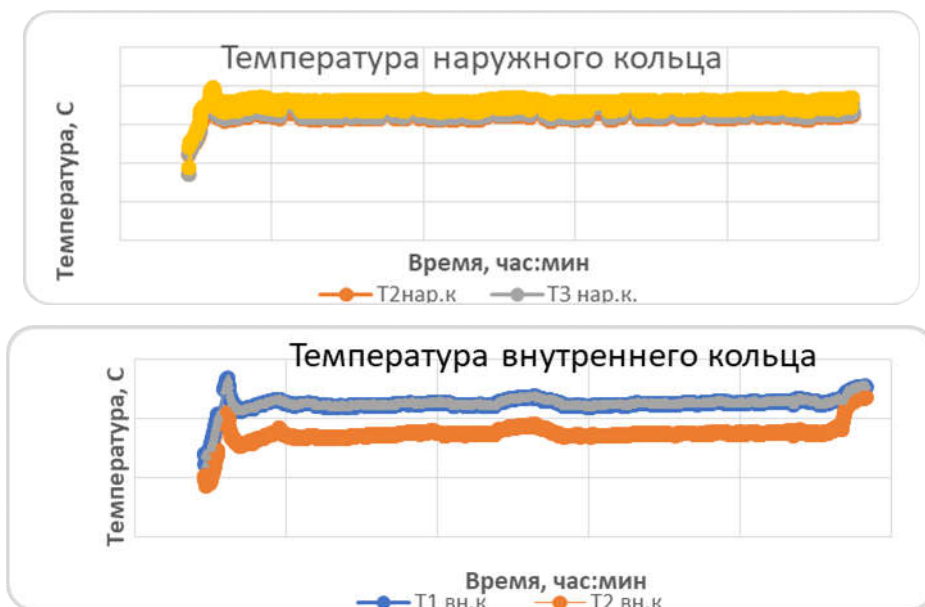


Рис. 5.25 Температуры колец подшипника после наработки 90 часов

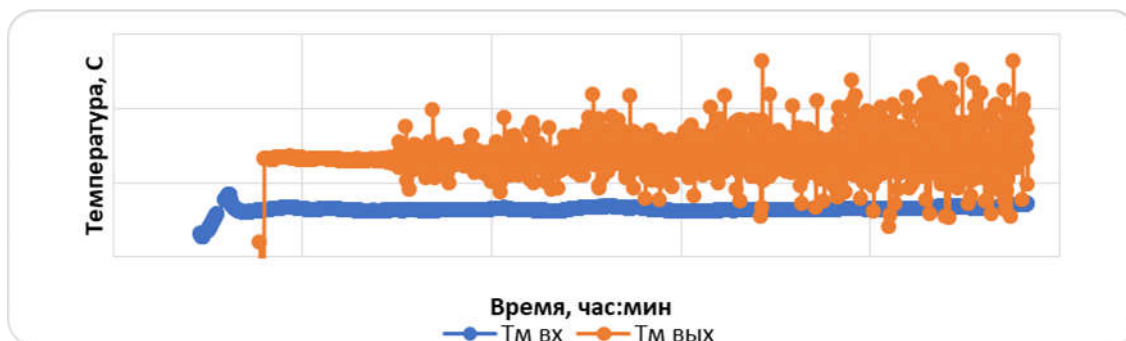


Рис. 5.26 Температуры масла на входе и на выходе после наработки 90 часов

Из графика изменения температуры внутреннего кольца видно, что после повторной установки подшипника в испытательный модуль термopара Т2 регистрирует температуру на 10 °C ниже, чем остальные термopары, что, видимо, связано с ее близким расположением к отверстию подачи масла в подшипник.

Начальные показания термopары, регистрирующей температуру масла на выходе из подшипника, указывают, что, как и ранее, температура масла на выходе на 25...30 °C выше его температуры на входе. Как видно после часа испытаний показания термopары, регистрирующей температуру масла на выходе из подшипника, резко изменились.

При наработке роликоподшипника на стенде 105 часов 30 минут испытания были остановлены по причине повышения вибраций. Разборка стенда и дефектация показали повторное ослабление посадки технологического подшипника на вале-приводе наружного кольца. Исследуемый роликоподшипник находится в удовлетворительном состоянии.

После восстановления посадочных диаметров под технологические подшипники на вале-приводе наружного кольца ресурсные испытания были продолжены. На Рис. 5.27 представлены графики режимов испытаний роликоподшипника после его установки на стенд.

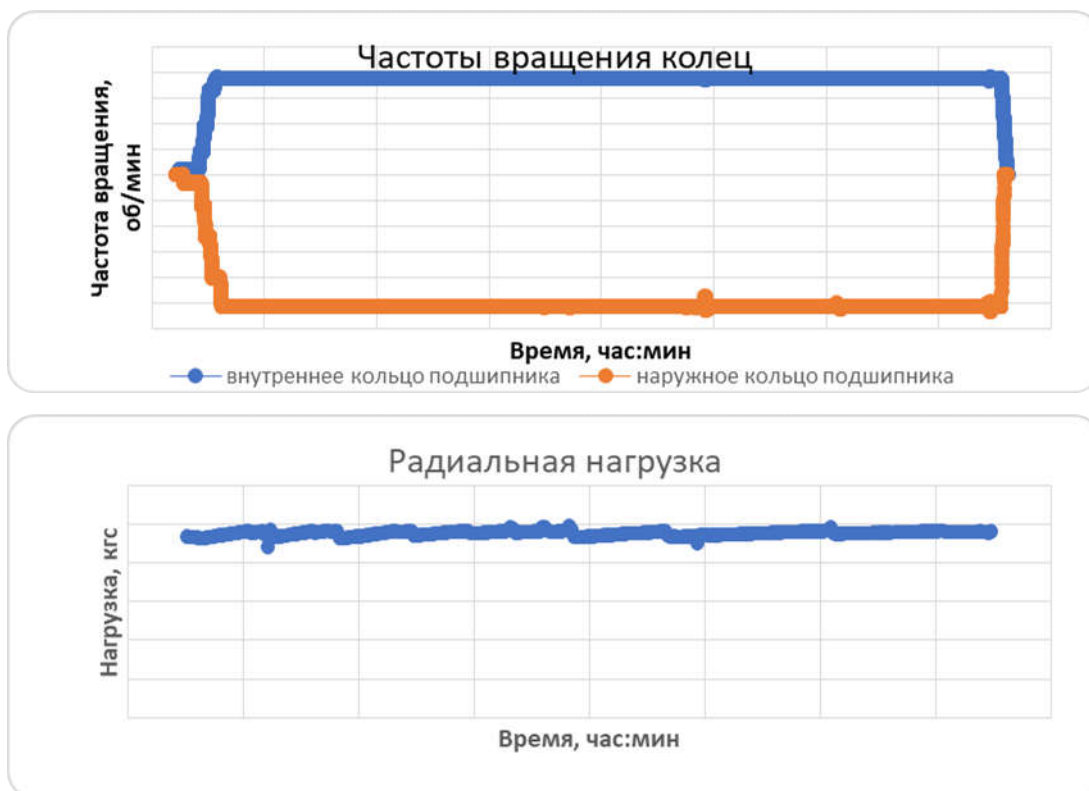


Рис. 5.27 Режимы испытаний подшипника после восстановления посадок

После выхода на режим испытаний и наработки на нем в течение 1 часа 40 минут испытываемый роликоподшипник заклинило.

На рисунке 5.9.7 показаны графики изменения крутящего момента на валах-приводах внутреннего и наружного колец подшипника на этапе испытаний, при выполнении которого произошло его заклинивание.

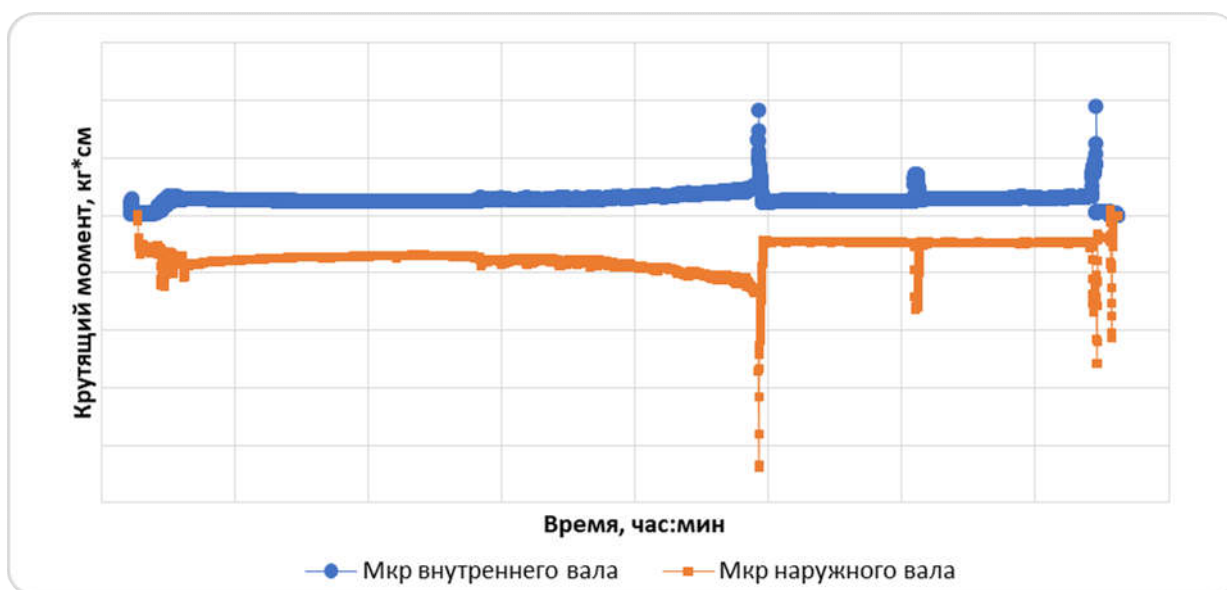


Рис. 5.28 Изменение крутящего момента на валах-приводах внутреннего и наружного колец подшипника перед его заклиниванием

Из графиков видно, что после 30 минут испытаний подшипника величины крутящих моментов стали плавно возрастать, что указывает на начало процесса выборки радиального зазора в подшипнике и подклинивания роликов. Через час испытаний подшипника зарегистрировано более сильное заклинивание роликов с резким возрастанием момента на внутреннем валу до 36 кгс·см, а на наружном валу до 88 кгс·см. Затем наблюдается восстановление работы подшипника с последующим снижением величины крутящих моментов на валах до 5...9 кгс·см. Далее, в процессе испытаний наблюдаются еще два пиковых возрастания величины крутящих моментов, указывающих на кратковременные заклинивания подшипника. При последнем заклинивании подшипника, через 1 час 40 минут с начала испытаний, произошел обрыв предохранительных штифтов, которые установлены на муфте соединения вала электродвигателя и мультипликатора внутреннего вала. Вал-привод внутреннего кольца перестал вращаться.

Графики изменения температур наружного и внутреннего колец подшипника перед его заклиниванием представлены на Рис. 5.29.

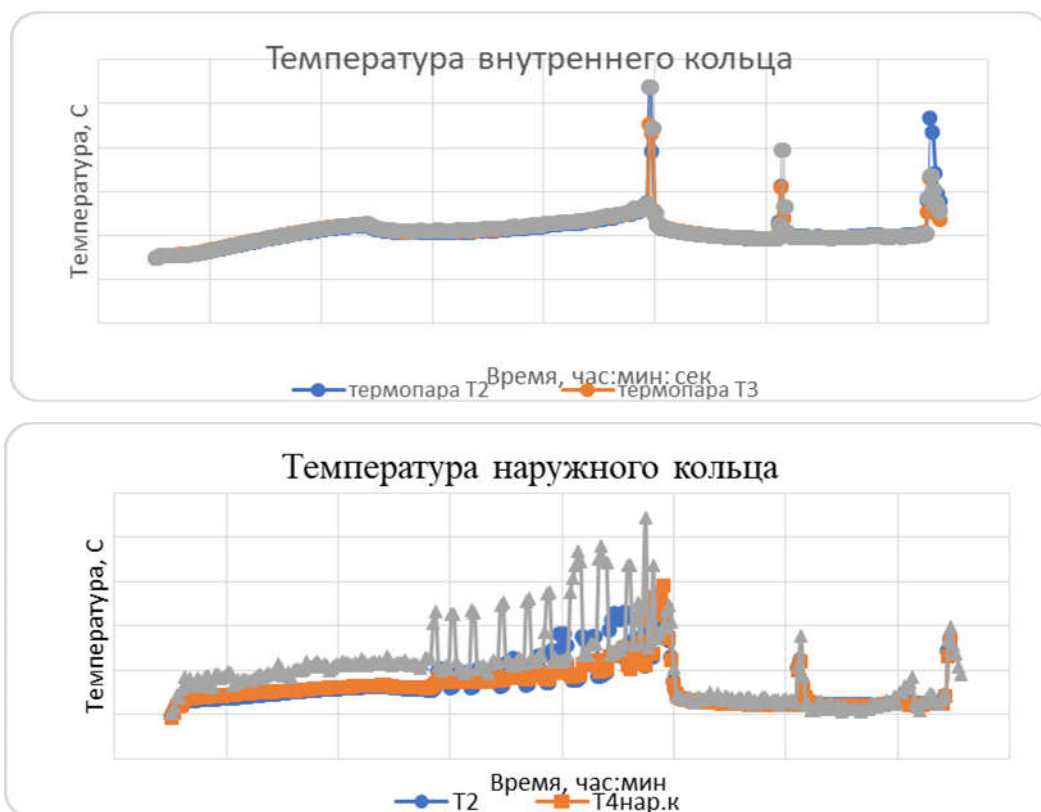


Рис. 5.29 Изменение температур колец подшипника перед его разрушением

На графиках температур колец наблюдается корреляция всплесков величин температур на кольцах подшипника с резкими повышениями крутящих моментов на валах-приводах. Из показаний термопар на кольцах подшипника видно, что температура внутреннего кольца в моменты заклинивания подшипника достигала более $250\text{ }^{\circ}\text{C}$, а температура наружного кольца – более $400\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Графики изменения температуры масла на входе и выходе из подшипника представлены на рисунке 5.9.9. На 20-й минуте после начала испытаний сигнал от термопары, регистрирующей температуру масла на выходе из подшипника, прервался. Однако можно отметить, что если раньше, при стабильной работе подшипника, температура масла на выходе из него была на $25\dots 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ выше, чем температура на входе, то перед обрывом термопара на выходе показывала температуру масла $146\text{ }^{\circ}\text{C}$, что на $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ выше, чем температура масла на входе.

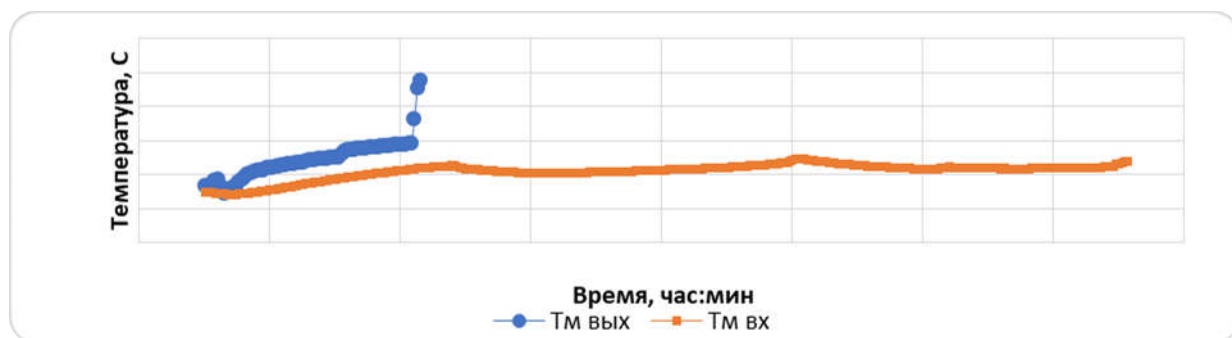


Рис. 5.30 Температура масла на входе и выходе из подшипника

После прекращения испытаний, разборки испытательного модуля и демонтажа подшипника произведен его осмотр.

Осмотр показал, что элементы подшипника подверглись повышенным температурам. На кольцах видны следы побежалости и коксования масла, Рис. 5.31.



Рис. 5.31 Элементы подшипника после испытаний

На дорожке качения наружного кольца видны следы износа и мгновенного прихватывания роликов Рис. 5.32.



Рис. 5.32 Дефекты наружного кольца подшипника

На сепараторе имеется поперечная трещина, а на некоторых роликах лыски, образовавшиеся от скольжения в момент заклинивания, Рис. 5.33 .



Рис. 5.33 Сепаратор и ролики после разрушения подшипника

После 107 часов 12 минут испытаний подшипник заклинило с остановкой вала-привода внутреннего кольца и обрывом предохранительных штифтов, установленных на муфте соединения валов электродвигателя и мультипликатора.

При выполнении данных ускоренных испытаний наработка роликоподшипника 5AB1002926P4 №2 с противоположным вращением колец и воспринимаемой им радиальной нагрузкой, значения которых соответствовали заданным и не изменялись в процессе испытаний, составила до появления дефекта 106 часов. Таким образом для подшипника, имеющего ресурс 2000 часов, подтверждена дополнительная работоспособность на эксплуатационных режимах в межроторной опоре в течение 2241 часа, что подтверждает возможность с запасом 1,3 увеличить ресурс исследованного роликоподшипника на 1850 часа, т.е. до 3850 часов.

5.10 Выводы по разделу

1. Разработана методика ускоренных испытаний подшипника качения с противовращением колец в условиях близких к реальному нагружению в опоре ротора газотурбинного двигателя, в том числе в эксплуатации, на стенде ЦИАМ.
2. Подготовлен узел стенда с испытуемым межроторным подшипником, проведено его препарирование термодатчиками для замера температуры колец, температуры масла на входе в подшипник и выхода из него. Установлены датчики вибраций и измерители крутящего момента.
3. Подготовлена программа ускоренных испытаний на 2000 и 6000 часов ресурса подшипника.
4. Испытания проводились этапами с постоянным контролем состояния межроторного подшипника. В процессе испытаний произошло несколько остановов из-за повреждений привода наружного кольца подшипник в узле. Промежуточный контроль показал кондиционное состояние подшипника.

5. Дальнейшие испытания привели к повреждению испытуемого подшипника на отметке близкой к 2000 часам наработки подшипника. Причиной повреждения подшипника явилось заклинивание роликов, которое привело к износу поверхности в канавке дорожки качения внутреннего кольца подшипника и нагреву подшипника. Нагрев привел к растрескиванию сепаратора. При этом было отмечено сохранение целостности подшипника.
6. Проведенные испытания позволили зачесть ресурс 3850 часов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе предложена и отработана методика расчетно-экспериментальной оценки усталостной долговечности межроторных и межвальных подшипников по контактном напряжении смятия при проектировании газотурбинных двигателей, в том числе:

1. Разработана методика численного моделирования контактных напряжений смятия, учитывающая многофакторность задачи для определения долговечности подшипников качения при проектировании ГТД.
2. Разработана численная модель узла экспериментального стенда с подшипником, проходящим ускоренные ресурсные испытания. Получены контактные напряжения смятия межроторного подшипника с учетом податливости колец и конструктивных элементов узлов стенда.
3. Показано, что долговечность межроторного подшипника, рассчитанная по контактным напряжениям смятия не может с достаточной точностью оцениваться по существующим аналитическим методикам (например, по технической спецификации ISO 16281-2008), в своей основе не полностью учитывающим многофакторность нагружения таких подшипников – противовращение колец, перекосы колец, инерционные силы от собственного вращения тел качения, податливость окружающих подшипник конструктивных элементов, зазоры и натяги.
4. Отработана методика ускоренных испытаний межроторного подшипника с противовращением колец на экспериментальном стенде ЦИАМ. Проведена доработка узлов стенда, проведены работы по препарированию деталей подшипника терморезисторами, датчиками температуры масла, вибрационными датчиками.
5. Проведены испытания подшипника на стенде ЦИАМ, которые подтвердили ресурс 3850 часов. Полученное значение попадает в диапазон долговечностей, рассчитанных по усталостным контактным напряжениям разработанным численным методом.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Feijun Qu, Haibo Xie, Zhengyi Jiang. Finite element method analysis of surface roughness transfer in micro flexible rolling. Finite element method analysis of surface roughness transfer in micro flexible rolling. MATEC Web of Conferences 80, 04002 (2016) NUMIFORM 2016 DOI: 10.1051/matecconf/20168004002
2. ISO 16281:2008. Rolling bearings — Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings. — 2008.
3. ISO 281:2007 Rolling bearings — Dynamic load ratings and rating life. — 2007.
4. ISO/TR 1281-1. Rolling bearings — Explanatory notes on ISO 281 — Part 1: Basic dynamic load rating and basic rating life. — 2008.
5. Ivannikov V.V., Degtiarev S.A., Popov V.V., Sorokin F.D., Leontiev M.K. Numerical Determination of Contact Forces in Radial Roller Bearings with Flexible Rings. Aircraft and Rocket Engine Design and Development. October 2018, Volume 61, Issue 4, pp 567–578| First Online: 18 March 2019.
6. J. M. de Mul, J. M. Vree, and D. A. Maas. “Equilibrium and Associated Load Distribution in Ball and Roller Bearings Loaded in Five Degrees of Freedom While Neglecting Friction—Part II: Application to Roller Bearings and Experimental Verification”. In: Journal of Tribology 111.1 (1989), pp. 149–154.
7. LS-DYNA Keyword User’s Manual, Volume 1-2, Livermore Software Technology Corporation, 2018
8. LS-DYNA KEYWORD USERS MANUAL (Version 971). – Livermore Software Technology Corporation (LSTC), 2012. Vol 1 – 1953 p.
9. Michael A. Mason. A PRACTICAL TOOL FOR THE DETERMINATION OF SURFACE STRESSES IN RAILROAD BEARINGS WITH DIFFERENT CONTACT GEOMETRIES LOAD CONDITIONS USING FINITE ELEMENT ANALYSIS. 2014. Page 119. <https://doi.org/10.25772/1JJY-3P97>
10. Mikhail Leontiev, Vladimir Ivannikov, Sergey Degtyarev. Radial roll bearings with flexible rings: application to rotor dynamics and extension to multibody simulation. ISROMAC 2017, Proceedings of 17-th International Symposium on

- Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery Maui, Hawaii, December 16-21, 2017. p. 9
11. Oswald F. B., Zaretsky E. V., Poplawski J. V. Effect of Internal Clearance on Load Distribution and Life of Radially Loaded Ball and Roller Bearings : тех. отч. / National Aeronautics; Space Administration. — 2012.
 12. Августович В.Г. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях. М: Машиностроение, 2005. – 60с.
 13. Аксенов Н.К., Петров Н.И., Струков А.А. Исследование теплового состояния подшипников опор перспективных авиационных двигателей. В сб. Новые технологические процессы и надежность ГТД/ Выпуск 9. Подшипники и уплотнения. Научно-технический сборник статей под редакцией Ножницкого Ю.А. и Петрова Н.И. – М: ЦИАМ, 2013, 222 с.: ил.
 14. Бабин, А. П. Конечно-элементное моделирование контактного взаимодействия с использованием положений механики контактной псевдосреды / А. П. Бабин, М. В. Зернин // Известия Российской академии наук. Механика твердого тела. – 2009. – № 4. – С. 84-107.
 15. Батенков С.В. Влияние перекоса на долговечность роликоподшипников (обзор). Москва, Изд-во НИИНАВТОПРОМ, 1981, 46 с.
 16. Батенков С.В. Влияние перекоса на долговечность роликоподшипников : (Обзор) / Инж. С.В. Батенков; Науч. ред. д. т. н. М.З. Народецкий. - М. : Б. и., 1981. - 46 с. : ил. ; 20 см. - (Серия 12 "Подшипниковая промышленность"). - Библиогр.: с. 44-45
 17. Батенков С.В. Исследование влияния перекосов на долговечность цилиндрических роликовых подшипников: Диссертация кандидата технических наук: 05.02.02. - Москва, 1982. - 214 с.: ил.
 18. Батенков С.В. Исследование влияния перекосов на долговечность цилиндрических роликовых подшипников: Диссертация кандидата технических наук: 05.02.02. - Москва, 1982. - 214 с.: ил.

19. Беломытцев О. М., Шобей М. М. О влиянии жесткости подшипникового узла на долговечность подшипников качения в авиационных опорах ГТД // Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации - 2017: материалы XVIII Всерос. науч.-техн. конф. (г. Пермь, 16-18 нояб. 2017 г.).
20. Беломытцев О.М. Определение влияния различных факторов на зазоры (натяги) и влияние натягов на распределение нагрузки по телам качения в быстроходных роликоподшипниках // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва. 2009. № 3(19), ч. 3. С. 67-75.
21. Беломытцев О.М.. Об определении долговечности роликоподшипников в опорах ГТД, работающих в условиях натяга. В сб. Новые технологические процессы и надежность ГТД/ Выпуск 9. Подшипники и уплотнения. Научно-технический сборник статей под редакцией Ножницкого Ю.А. и Петрова Н.И. – М: ЦИАМ, 2013, 222 с.: ил.
22. Биргер И. А, Шорр Б. Ф., Иосилевич Г.Б. – 1993. Справочник, 4-е издание, переработанное и дополненное. Расчет на прочность деталей машин. – С. 150-156.
23. Биргер И. А., Мавлютов Р. Р. Сопротивление материалов: Учебное пособие. – М.: Наука. 1986. – 560 с.
24. Биргер И.А. Сопротивление материалов: Учебник / под. ред. Н.П. Рябенковой. М.: Наука, 1986. 560 с. 7.
25. Вибрации в технике. Справочник. В 6-ти т. - М.: Машиностроение.- Т.5. Измерения и испытания. - Под ред. М.Д. Генкина. 1981.
26. Гилермо Э. Развитие разрушений подшипников качения вследствие контактной усталости при качении. - 12.2015 интернет ресурс evolution.skf.com.ru
27. Глушак, Б.Л. Исследование прочности материалов при динамических нагрузках [Текст] / Б.Л. Глушак, В.Ф. Куропатенко, С.А. Новиков. - Новосибирск: Наука, 1992. – 295 с.

28. ГОСТ 18855-2013 Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс. – 2013.
29. ГОСТ 2789-73. Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики. – Введ. 1973 – 04 – 23. – М.: Изд-во стандартов, 1973
30. ГОСТ 3325-85 Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов.
31. ГОСТ Р 52545.1-2006 (ИСО 15242-1:2004) Подшипники качения. Методы измерения вибрации. Часть 1. Основные положения. 2006.
32. ГОСТ Р 52545.2-2012 (ИСО 15242-2:2004) Подшипники качения. Методы измерения вибрации. Часть 2. Радиальные и радиально-упорные шариковые подшипники, 2012.
33. ГОСТ Р 52545.4-2013 (ИСО 15242-4:2007) Подшипники качения. Методы измерения вибрации. Часть 4. Радиальные роликовые цилиндрические подшипники, 2014.
34. Гречишников, О. В. Обеспечение работоспособности роликового подшипника / О. В. Гречишников, А. В. Балакин, А. Д. Росляков // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2013. – № 3-1(41). – С. 48-56.
35. Дюбуа, П.А. Табличный критерий разрушения: презентация // III научно-практическую конференцию «Инновационные направления в расчетах прочности с использованием суперкомпьютеров и грид-технологий», г. Снежинск, 2014.
36. Жильников Е.П., Макарчук В.В., Пахомов А.Н.. Долговечность высокоскоростного роликового подшипника при перекосах колец. Известия Самарского научного центра Российской академии наук, т.11, №5, 2009
37. Жуков, А.М. Сложное нагружение и теории пластичности изотропных материалов [Текст] / А.М. Жуков // Изв. АН СССР. ОТН. Механика и машиностроение. - 1955. - № 8. - С. 81-92.

38. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике [Текст] / О. Зенкевич; перевод с англ. Б. Победри. - М.: Мир, 1975. - 541 с.
39. Зубко А.И. Перспективный комплекс виброакустической диагностики подшипников опор авиационных газотурбинных двигателей» Журнал «Вестник Московского Авиационного Института», т.23, №1,2016г. 8 стр.,
40. Иванников В.В., Дегтярев С.А., Леонтьев М.К. Расчеты на долговечность с учетом сложного нагружения роликподшипника и распределения усилий по телам качения. Сборник докладов научно-технической конференции «Климовские чтения – 2018. Перспективные направления развития авиадвигателестроения». - С. 168-177
41. Ильюшин, А.А. Пластичность. Уругопластические деформации / А.А. Ильюшин. - М.: Логос, 2004. - Ч. 1. - 376 с.
42. Иосилевич Г.Б. Прикладная механика. - М.: Машиностроение, 1985 - 576с.
43. Исследование роликподшипника с противоположным вращением колец по подтверждению возможности установление ему ресурса 2000 часов. Технический отчёт по договору №7282-200 от 16.01.2017 г с «ОКБ им. А. Люльки», филиала ПАО «ОДК УМПО. ЦИАМ. Москва – 2021 г. С. 25.
44. Качанов Л.М. Основы теории пластичности. М., «Наука», 1969. 420с.
45. Кельтон, В. Имитационное моделирование: 3-е изд. / В. Кельтон, А. Лоу, пер. с англ. под ред. В.Н. Томашевского. - Классика CS. - СПб.: Питер: Киев: Издательская группа ВHV, 2004. – 847 с.
46. Кикоть Н. В., Снеткова Е. И., Леонтьев М. К, Дегтярев С. А., // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П. А. Соловьева. – 2012. – № 2(23). – С. 94-102.
47. Кирсанов А.Р., Семенова А.С., Немцев Д.В.. Оценка разрушающей частоты вращения дисков турбомашин с использованием деформационного критерия в программном комплексе LS-DYNA // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. 12-14 сентября 2018г. - Самара: Изд-во «Самарский университет», 2018 – С. 55-56.

48. Клебанов Я.М., В.Р. Петров, И.Е. Адеянов. Численное исследование влияния профиля ролика и перекоса колец на нормальное давление в области контакта ролика с дорожками качения цилиндрического роликового подшипника. Инженерный журнал: наука и инновации. №10-94. 2019. -18 с.
49. Клебанов Я.М., В.Р. Петров, И.Е. Адеянов. Численное исследование влияния профиля ролика и перекоса колец на нормальное давление в области контакта ролика с дорожками качения цилиндрического роликового подшипника. Инженерный журнал: наука и инновации. №10-94. 2019. -18 с.
50. Костецкий Б.И. Качество поверхности трения в машинах. – Киев. Техника. 1969 - 216 с.
51. Леонтьев М.К., Иванников В.В., Дегтярев С.А., Попов В.В., Сорокин Ф.Д. Учет податливости колец при определении контактных усилий в радиальном подшипнике качения. ISSN 0579-2975. Изв. вузов. Авиационная техника. 2018. № 4, Стр.
52. Макарчук В.В. Разработка методов расчета и проектирования высокоскоростных межвальных роликовых подшипников. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. 2009 г. - с.20.
53. Макарчук В.В. Стратегия развития методов расчета и конструирования высокоскоростных подшипников аэрокосмического применения // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. - 2009. - Т. 8. - №3-1. - С. 361-365.
54. Макарчук В.В., Петров Н.И., Акифьев В.И. Скольжение в межвальном роликовом подшипнике ГТД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва. 2009. № 3(19), ч. 3. С. 171-177.
55. Математическое моделирование в нелинейной механике (Обзор программных комплексов для решения задач моделирования сложных систем) Е. Н. Чумаченко, Т. В. Полякова, С. А. Аксенов, С. А. Бобер, И. В. Логашина, В. Н. Корзо , О.С. Ерохина// ИКИ РАН 2 ГОУ ВПО

- «Московский государственный институт электроники и математики (технический университет)», 44 с. 2009 г.
56. Морозов Е.М., Никишков Г.П. Метод конечных элементов в механике разрушения. Изд. 2-е, испр. – М.: Издательство ЛКИ, 2008. - 256с.
57. Надаи А. Пластичность и разрушение твердых тел. М.: Изд-во иностр. лит., 1954. 648 с.
58. Павлов П.А. Основы инженерных расчетов элементов машин на усталость и длительную прочность//Машиностроение, 1985. - 296 стр.
59. Перель Л.Я., Филатов А.А. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.Машиностроение, 1992. С.43
60. Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Сравнение различных методик расчёта тепловыделения в радиально-упорных шарикоподшипниках // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2018. Т. 17, № 2. С. 154-163.
61. Петров Н.И., Николаев С.М. Уточненная оценка напряженно-деформированного состояния в подшипниках качения методом конечных элементов с учетом их эксплуатации в ГТД. В сб. Новые технологические процессы и надежность ГТД/ Выпуск 9. Подшипники и уплотнения. Научно-технический сборник статей под редакцией Ножницкого Ю.А. и Петрова Н.И. – М: ЦИАМ, 2013, 222 с.: ил.
62. Повреждения подшипников качения и их причины /SKF AB, 2002. URL: www.promshop.info/cataloguespdf/reasons_damage_bearings.pdf. 47 с.
63. Повышение надежности подшипников качения. Н.И. Петров, Ю.А. Ножницкий. В сб. Новые технологические процессы и надежность ГТД/ Выпуск 9. Подшипники и уплотнения. Научно-технический сборник статей под редакцией Ножницкого Ю.А. и Петрова Н.И. – М: ЦИАМ, 2013, 222 с.: ил.
64. Под редакцией академика РАН Клюева В.В. «Неразрушающий контроль» том 7, книга 2, Вибродиагностика. М.:«Машиностроение», 2006.

65. Потапова Л.Б., Ярцев В.П. Механика материалов при сложном напряженном состоянии. М.: Издательство Машиностроение – 1, 2005. 244 с.
66. Потапова Л.Б., Ярцев В.П. Механика материалов при сложном напряженном состоянии. М.: Издательство Машиностроение – 1, 2005. 244 с.
67. Садырин, А.И. Компьютерные модели динамического разрушения конструкционных материалов: Учебно-методическое пособие. – Нижний Новгород: Нижегородский госуниверситет, 2010. – 35 с.
68. Сакало, В. И. Использование конечно-элементных моделей для решения контактных задач с учетом шероховатости поверхностей тел / В. И. Сакало, А. А. Ольшевский // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2018. – № 11(72). – С. 45-56. – DOI 10.30987/article_5be14a2f880092.17128502.
69. Семенова А.С., Гогаев Г.П. Оценка разрушающей частоты вращения дисков турбомашин с использованием деформационного критерия в программном LS-DYNA // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 3. С. 134-142.
70. Семенова А.С., Зубко А.И. Исследование технического состояния межроторного подшипника на вибродиагностическом стенде СП-180М после прохождения ресурсных испытаний // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 2. С. 126-138.
71. Семенова А.С., Кузьмин М.В. Подбор дискретности конечно-элементной сетки для вращающихся деталей межроторного подшипника газотурбинного двигателя с учетом шероховатости поверхности // Вестник московского авиационного института. 2020. Т. 27. № 3. С. 134-142.
72. Семенова А.С., Кузьмин М.В. Оценка долговечности межроторного подшипника по контактным напряжениям смятия // Вестник Московского авиационного института. 2022. Т. 29. № 3. С. 36-74.

73. Сорокин Ф.Д., Хао Чжан. Анализ контактного взаимодействия цилиндрического ролика с кольцами подшипника на основании конечно-элементного моделирования. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 11 (704) 2018. С. 4-13
74. Справочник «Неразрушающий контроль металлов и изделий» под ред. Самойловича Г. С. – М., 1976 г.
75. Справочник «Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность» Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П. – М., 1985 г.
76. Стенд входного контроля характеристик подшипников СП-180М. Интернет ресурс: http://www.diamech.ru/stend_sp_180_diamech.pdf
77. Степанов А.В. Моделирование жесткости шероховатых поверхностей при оценке точности технологического оборудования: автореферат дис. кандидата технических наук: 05.13.07 / Моск. гос. технологич. ун-т. - Москва, 1998. - 15 с.
78. Степанов А.В. Моделирование жесткости шероховатых поверхностей при оценке точности технологического оборудования: автореферат дис. кандидата технических наук: 05.13.07 / Моск. гос. технологич. ун-т. - Москва, 1998. - 15 с.
79. Стренг, Г. Теория метода конечных элементов [Текст] / Г. Стренг, Дж. Фикс Пер. с англ. - М., 1977.
80. Трощенко, В.Т. Малоцикловая и многоцикловая усталость металлов. Циклические деформации и усталость материалов: в 2 томах [Текст] / В.Т. Трощенко. - Киев: Наукова думка, 1985. - том 1. - 216 с.
81. Харрис Т.А. Влияние перекоса на усталостную долговечность цилиндрических роликоподшипников с закругленными роликами// Проблемы трения и смазки. 1969. №2. С.62-67
82. Шимкович Д.Г. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows. М.: ДМК Пресс, 2003, 448с.
83. Яковкин В.Н., Зebbеева В.Э., Кирьянова М.В., Гладкий И.Л.. Определение нагруженности роликоподшипника ГТД методом конечных элементов с

целью корректировки расчета долговечности подшипника. // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. 12-14 сентября 2018 г. - Самара: Изд-во «Самарский университет», 2018 – С. 102-103.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Карты команд во входном файле динамического расчета МРП в составе экспериментального стенда.

Формулировка твердотельных элементов

```
*PART
Prop_kolokol
  1      1      3      0      0      0      0      0
*SECTION_SOLID
  1      2
*ELEMENT_SOLID
  993906  1 1124126 1124125 1124082 1124083 1124449 1124446 1124447 1124448
  993907  1 1124127 1124126 1124083 1124084 1124451 1124449 1124448 1124450
```

Формулировка плоских элементов

```
*PART
Prop_rigid_kolokol
  4      4      1      0      0      0      0      0
*SECTION_SHELL
  4      16
  0.5    0.5    0.5    0.5      0
*ELEMENT_SHELL_THICKNESS
  1054642  4 1124250 1124249 1124613 1124614
           0.5      0.5      0.5      0.5
  1054643  4 1124251 1124250 1124614 1124615
           0.5      0.5      0.5      0.5
```

Раскрукта внутреннего и наружного валов

```
$
*BOUNDARY_PRESCRIBED_MOTION_RIGID
4,5,0,30,,,20000
$$
*BOUNDARY_PRESCRIBED_MOTION_RIGID
7,5,0,31,,,20000
$
$
*DEFINE_CURVE
30
0,0
400,1.444
700,1.444
$
$
*DEFINE_CURVE
31
0,0
400,1.089
700,1.089
$
```

Гравитация

```
*LOAD_BODY_Y
34,1,,0,1,0
$
*DEFINE_CURVE
34
0,0
400,0
450,0.0098
700,0.0098
$
```

Нагрузка на подшипник, приложенная в центр масс абсолютно жесткого тела, в месте расположения мездозы

```
*LOAD_NODE_POINT
1201195,2,35,1,0
$
*DEFINE_CURVE
35
0,0
450,0
480,8.076
700,8.076
$
```

Материалы

```
$ Material : Mat_rigid
*MAT_RIGID
$
1,7.5E-06,200,0.3
1,5,0
```

```
$ Material : Mat_rigid
*MAT_RIGID
$
2,7.5E-06,200,0.3
1,5,0
```

```
$
$12X2H4A
*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY
3,7.8e-06,200,0.3,0.8,1
```

```
$3IP866
*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY
4,7.84e-06,195,0.3,0.9,1
```

```
$Mat_rigid_separator
*MAT_RIGID
$
5,7.5E-06,105,0.3
1,5,0
```

```
$
$13EI347
*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY
6,8.3e-06,210.0,0.3,2.4,1
```

```
$
$ Material : Mat_rigid
*MAT_RIGID
$
7,7.5E-06,200,0.3
0,0,0
```

\$

Контактные взаимодействия

```
*CONTACT_AUTOMATIC_NODES_TO_SURFACE
6,1,3,3
0.0011,0.1,10,,60
2,,,,,10
1
$
```