

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

На правах рукописи



Зубко Алексей Игоревич

**КОМПЛЕКСНАЯ МЕТОДИКА ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ
ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР
ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Специальность 05.07.05

«Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных
аппаратов»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, с. н. с.
Звонарев Сергей Львович

Москва- 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	6
1 Анализ и сравнительная оценка методов вибрационной диагностики подшипниковых опор ГТД.....	12
1.1 Анализ ГТД как объекта диагностирования.....	14
1.2 Основные факторы, влияющие на ресурс подшипниковых опор ГТД.....	15
1.3. Специфика авиационного ГТД, как объекта вибрационной диагностики.....	16
1.4 Требования к системе диагностики подшипников опор ГТД.....	17
1.5 Анализ методов вибрационной диагностики подшипниковых опор.....	18
1.5.1 Методы вибрационной диагностики подшипниковых опор, основанные на трендовом анализе.....	19
1.5.1.1 Контроль по предельному уровню СКЗ вибрации.....	20
1.5.1.2 Анализ амплитудно-частотной характеристики ГТД.....	21
1.5.1.3 Анализ регрессионных вибромоделей.....	22
1.5.1.4 Анализ характера изменения общей вибрации с применением нейронных сетей.....	22
1.5.1.5 Адаптивный метод контроля полетной информации при наземных видах обслуживания авиационной техники.....	23
1.5.2 Методы вибрационной диагностики подшипниковых опор, основанные на анализе сигналов во временной области.....	23
1.5.2.1 Анализ изменения пик-фактора.....	24
1.5.2.2 Метод ударных импульсов.....	25
1.5.2.3 Анализ изменения эксцесса.....	25
1.5.2.4 Анализ собственных колебаний - процессов затухания.....	26
1.5.3 Методы вибрационной диагностики, использующие анализ в частотной области.....	26

1.5.3.1	Метод прямого спектрального оценивания.....	26
1.5.3.2	Октавный анализ.....	27
1.5.3.3	Метод анализа спектра огибающей.....	28
1.5.3.4	Вейвлет анализ.....	30
1.5.3.5	Анализ передаточных функций.....	32
1.5.4	Многомерный анализ параметров колебаний.....	33
1.5.4.1	Среднее положение вала.....	33
1.5.4.2	Анализ траектории перемещения центра вала.....	33
1.6	Сравнительная оценка рассмотренных методов.....	37
1.7	Постановка задач исследования.....	39
1.8	Выводы.....	40
2	Разработка диагностической модели технического состояния подшипниковых опор ГТД.....	41
2.1	Виды отказов подшипниковых опор роторов ГТД.....	42
2.1.1	Исследование состояния деталей исправных и поврежденных межроторных подшипниковых опор ГТД.....	43
2.2	Анализ процессов нагружения подшипниковых опор ГТД.....	46
2.2.1	Особенности развития усталостных повреждений подшипниковых опор ГТД.....	50
2.2.2	Разработка математической модели ГТД для исследования колебательных процессов.....	53
2.3	Разработка диагностической модели неисправности подшипниковых опор.....	70
2.3.1	Формирование требований к методам диагностики на каждом этапе развития повреждения деталей подшипниковых опор роторов ГТД.....	70
2.3.2	Определение диагностических признаков повреждения подшипниковых опор.....	71

3	Разработка комплексной методики виброакустической диагностики технического состояния подшипниковых опор газотурбинных двигателей	76
3.1	Разработка метода орбитального анализа вибрации.....	77
3.1.1	Разработка алгоритмов измерения орбитального анализа вибрации.....	77
3.1.2	Исследование влияния изменения расстояния до подшипниковой опоры в исследуемом сечении ГТД на качество измерения орбитального анализа вибрации.....	81
3.1.3	Разработка метода диагностики технического состояния подшипников опор роторов ГТД с помощью орбитального анализа вибрации.....	83
3.1.4	Рассмотрение вопросов возможности автоматизации проведения орбитального анализа.....	88
3.2	Разработка метода диагностики подшипниковых опор по изменению фазы колебаний роторов.....	92
3.2.1	Анализ возможности измерения фазочастотной характеристики колебаний роторов ГТД.....	93
3.2.2	Разработка методики определения фазы колебаний роторов с использованием орбитального анализа вибрации.....	93
3.2.3	Разработка алгоритмов диагностирования подшипниковых опор по изменениям фазы колебаний роторов ГТД.....	95
3.3	Разработка метода диагностики подшипниковых опор ГТД по анализу амплитуды колебаний роторов.....	96
3.3.1	Разработка алгоритма диагностирования подшипниковых опор ГТД по дисперсии амплитуды роторных частот.....	97
3.4	Разработка метода диагностики подшипниковых опор по спектральному анализу акустического давления, работающего ГТД.....	99
3.4.1	Определение возможности диагностирования подшипниковых опор по высокочастотным механическим колебаниям.....	99
3.4.2	Определение возможности использования технических микрофонов для диагностики авиационных ГТД.....	101

3.4.3	Создание алгоритмов диагностирования подшипниковых опор по спектральному анализу акустического давления работающего ГТД.....	103
3.5	Создание комплексной методики виброакустической диагностики технического состояния подшипниковых опор ГТД.....	106
3.5.1	Создание структуры комплексной методики виброакустической диагностики технического состояния подшипниковых опор ГТД.....	107
3.5.2	Создание алгоритмов функционирования комплексной методики виброакустической диагностики технического состояния подшипниковых опор ГТД.....	108
4	Использование комплексной методики виброакустической диагностики технического состояния подшипниковых опор газотурбинных двигателей.....	114
4.1	Использование комплексной методики для диагностики технического состояния межроторной подшипниковой опоры двигателя АЛ-31ФП.....	114
4.2	Использование комплексной методики виброакустической диагностики для определения динамических характеристик ротора ТРДД на вакуумном разгонно-балансировочном стенде HL-4 Schenck.....	123
4.3	Диагностика и определение причин выходов из строя подшипниковой опоры ВСУ-117.....	128
4.4	Реализация элементов комплексной методики в модуле контроля и диагностирования роторных систем, интегрированного в ИДС «АРМ ДК-30(СД) серии М» двигателей АЛ-31ФП и АЛ-41Ф-1С.....	133
4.5	Реализация элементов комплексной методики в аппаратно-программном комплексе контроля и оценки технического состояния ГТД АЗ-1.....	138
	Заключение.....	144
	Список сокращений и условных обозначений.....	146
	Список литературы.....	147

Введение

Актуальность темы диссертации.

Подшипниковые опоры являются важным узлом трансмиссии различных технических объектов, во многом определяющим работоспособность всего изделия. По этой причине диагностика технического состояния подшипниковых опор роторов является важной и актуальной задачей, решению которой посвящено значительное количество работ [1-13, 17-20, 31-36, 52-78, 83-93, 100, 104-107, 112, 115, 117, 143-154, 158, 174-178, 182-185, 184, 188, 189].

Важной проблемой, связанной с подшипниковыми опорами ГТД является своевременная диагностика ухудшения их технического состояния. Поскольку детали подшипников при работе испытывают высокие нагрузки, то деградационные процессы чаще всего носят быстротечный, лавинообразный характер. Поэтому, чем раньше будет идентифицировано повреждение, тем меньше будут последствия отказа подшипниковой опоры, которые могут приводить к выключению или даже повреждению ГТД, что для авиационных двигателей существенно влияет на снижение безопасности полетов, а для военной авиации дополнительно снижает боевую эффективность применения летательного аппарата.

Наиболее остро стоят проблемы диагностики межроторных подшипниковых опор коаксиальных роторов ГТД. Сложность конструкции данных узлов и схем ГТД с их применением приводит к значительному уменьшению получаемой диагностической информации, что делает определение их технического состояния существующими методами практически невозможным. Отсутствие возможности своевременной диагностики, при разрушении межроторной подшипниковой опоры, приводит к сопутствующим повреждениям деталей и узлов ГТД, что делает экономически не выгодным ремонт и восстановление двигателя. На некоторых типах двигателей доля таких отказов составляет несколько процентов от их общего количества.

В этой связи, является необходимым создание новых способов и методов диагностики, определяющих повреждения подшипниковых опор на ранних стадиях, не приводящих к существенному повреждению ГТД. Для повышения точности определения технического состояния и стадии повреждения подшипников необходимо объединение их в комплексную методику.

Степень разработанности темы диссертации.

В развитие диагностики и вибродиагностики, внесли большой вклад А. Л. Горелик [37], который рассматривал распознавание технических состояний; И. А. Биргер [19,20] рассматривал физические процессы роторной динамики и их влияние на вибрационные процессы. Соколова А. Г. [157-159] и Балицкий Ф. Я. [12,13] исследовали диагностику машин по изменению параметров быстропеременных процессов и связи параметров вибрационных исследуемых процессов с изменением внутреннего и внешнего воздействиями на систему; А. В. Барков и Н. А. Баркова [17] изучали процессы с помощью спектра огибающей вибрации, а именно, использование диаграммы Боде и разработку методов ранней диагностики; А. Р. Ширман [177] анализировал подходы к вибродиагностике подшипников качения.

Вышеперечисленные ученые в процессе своих работ не рассматривали применение вибродиагностики для авиационных газотурбинных двигателей. Помимо этого, рядом авторов отмечалась высочайшая сложность диагностирования подшипниковых опор ГТД [117,157,158].

А. Мушинска рассматривала орбиту перемещения геометрического центра вала, но при этом в процессе исследований использовала только датчики относительного виброперемещения, установка которых на роторы ГТД существенно затруднена [159,183].

Коровин Б.Б. анализировал вибрационную диагностику роторных систем ГТД в процессе полета, но в своих работах основывался на известных подходах, базирующихся на методах не всегда устойчиво работающих для газотурбинных двигателей [90].

Поэтому, вопросы вибродиагностики подшипников опор ГТД в настоящее время не имеют законченного решения и требуют дальнейшего их развития и совершенствования.

Цель диссертационной работы - разработка комплексной методики виброакустической диагностики технического состояния подшипниковых опор газотурбинных двигателей учитывающей возникновение и развитие высокочастотных колебаний деталей подшипника и изменение динамических процессов роторных систем, являющихся следствием деградации технического состояния.

Задачи исследования.

- Разработка метода орбитального анализа вибрации роторов ГТД и алгоритмов диагностирования подшипниковых опор с его применением;
- Разработка метода и алгоритмов диагностирования подшипниковых опор по изменениям фазы колебаний роторов ГТД;
- Разработка метода и алгоритмов диагностики подшипниковых опор ГТД по анализу изменения амплитуды колебаний роторов;
- Разработка метода и алгоритмов диагностики подшипниковых опор по спектральному анализу акустического давления, работающего ГТД;
- Создание комплексной методики виброакустической диагностики технического состояния подшипниковых опор ГТД и алгоритмов ее функционирования.

Научной новизной обладают следующие результаты.

- Создание и обоснование эффективности применения метода определения и визуализации динамических процессов многороторных систем, алгоритмов и матрицы состояния с целью последующей диагностики подшипниковых опор с использованием анализа вибрации ГТД, на относительно удалении от исследуемых узлов.
- Создание метода определения фаз колебаний роторов и алгоритмов диагностирования подшипниковых опор ГТД, без использования дополнительных измерений частот и фаз вращения роторов.

- Определение взаимосвязи между изменением амплитуды колебаний роторов ГТД и повреждениями подшипниковых опор с последующей выработкой диагностических признаков.
- Применение технического микрофона с целью диагностики подшипниковых опор ГТД и создание алгоритмов диагностики с использованием спектрального анализа звукового давления для оценки высокочастотной вибрации, генерируемой повреждениями подшипников.
- Создание структуры и алгоритмов функционирования комплексной методики диагностики подшипниковых опор ГТД учитывающий порядок и результаты применения разработанных методов для определения технического состояния и этапов повреждения подшипников;

Теоретическая значимость работы заключается в создании метода визуализации динамических процессов роторов ГТД в виде орбит вибрации и способов их анализа. В выявлении закономерностей динамических процессов, происходящих в роторных системах в процессе выхода из строя подшипниковых опор и появления высокочастотных колебаний. В создании методов, способов диагностики, выработки диагностических признаков и алгоритмов функционирования в составе комплексной системы, являющихся основой для создания инструментальных средств неразрушающего контроля (диагностики) нового поколения.

Практическая значимость работы заключается в создании комплексной методики, позволяющей оценить техническое состояние подшипниковых опор (в том числе межроторных) как в составе наземных, так и бортовых средств диагностики авиационных ГТД, что значительно повышает безопасность полетов и эксплуатации авиационной техники. Данная комплексная методика имеет высокий потенциал в целях исследования динамики роторных систем и целях контроля качества изготовления ГТД. Результаты работы используются в ООО НПП "ИДС Маяк", ОАО НИО ЦИТ «Петрокомета».

Методы исследования.

В работе применялись преобразование Фурье, орбитальный анализ, метод построения ФЧХ и численное моделирование на основе использования метода конечных элементов (МКЭ). В качестве инструментов были использованы программные пакеты «Samcef Rotor Dynamics», «Matlab», «Dewesoft».

Положения, выносимые на защиту.

- Метод орбитального анализа вибрации роторов ГТД и алгоритмы диагностирования подшипниковых опор с его применением;
- Метод и алгоритмы диагностирования подшипниковых опор по изменениям фазы колебаний роторов ГТД;
- Метод и алгоритмы диагностики подшипниковых опор ГТД по анализу изменения амплитуды колебаний роторов;
- Метод и алгоритмы диагностики подшипниковых опор по спектральному анализу акустического давления, работающего ГТД;
- Комплексная методика виброакустической диагностики технического состояния подшипниковых опор ГТД и алгоритмы ее функционирования.

Достоверность полученных результатов обеспечивается подтверждением работоспособности разработанных методов и способов диагностики, диагностических признаков и сравнением результатов расчёта с экспериментальными и эксплуатационными данными, полученными в ПАО «ОДК-УМПО», ФГУП «ЦИАМ имени П.И. Баранова», ОАО «Красный Октябрь», ГНЦРФ «ЛИИ им. М.М. Громова», «929 ГЛИЦ ВВС им В. П. Чкалова».

Апробация результатов исследования.

Основные результаты работы доложены на международных и всероссийских научно-технических конференциях: 5-м Международном межотраслевом молодежном научно-техническом форуме «Молодежь и будущее авиации и космонавтики» 2013г. Москва ВВЦ. 29-м Международном авиационном конгрессе ICAS 2014, г. Санкт-Петербург. Заседании Межведомственного Совета по трибодиагностике авиационной техники. ЦИАМ им. П. И. Баранова. 2014г. Всероссийской научно технической конференции молодых ученых и специалистов «Новые технологии и решения в газотурбостроении» 2015, ЦИАМ.

7-м Конкурсе научно-технических работ «Молодежь и будущее авиации и космонавтики 2015» Москва, МАИ. Всероссийской научно-технической конференции посвященная 85-летию ЦИАМ им. П. И. Баранова «Авиадвигатель 21 века» 2015, Москва. 19-м Салоне изобретений и инноваций «Архимед-2016». Москва. Всероссийской молодежной научно-практической конференции «Региональные программы в области интеллектуальной собственности глазами молодежи» в рамках IX международного форума «Интеллектуальная собственность XXI век». 2016, Уфа. IV Всероссийской научно-практической конференции «Академические Жуковские чтения» 2016, Воронеж. XLIII Международной молодежной научной конференции «Гагаринские чтения». 2017. Международной военно-научной конференции «Актуальные проблемы вооруженной борьбы в воздушно-космической сфере» 2017, Воронеж. IX международном форуме «Интеллектуальная собственность XXI век» 2016, Уфа. Всероссийской конференции молодых ученых механиков. YSM-2018, Сочи. V Всероссийской научно-практической конференции «Перспективы развития ав. комплексов государственной авиации и их силовых установок» 2017, Воронеж. XLIII Международной молодежной научной конференции «Гагаринские чтения» 2017, Москва. VI Всероссийской научно-практической конференции «Академические Жуковские чтения» 2018, Воронеж. XLIX Всероссийский симпозиум «Механика и процессы управления» 2019, Миасс. VII Всероссийской научно-практической конференции «Академические Жуковские чтения» 2019, Воронеж.

Публикации по теме диссертации.

По теме диссертации опубликовано 52 работы, из них в рецензируемых научных изданиях опубликовано 13 работ и получено 20 патентов РФ на изобретения.

Структура и объём работы.

Работа состоит из введения, четырёх глав, заключения и списка литературы. Она содержит 167 страниц текста, 96 рисунков и 5 таблиц. Список литературы включает 189 наименований.

1 АНАЛИЗ И СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА МЕТОДОВ ВИБРАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР ГТД

В соответствии с ГОСТ 20911-89 [44] целями технической диагностики являются:

- определение вида технического состояния объекта;
- поиск места и определение вида неисправности;
- прогнозирование технического состояния.

Для выполнения процедур диагностирования разработано большое количество способов, базирующихся на различных методах. В первую очередь можно условно выделить аналитические и инструментальные подходы, которые необходимо использовать в различных комбинациях, позволяющих выполнить детализированный контроль технического состояния ГТД. При этом величина вероятности получения правильного диагноза непосредственно зависит от выбора параметра контроля.

В каждом конкретном случае, решающее значение для оценки работоспособности двигателя может иметь любой параметр или комплекс параметров, изменение или выход которого за пределы заранее определенного нормированного значения будет определять повреждение или отказ диагностируемого объекта. Такой параметр должен отвечать требованиям:

- иметь определяющее значение при постановке диагноза объекта;
- отражать состояние объекта на всех этапах эксплуатации и во всех рабочих диапазонах (состояниях);
- максимально характеризовать качество объекта;
- характеризовать наступление критического состояния объекта;
- однозначно отражать степень изменения состояния объекта и быть необратимым [1,2,52].

Для определения текущего состояния конкретного двигателя необходимо использовать данные его оперативного контроля. При этом, для различных конкретных экземпляров двигателей в разные моменты времени существенность

выбранного параметра может быть неадекватна его состоянию. Поэтому, выбору параметра для проведения диагностирования уделяется основное внимание. Его можно определить, опираясь на физическую модель, на основании которой разрабатывается диагностическая модель повреждений [45,104].

Одним из подходов к обобщенной оценке технического состояния ГТД является введение информационного критерия, который позволяет установить однозначную количественную связь с пространством состояний, определяемых структурными параметрами объекта и пространством диагностических признаков этих состояний, что дает возможность рассматривать состояние ГТД в его взаимосвязи с системой контроля [20].

Параметр вибрации, по количеству информации от различных источников, можно рассматривать как информационный критерий системы.

Для оценки изменения информационного критерия с целью анализа связей между признаками и классами состояний могут быть использованы аналитические методы:

- детерминистский;
- вероятностный;
- минимального риска;
- логический метод решения и др. [18].

В виду простоты анализа и реализации в практической эксплуатации ГТД в полевых условиях используются чаще других инструментальные методы вибрационной диагностики и методы, связанные с контролем температуры масла, а также наличия металлических частиц в масле, омывающем подшипниковые опоры.

При проведении ряда работ на экспериментальных ГТД наибольшую эффективность показали методы вибродиагностики [100,169]. Это вызвано тем, что методы исследования основаны на анализе изменения температуры узла, оценивающие наличие и количество частиц в масле эффективны только при очень сильном развитии повреждения подшипников, которое характеризуется резким

увеличением тепловыделения и активным стружкообразованием деталей подшипников диагностируемого узла [173].

Для оперативного проведения оценки технического состояния конструкции подшипников опор роторных систем ГТД, подходы вибродиагностики наиболее доступны [18]. Главное их преимущество, в отличие от других, анализирующих статическое состояние изделия, это оценка объекта диагностирования в динамике, без останова и разборки конструкции [22].

Широкополосные вибрационные сигналы, измеряемые на корпусе двигателя, представляют собой сумму сигналов от различных источников. Таким образом, однозначно известно, что повреждение деталей или узлов ГТД, дефекты сборки двигателя, приводящие к изменению положения и амплитуды мгновенного значения суммарного вектора силы, будут так или иначе отражены в измеряемом вибрационном сигнале. Для некоторых подшипниковых опор сложных технических объектов, каким является авиационный газотурбинный двигатель, из-за высокого ослабления, генерируемого подшипниковой опорой вибрационного сигнала, заранее не определены ни диагностические признаки, выделяемые из вибрационного сигнала, ни режимы работы двигателей для диагностирования. Существующие подходы, принятые для диагностики подшипниковых опор различных технических объектов, в том числе и некоторых авиадвигателей, не всегда работоспособны для других типов двигателей.

Одной из основных задач вибрационной диагностики является, в первую очередь, определение диагностических параметров или признаков и выделение их из вибрационных сигналов [103,140].

1.1 Анализ ГТД как объекта диагностирования

В отличие от объектов, подлежащих диагностированию в тяжелом и среднем машиностроении, ГТД имеет свои особенности [6]:

- снижение из-за экономии веса жесткости конструкции, как самих роторов, так и его корпуса;
- закрепление двигателя на летательном аппарате, способствует снижению жесткости системы из-за податливости узлов и конструкции планера [51];
- работа при воздействии постоянно изменяющихся входных параметров и параметров полета (в зависимости от высоты, скорости, перегрузки, метеорологических условий, маневрирования и т.д.) [50];
- сложность конструкции вызывает снижение эксплуатационной технологичности и контролепригодности ряда систем и узлов [159];
- взаимовлияние колебаний различных элементов конструкции двигателя [182];
- демпфирование вибрационных колебаний вызывающее снижение информационного потока диагностической информации [157];
- нелинейность колебательных процессов роторных систем [84,88,110,181];
- возможное наличие локальных резонансов, в виду сложности конструкции [67,75,80,115,175];
- распределенность и переменность нагрузок по длине и по радиусу роторов.

1.2 Основные факторы, влияющие на ресурс подшипниковых опор ГТД

Основными факторами, влияющими на ресурс подшипниковых опор ГТД являются:

- статические и динамические нагрузки, передаваемые от основных узлов через ротор и подшипниковые опоры на корпус ГТД [95,112-114];
- качество смазки и гидродинамические факторы смазочного слоя [56,77,121,127-129];
- качество изготовления и сборки двигателя [116,141];
- рабочий зазор в подшипниковых опорах роторов и качество их изготовления [111,131,137];

- вибрационные нагрузки [21].

При расчете ресурса подшипниковых опор эти факторы учитываются тем или иным способом.

Нагрузки на подшипниковую опору, и как наиболее сложный случай – межроторную опору (МРО), возникающие при работе ГТД, определяются в расчете динамики роторных систем и учитываются при вычислении ресурса подшипниковых опор [45,79,103].

Влияние качества смазки и вибраций учитывается введением понижающих коэффициентов, но воздействие данных факторов имеет изменяющуюся в широком диапазоне и не всегда линейную зависимость. Как следствие – погрешности приближенной модели, выполненной при таких допущениях, значительно влияют на результаты расчетов, которые имеют существенное отклонение от реальных значений. Для повышения сходимости результатов необходимо использовать уточненные модели, адаптированные под конкретное изделие и условия его эксплуатации.

Качество сборки двигателя и рабочий зазор в подшипниковых опорах при расчетах не учитываются, что можно сделать, рассматривая вибрационное состояние конкретного двигателя [105].

Рассмотренные факторы серьезно влияют на ресурс, что приводит в отдельных случаях к появлению и развитию повреждений подшипников ГТД, а это в свою очередь обуславливает необходимость разработки и внедрения эффективных методов диагностики [41-43].

1.3. Специфика авиационного ГТД, как объекта вибрационной диагностики

При разработке и применении методик вибрационной диагностики авиационного ГТД имеется существенная специфика, определяемая сложностью двигателя как объекта вибрационной диагностики, в которую входит:

- измерение вибрации на корпусе двигателя приводит к большому снижению объема полезной диагностической информации в результате значительного ослабления сигнала от источника вибрации;
- наличие значительного количества источников вибрации [14,44,61];
- индивидуальность динамического поведения каждого конкретного экземпляра двигателя [7,11,167].

В связи с этим необходимо еще до проведения измерений широкополосной вибрации провести подробное математическое моделирование вибрационных процессов двигателя; разработать кинематическую модель двигателя, связывающую частоты возбуждения вибрации рессор, шестерен, лопаток, подшипниковых опор, агрегатов с частотами вращения роторов, что позволит заранее оценить передаточную функцию, идентифицировать все гармонические компоненты спектров вибрационного сигнала, а также исключить возможность ошибки при совпадении частот возбуждения вибрации от различных источников [18,110].

1.4 Требования к системе диагностики подшипников опор ГТД

Из анализа ГТД как объекта диагностирования можно сформулировать следующие требования для системы диагностики опор.

1. Для определения диагностических признаков начальных стадий повреждений подшипниковых опор имеющих значительно меньшую амплитуду вибрации в сравнении с роторными гармониками и колебаниями других источников необходима высокая чувствительность используемых методов.
2. Для распознавания и выделения интересующих частот из общего числа колебаний система должна обладать высокой избирательностью.
3. Необходимо обеспечение информативности измерений на всех стадиях развития повреждений подшипников.

4. Применяемые методы и выбранные диагностические признаки должны обеспечивать стабильность получаемых результатов.
5. Необходимо обеспечить возможность построения тренда развития повреждения и составления прогноза работоспособности узла в составе ГТД в целом.

1.5 Анализ методов вибрационной диагностики подшипниковых опор

Основные существующие методы [38,40] диагностики повреждения подшипниковых опор можно разделить на четыре группы (рисунок 1.1):

- трендовый анализ,
- анализ сигналов во временной области,
- анализ сигналов в частотной области
- многомерный анализ параметров вибрации.

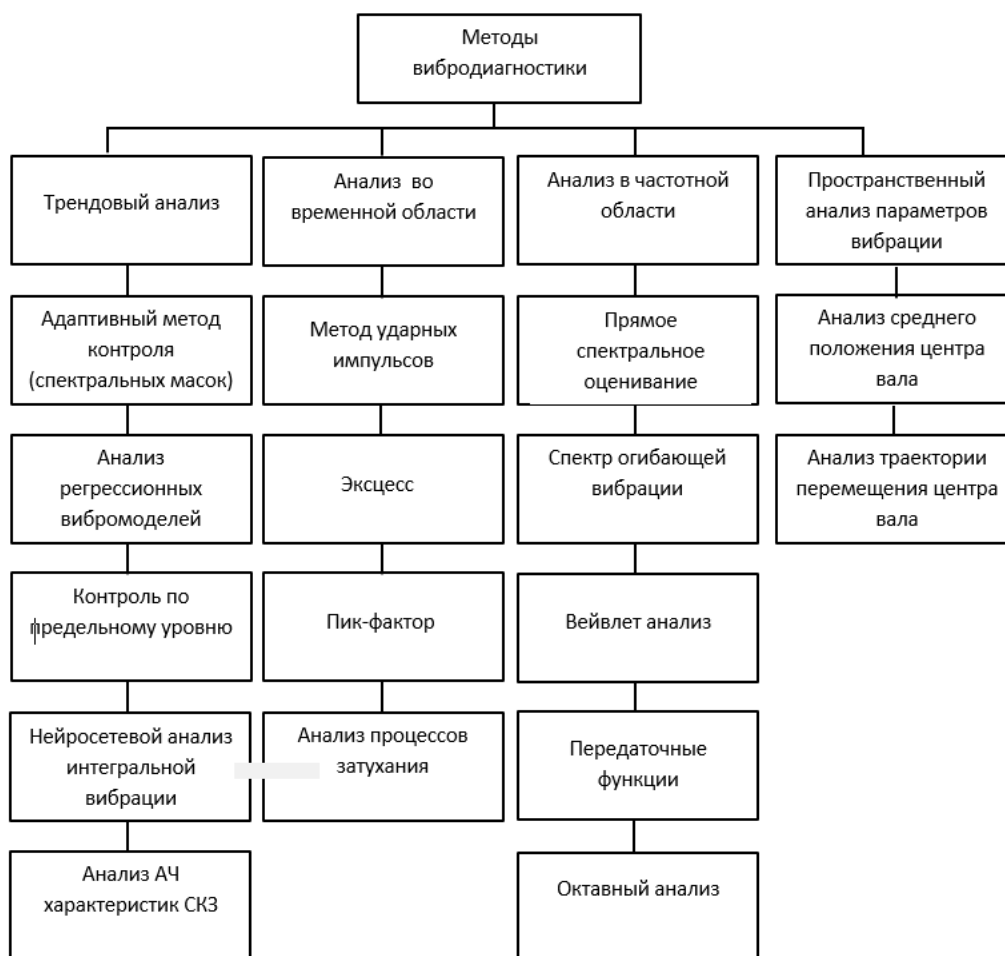


Рисунок 1.1- Методы анализа вибрации ГТД

Выбор метода диагностирования и его эффективное использования применительно к конкретной ситуации - это сложная и наиболее важная научно-практическая задача [35,44,81,89, 90,106].

1.5.1 Методы вибрационной диагностики подшипниковых опор, основанные на трендовом анализе

В данном случае под трендовым анализом понимается, анализ изменения значений интегральной вибрации, измеряемой бортовыми устройствами регистрации, на корпусе ГТД (Рисунок 1.1). Ввиду простоты реализации, наибольшее распространение получил именно этот метод.

Интегральной вибрацией является некоторое усредненное значение вибрационного сигнала в заданной полосе частот. Для авиадвигателей это диапазон частот вращения роторов (с некоторым запасом), для наземных газотурбинных установок принят и стандартизован частотный диапазон от 10 до 1000 Гц. Усреднение сигнала проводится либо путем вычисления среднеквадратического значения вибрационного сигнала (СКЗ), либо путем вычисления среднего по модулю значения амплитуды вибрации (двигатели серии АЛ). Результаты таких усреднений (СКЗ и среднее по модулю) близки, но по модулю значение несколько ниже среднеквадратического – до 10%

Интегральная вибрация двигателя служит критерием интенсивности вибрационных процессов, протекающих в двигателе. При статистическом анализе сложных сигналов вибрации, большая часть диагностической информации теряется [81,85].

1.5.1.1 Контроль по предельному уровню СКЗ вибрации

При оценке вибрации агрегатов с вращающимся ротором, в качестве нормируемых параметров, в большинстве случаев устанавливается среднеквадратическое значение виброскорости ($СКЗ_{max}$) на наружном корпусе двигателя, на элементах крепления двигателя к фюзеляжу летательного аппарата (ЛА) и в полосе частот, включающей в себя частоту вращения ротора.



Рисунок 1.2-Функциональная схема контроля по предельному уровню общей вибрации

Метод, использующий в качестве диагностической детерминированной динамической модели определение достижения, заранее заданного $СКЗ_{max}$ позволяет обнаружить дефекты типов - резкого изменения дисбаланса (например,

из-за обрыва роторных элементов), несоосности, чрезмерного прогиба вала, существенно увеличивающих колебательную энергию машины в низкочастотном диапазоне. Для данных целей рекомендуется использование частотного диапазона от 0 до 2 кГц [22]. Предельный уровень, назначается из анализа статистических данных в процессе эксплуатации, при его превышении двигатель направляется в ремонт (Рисунок 1.2) [24,28,53,78,106].

Достоинства: простота использования и конструкции аппаратуры, низкие требования к квалификации специалиста по вибродиагностике, оперативность анализа, обширная база данных, получаемая из бортовых средств объективного контроля самолета.

Недостатки: уровень вибрации, генерируемой колебаниями в процессе повреждения подшипниковой опорой должен доминировать над всеми другими, как правило, такой метод контроля работает на этапе повреждения, когда выработка материала колец и тел качения ведет к прогрессирующему увеличению рабочего зазора, а, следовательно, дисбаланса и увеличения уровня общей вибрации.

При этом причины неисправности не могут вовремя анализироваться, что ведет к достаточно большому количеству необоснованных съёмов изделий.

1.5.1.2 Анализ амплитудно-частотной характеристики ГТД

Анализ амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) представляет собой зависимость измеренной амплитуды СКЗ вибрации двигателя в штатном месте установки датчика от частоты вращения ротора высокого давления.

При анализе записей полетной информации сравниваются данные полученные при проводимом контроле с исходной АЧХ. При выходе из допустимого диапазона $\pm 15\%$ от АЧХ построенной после установки двигателя на самолет, проводится углубленный контроль состояния двигателя [26,27]. По сути, метод использует уточненный в зависимости от режима работы двигателя вариант предыдущей модели, которому присущи те же достоинства и недостатки.

1.5.1.3 Анализ регрессионных вибромоделей

В качестве примера можно привести «Методику автоматизированного контроля динамики изменения виброскорости корпуса двигателя» разработанную В. И. Мельником [108].

Анализ регрессии процессов позволяет оценить форму их стохастической связи в случае ее нелинейности. На основе регрессии решаются задачи прогнозирования значений стохастически связанного ненаблюдаемого процесса [102].



Рисунок 1.3- Функциональная схема анализа регрессионной вибромодели

Данная модель (рисунок 1.3) отличается от предыдущих учетом влияния внешних факторов и способом обработки информации, что позволяет повысить ее чувствительность. В результате набора статистических данных диагностирования рассматриваемой методики, вероятность правильного прогноза составила 0,3.

1.5.1.4 Анализ характера изменения общей вибрации с применением нейронных сетей

Поданной тематике, в качестве примера, можно привести работу Парамонова А.В. [108]. Обработка, параметров модели, рассмотренной выше, производится с помощью метода нейронных сетей. Это позволяет повысить достоверность прогноза до 0,6. Однако, этому методу присущи все недостатки, перечисленные выше.

1.5.1.5 Адаптивный метод контроля полетной информации при наземных видах обслуживания авиационной техники

Дальнейшим развитием, описанных в разделе методов, является адаптивный метод контроля полетной информации [27]. Для двигателя устанавливается некоторое количество полос в диапазоне частот вращения ротора высокого давления. Для каждой полосы проводится оценка амплитуды общей вибрации путем сопоставления с пороговыми значениями спектральных масок, далее для каждой из полос может быть применен один из рассмотренных в разделе методов.

Данный метод позволяет еще больше увеличить чувствительность, но подвержен отрицательному влиянию источников вибрации, имеющих резкое увеличение (скачки вибрации), вызванные динамикой нелинейных систем.

Достоинства – наличие большого объема статистических данных и простота использования. Недостатки - такой метод требует постоянного мониторинга и автоматизированной обработки информации о состоянии виброскорости непосредственно в полете и оперативной выдачи информации экипажу для своевременного принятия мер по локализации дефекта (вплоть до выключения двигателя с поврежденной подшипниковой опорой) и изменению порядка или прекращения выполнения полетного задания.

1.5.2 Методы вибрационной диагностики подшипниковых опор, основанные на анализе сигналов во временной области

Анализ изменения амплитуды вибрации в течение некоторой временной выборки не так полезен для диагностики ГТД, как другие виды представления информации (например - спектр). Некоторые виды неисправностей, которые не всегда имеют очевидное отражение в спектре вибрации, могут быть определены по анализу его формы [190]. Стационарные (в статистическом смысле) вибрации

механических систем представляются оценками вероятностных характеристик, которые определяются путем усреднения по времени [88].

Данными методами могут выявляться повреждения, такие как единичные большие сколы взаимодействующих рабочих поверхностей деталей подшипниковой опоры, вызывающие единичные импульсы, которые хорошо просматриваются в сигнале, разложенном по времени.

1.5.2.1 Анализ изменения пик-фактора

Пик-фактором является отношение величины максимальных выбросов амплитуды вибрации к среднеквадратичному значению высокочастотной вибрации (величина пик-фактора $= A_{max}/СКЗ$). Пик-фактор при сильных повреждениях подшипников увеличивается с 3-4 до 20–30 единиц [34,35,106].

Существует большое количество методик определения диагностического параметра дефектов (пик-фактор, к-фактор, крест-фактор и т.п.), отличающихся разным способом определения пиковых и среднеквадратичных значений сигнала и разной степенью учета этих значений в окончательном диагностическом параметре, но все эти отличия не меняют физических основ метода (рисунок 1.4).

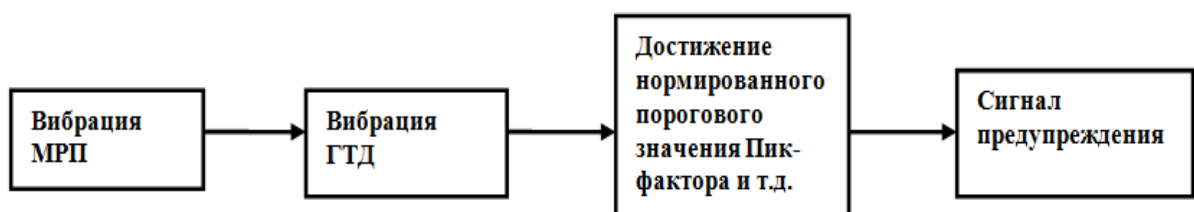


Рисунок 1.4- Функциональная схема метода диагностики с использованием пик-фактора.

Чувствительность данной группы зависит от количества импульсов, возникающих при единичных повреждениях деталей подшипника. При переходе на этап объединения единичных повреждений импульсы сливаются, что приводит

к увеличению сигнала без выбросов вибрации, что делает метод не работоспособным. Данным методам присуще низкая помехозащищенность.

1.5.2.2 Метод ударных импульсов

Метод ударных импульсов (SPM), основанный на использовании специального датчика с резонансной частотой приблизительно 32 кГц и алгоритма обработки ударных волн малой энергии, генерируемых подшипниками качения вследствие соударений и изменений давления в зоне качения этих подшипников (Эдвин Сехль, SPM Instrument, Швеция, 1968г.);

При взаимодействии дефектов на рабочих поверхностях беговых дорожек и телах качения подшипников регистрируются серии импульсов легко различимых на осциллограмме сигнала вибрации. Например, определяется скорость, нарастания и спада вибрации возбуждаемой ударными импульсами в дефектных узлах машин. Однако наибольшее влияние на результат часто оказывают характеристики фильтров, выделяющих высокочастотную часть из сигнала вибрации, что мешает его широкому использованию [153].

1.5.2.3 Анализ изменения эксцесса

Свойства случайного процесса характеризуют моментные характеристики – начальные и центральные моменты. Для практических расчетов используют выражение для центрального момента четвертого порядка:

$$\mu_4 = m_4 - 4m_3 m_1 + 6m_2 m_1 - 3m_1^4 \quad (1)$$

Фактор Эксцесса (Куртозиса) показывает, насколько близка по форме к нормальной выборочной плотности распределения [184]. Эксцесс используется для установления развития различных неисправностей машин, так как отклонение от нормального распределения является признаком появления неисправности [170].

1.5.2.4 Анализ собственных колебаний - процессов затухания

Используется в качестве исходного параметра изменение величины логарифмического декремента затухания и его производные, который реагирует на резкие изменения параметров жесткости и демпфирования конструкции, вызванных ее быстрой деградацией.

Метод требует постоянного контроля объекта. Сложен в реализации и, из-за особенностей конструкции ГТД, имеет неустойчивую вероятность правильного диагноза для сложных конструкций [88].

Достоинства методов – просты в реализации, нетребовательны к частоте следования ударных импульсов, стабильности частоты вращения ротора, небольшая длительность выборки для замера 2-3 оборота ротора.

Недостатки: низкая помехозащищенность, при этом реализация возможна при непосредственной установке датчика на подшипник. Не все дефекты подшипников вызывают одиночные ударные импульсы и поэтому не могут быть диагностированы [88].

1.5.3 Методы вибрационной диагностики, использующие анализ в частотной области

1.5.3.1 Метод прямого спектрального оценивания

Спектральный анализ, основан на применении к вибрационному сигналу преобразования Фурье.

До начала проведения спектрального анализа должна быть разработана кинематическая модель диагностируемого изделия, связывающая возможные частоты гармонических компонент вибрационного сигнала с частотами вращения роторов, позволяет идентифицировать различные гармоники спектров вибрации с возможными источниками возбуждения [57,59,60,62,69,74,152,171,177]. Частоты, связанные с дефектами подшипников качения - частота вращения сепаратора,

частота вращения тел качения, частота прохождения тел качения по наружному и внутреннему кольцам и т.д. определяются по известным формулам [32].

Достоинства: высокая информативность, так как дает возможность оценивать отдельные узлы, генерирующие отдельные частоты.

Недостатки диагностирования состояния подшипников ГТД путем прямого спектрального оценивания характерных компонент вибрационного сигнала:

- насыщенный различными компонентами спектр вибрации корпуса ГТД часто маскирует подшипниковые гармоники;
- малые по амплитуде подшипниковые гармоники могут не выделяться из широкополосного шума, всегда присутствующего в сигнале;
- датчик вибрации на ГТД установлен достаточно далеко от исследуемых подшипников, при этом в опорах двигателя могут быть установлены демпферы, вследствие чего, сигнал от подшипниковой опоры может полностью подавляться.
- нечувствительность к зарождающимся дефектам;
- некорректность результатов при обработке нестационарных режимов.

В то же время спектральное оценивание вибрационных сигналов с использованием кинематической модели двигателя является необходимым элементом для анализа отдельных составляющих частот вибрации и определения наиболее информативных участков для проведения углубленного анализа другими методами.

1.5.3.2 Октавный анализ

Октавный анализ позволяет определить изменения в перераспределении амплитуд в частотных диапазонах вибрации в процессе диагностирования [2].

В исследуемом диапазоне частот, к примеру, от 0 до 21кГц, рост амплитуды вибрации в отдельных сегментах является диагностическим признаком изменения качества работы исследуемой подшипниковой опоры.

Так, например, увеличение сегмента в высокочастотной области вибрации может свидетельствовать о появлении граничного трения между

взаимодействующими во время работы поверхностями подшипника скольжения, появляющегося в результате уменьшения толщины масляного слоя и задеваний вершин шероховатостей.

Примером является система VM-600 швейцарской фирмы «Vibrometer», применяемая на самолетах фирмы «Boing» [100].

Данная группа методов использует ту же обобщенную модель, как и в случае анализа вибрации во временной области (Пик-фактора) (рисунок 1.4). Необходимость повышения чувствительности методов требует усложнения аппаратуры и подготовленности специалистов. При этом сохраняются недостатки, отмеченные для диагностической модели такого типа, рассмотренной ранее в п.2.5.2.1.

1.5.3.3 Метод анализа спектра огибающей

Существует два разных по своей физической основе метода вибрационной диагностики, получивших одинаковое название метод огибающей из-за одинаковой последовательности операций преобразования, применяемых к различным, а именно периодическим и случайным компонентам сигнала. Первый метод, применяемый для разделения близких по частоте гармонических составляющих, используется все реже. Вторым методом, применяемым для исследования колебаний мощности случайных составляющих, часто используется в вибрационной диагностике вращающегося оборудования (рисунок 1.5).

Первый метод [2] основан на том, что при появлении и развитии повреждения взаимодействующих поверхностей деталей подшипника появляются силы, воздействующие на систему с частотами, вызывающие амплитудную модуляцию так называемой несущей (модулированной гармоники) частоты от других источников.

Таким образом, в модель сигнала включаются еще и данные компоненты [188].

$$x(t) = \sum A_i(\sin(\omega_i t + \varphi_{0i}) + A_j[1 + m * \cos(\omega_m t + \varphi)] * c \quad (2)$$

Где:

ω_i, ω_j частоты гармонических компонент сигнала,

ω_j - модулированная гармоника;

ω_m – модулирующая гармоника;

A_i, A_j – амплитуды, гармоник;

m – глубина модуляции



Рисунок 1.5-Функциональная схема метода анализа с использованием огибающей спектра вибрации

Глубина модуляции зависит от периода следования ударов T и величины коэффициента затухания δ . Параметры огибающей зависят от интенсивности соударения деталей, частоты следования и фазы импульсов.

Амплитудно-модулированный (АМ) сигнал, в отличие от весьма похожих по виду, биений состоит из трех гармонических составляющих. Одна, из которых, имеет частоту несущей ω_0 , а две другие называют боковыми: $(\omega_0 - \Omega)$ и $(\omega_0 + \Omega)$. По виду временной реализации виброакустического сигнала частот трудно отличить биения от модуляции и только спектральный анализ позволяет однозначно оценить характер сигнала.

Анализ огибающей состоит в демодуляции низкочастотных составляющих в узкой полосе частот, которые плохо различимы на фоне широкополосной вибрации высокого уровня.

Метод позволяет выделить слабые сигналы из уровня общего фона вибраций, имеющих в своем составе более интенсивные составляющие, но очень сильно зависит от выбора несущей частоты и как следствие не всегда обладает необходимой стабильностью результатов.

Более высокими возможностями обладает второй метод контроля состояния подшипников качения по спектру огибающей высокочастотной случайной вибрации. Этот метод предложен российскими специалистами в конце семидесятых годов - Барковым А. В., Барковой Н. А. и др. [17]. Спектр огибающей дает информацию о периодических изменениях мощности высокочастотной вибрации в той полосе частот, которые предварительно выделяется из сигнала вибрации полосовым фильтром (рисунок 1.5).

Недостатки: использование более сложной диагностической модели соответственно повышает требования к качеству используемого оборудования и квалификации специалистов.

Из-за нестабильности, нелинейности (квазилинейности) колебательных процессов на корпусе ГТД, существенного ослабления, невозможности выделения амплитуды несущих диагностическую ценность частот и необходимости работы двигателя на переменных режимах - для ГТД были получены нестабильные результаты, не позволяющие использовать данные методы на практике.

1.5.3.4 Вейвлет анализ

Попытки решить задачу исследования не стационарности вибрационного сигнала методом Фурье – анализа привели к появлению так называемого «оконного» преобразования Фурье, т.е. к сокращению анализируемого интервала времени. Это позволяет оценить нестационарность (тренды) достаточно сильных гармоник, но сокращение временного интервала сигнала приводит к ухудшению (снижению) разрешения спектра и, соответственно, слиянию гармоник, их энергетическому размыванию (принцип неопределенности Гейзенберга).

Решить проблему призван вейвлет анализ – частотно-временное разложение сигнала, позволяющее контролировать локальные во времени изменения частот и амплитуд в сигнале [88,186].

Если спектральный анализ позволяет оценить только наиболее мощные гармоники, то вейвлет анализ – еще и флуктуации этих компонент сигнала во времени, что позволяет непосредственно оценить наличие флуктуаций частоты сигнала и определить в сигнале широкополосный шум, или не стационарность (рисунок 1.6).



Рисунок 1.6- Функциональная схема метода диагностики с использованием вейвлет анализа

Сам метод разработан сравнительно недавно и в практике вибрационной диагностики пока широко не применяется. Ряд работ свидетельствуют о высокой эффективности метода при обнаружении, например, локальных повреждений роликов, возможные при монтаже и сборке подшипника в составе ротора, и имеющие характер лысок, рисок, а также вмятин (уколов).

Достоинства - высокая информативность.

Недостатки - сложность анализа результатов.

1.5.3.5 Анализ передаточных функций

Очень часто изучаемый объект представляется из элементов (звеньев), каждый из которых описывается передаточной характеристикой либо передаточной функцией, а колебания отдельных звеньев являются когерентными (зависимыми) друг к другу [60,107]. При этом принято представлять передаточную функцию $W(s)$ как отношение преобразования Лапласа выходного сигнала $Y(s)$ к преобразованию Лапласа входного сигнала $X(s)$ при нулевых начальных условиях, т.е. $W(s) = Y(s) / X(s)$.



Рисунок 1.7- Функциональная схема анализа передаточных функций

Важным свойством преобразования Лапласа является замена операций дифференцирования и интегрирования умножением и делением на оператор Лапласа, соответственно. При переходе к преобразованию рассматриваются не временные функции входной и выходной переменной, а их изображения по Лапласу. Широкое применение передаточных функций с использованием преобразований Лапласа обусловлено также и тем, что в этом случае передаточную функцию параллельно (последовательно) соединенных элементов можно определить путем суммирования (произведения) передаточных функций элементов, что упрощает расчеты (рисунок 1.7) [104].

Недостатки: для использования метода необходимо проводить определение передаточных функций для каждого конкретного двигателя, для чего требуется его препарирование, что сложно и не всегда возможно.

1.5.4 Многомерный анализ параметров колебаний

1.5.4.1 Среднее положение вала

Определяет нагруженность подшипниковых опор. Данный метод имеет высокую информативность, но для подшипников качения в составе ГТД сложно применим, из-за невозможности установки датчиков непосредственно у элементов опор роторных систем [88].

1.5.4.2 Анализ траектории перемещения центра вала

Анализ траектории перемещения центра вала (орбита прецессии вала) был разработан специалистами фирмы Bently Nevada Corporation [118,181]. Правильная интерпретация орбиты прецессии вала позволяет понять природу вынуждающих сил. Орбита может быть представлена в исходном или отфильтрованном виде (только составляющая на частоте вращения);

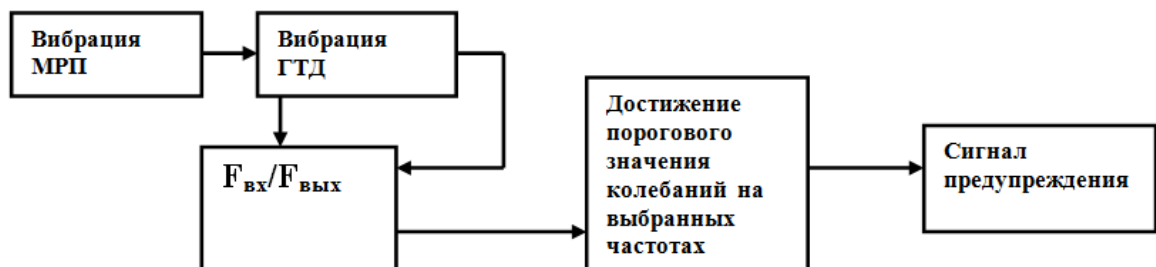


Рисунок 1.8 Функциональная схема анализа с использованием орбитального анализа

Метод обладает высокой информативностью, точностью диагноза, наглядностью представления результатов, но также не может быть использован для ГТД из-за невозможности размещения датчиков во вращающихся деталях роторов.

С целью расширения объема получаемой диагностической информации фирмой Бентли–Невада был разработан метод анализа траекторий движения

(орбит) геометрического центра вала, позволяющей выявлять повреждения подшипников скольжения опор паровых и газовых турбин, приводящих к их внезапным отказам [180,181]. Также в American Petroleum Institute (API) были подготовлены рекомендации, названные «Вибрации, осевое расположение, и температура подшипника, системы мониторинга» [118]. Для мониторинга они предусматривают установку двух датчиков перемещения под углом 90 градусов друг к другу и датчика измерения фазы вращения, который нуждается в метке на роторе.

Орбитальный анализ вибрации является частным случаем исследования различных процессов на фазовой плоскости. Поведение и общая структура фазовых траекторий отражает совместные изменения во времени значений исследуемого процесса $x(t)$ и значений его производной $\dot{x}(t)$. Такой подход, начиная с работ А. Пуанкаре, широко используются в качественной теории дифференциальных уравнений, в общей теории колебаний, исследования процессов хаотических колебаний, поведения линейных и нелинейных динамических систем, свойства устойчивости систем [103,148]. Такой подхода, для анализа абсолютной вибрации, имеет свои минусы, к которым можно отнести отсутствие возможности определения характера и направления прецессионных движений ротора и сложность интерпретации различных процессов.

При использовании орбитального анализа существует возможность одновременного визуального отображения не только амплитуды сигнала, изменяющегося по времени, но и его фазы что дает возможность построения на координатной плоскости амплитудно-фазовую частотную характеристику, позволяющую получить и оценить значительно большее количество информации, выполняя анализ сложных колебательных процессов при исследованиях различных по своей природе динамических систем [99, 167].

Орбитальный анализ довольно широко применяется в механических системах, где существует относительно свободный доступ к подшипниковым опорам агрегатов и возможность интегрирования в них бесконтактных датчиков перемещения типа «проксиметр», позволяющих выполнить измерение зазора

между ротором и статором. Как правило, это паровые турбины, генераторы, насосы и т.д. (рисунок 1.8) [23].

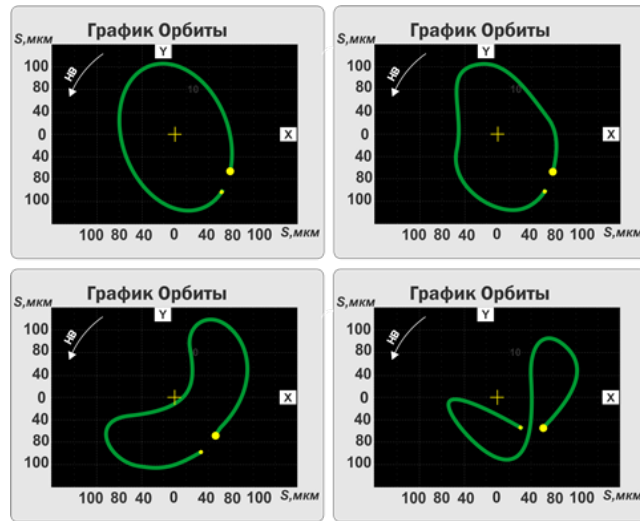


Рисунок 1.9 – Орбита вращения ротора

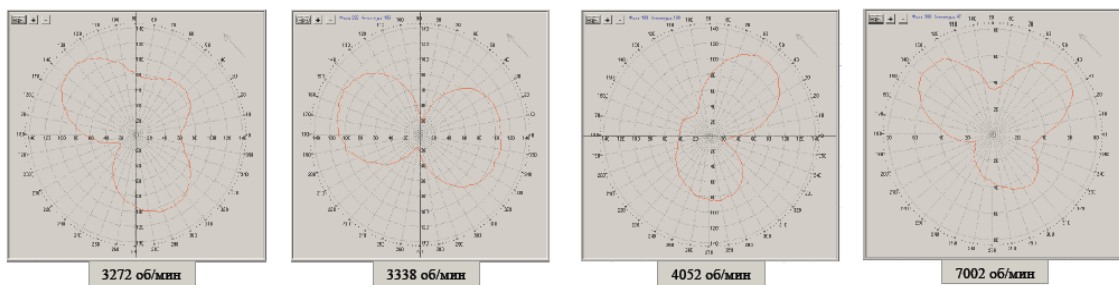


Рисунок 1.10 – Годограф перемещения ротора ВД в плоскости вала

Орбиты, построенные при помощи проксиметров, установленных на корпусе диагностируемого изделия, измеряют относительный зазор между корпусом и поверхностью вала и, следовательно, собственные колебания корпуса будут вносить погрешности в результаты анализа. Наглядное графическое представление траектории движения ротора показано на рисунке 1.9 в виде орбит и на рисунке 1.10 в виде годографов перемещения. Отклонения в геометрии поверхности вала также будут влиять на получаемые орбиты, но при учете перечисленных факторов могут быть получены результаты, позволяющие использовать данный метод в различных системах диагностики. Для диагностики с использованием орбит вала используется большое число методов анализа. Один из наглядных примеров служит диаграмма Найквиста. На этой диаграмме в

полярных координатах (рисунок 1.11) каждой частоте поставлен в соответствие вектор частотной составляющей (длина вектора - амплитуда, угол поворота вектора - фаза) [47,181]. Если параметром является частота вращения, и концы векторов, соответствующих разным частотам вращения, соединены линией.

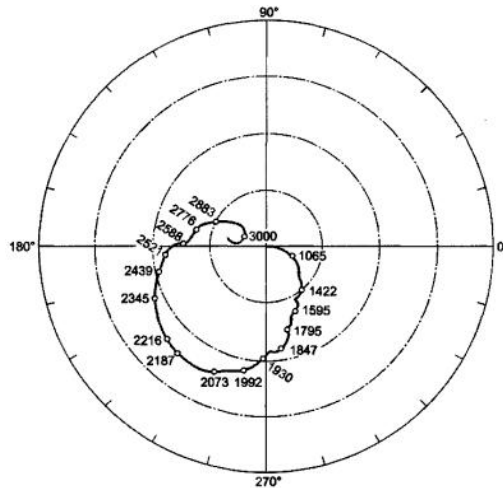


Рисунок 1.11 - Диаграмма Найквиста

Диаграмма в полярных координатах построена относительно опорного значения фазы (по сигналу с датчика синхронизации). Диаграмму Найквиста используют для определения частот вращения, на которых имеют место резонансы системы, к примеру «ротор - подшипник-статор» [47].

Для диагностики технического состояния ГТД метод орбитального анализа сложно реализуем по причинам, которые не позволяют установить датчики вибрации и их соединительные кабели в непосредственной близости к валу или подшипниковой опоре:

- наличие в конструкции двигателя нескольких роторов, коаксиальное расположение которых исключает возможность применения проксиметров в требуемых для диагностики сечениях;
- отсутствие возможности установки проксиметров в полостях ГТД из-за их геометрических размеров и особенностей монтажа (монтаж перпендикулярно оси ротора на определенном расстоянии);

- отсутствие возможности трассировки соединительных кабелей через места повышенных температур, в процессе работы ГТД;
- наличие механических колебаний статорных частей, которые создают значительные погрешности измерения, поскольку измеряется относительная вибрация (перемещение);
- не точность в изготовлении деталей роторов, что искажает реальную картину колебаний.
- отсутствие возможности закрепления проксиметров по причине вращения роторов.

Эти обстоятельства диктуют необходимость построения и анализа орбит роторов, для определения технического состояния ГТД, с использованием косвенных измерений. Измерение вибрации двигателя основано на использовании сигнала вибродатчика (абсолютной вибрации), установленного на наружной поверхности корпуса двигателя. Безусловно, ослабления и искажения формы сигнала при его прохождении через детали и узлы двигателя, имеющие переменные характеристики в зависимости от режима работы двигателя, вызывают появление погрешностей при выполнении оценки параметров вибрации, но они носят системный характер и при последовательных замерах имеют близкие значения.

Учитывая совокупность описанных обстоятельств, можно сделать вывод о том, что получение траектории вибрации вала за счет использования сигналов с двух ортогонально установленных на корпусе двигателя датчиков абсолютной вибрации дает возможность выполнять оценку параметров колебательных процессов роторов, их реакцию и смещение мест взаимодействия в узлах подшипниковых опор.

1.6 Сравнительная оценка рассмотренных методов

Сравнительная оценка рассмотренных методов по ряду критериев оценки технического состояния подшипников опор роторов представлена в таблице 1.

Таблица 1-Сравнительная оценка рассмотренных методов

Метод диагностики подшипников опор ГТД	Интервал предупреждения отказа	Чувствительность и избирательность	Время диагностики	Стоимость	Глубина контроля	Полнота контроля	Достоверность контроля	Сумма баллов
Трендовый анализ								
Контроль по предельному уровню	0	2	4	4	1	1	1	13
Анализ АЧ характеристик СКЗ	0	2	1	2	1	1	1	8
Анализ регрессионных вибромоделей	0	2	1	2	1	1	1	8
Нейросетевой анализ интегральной вибрации	0	2	1	2	1	1	1	8
Адаптивный метод	2	2	1	2	1	1	1	10
Анализ вибрации во временной области								
Метод ударных импульсов	0	2	2	4	1	1	1	1
Экссесс	0	2	4	4	1	1	1	13
Пик-фактор	0	2	4	4	1	1	1	13
Анализ процессов затухания	0	1	0	2	1	1	1	6
Анализ вибрации в частотной области								
Прямое спектральное оценивание	0	2	2	2	2	1	1	10
Спектр огибающей вибрации	0	2	2	2	2	1	1	10
Вейвлет анализ	2	3	1	2	1	1	1	11
Октавный анализ	0	2	2	2	1	1	1	9
Передаточные функции	0	2	1	0	2	4	2	11
Многомерный анализ								
Анализ среднего положения центра вала	2	0	2	2	2	4	1	13
Анализ траектории перемещения центра вала	2	0	2	2	4	4	1	15

Примечания: Критерии оценки использованы аналогичные работе [5,36]. Количественные показатели: нет – 0, незначительный – 1, низкий – 2, средний -3, высокий (большой) – 4; Стоимость: дешевая – 4, приемлемая – 2, дорогая – 0; Время – небольшое – 4, среднее – 2, значительное -0

Проведенный анализ основных существующих методов вибродиагностики подшипников опор роторов ГТД, по ряду критериев оценки (таблица 1) показывает, что ни один из них, полностью не удовлетворяет предъявляемым требованиям. Большинство становятся информативны и эффективны при

существенных повреждениях подшипниковых опор, сопровождаемых прогрессирующим износом взаимодействующих рабочих поверхностей.

1.7 Постановка задач исследования

Анализ результатов выполненных исследований указывает на отсутствие методов диагностики, удовлетворяющих требуемым критериям оценки, что свидетельствует о необходимости разработки новых способов, методов и выработки, с их использованием, диагностических признаков ухудшения технического состояния подшипниковых опор [178]. Использование существующих методов, диагностические признаки которых срабатывают в результате критических повреждений межроторных подшипниковых опор, приводит к отсутствию возможности ремонта ГТД, что влечет, помимо уменьшения безопасности эксплуатации, огромные финансовые, трудовые и другие затраты. В этой связи в работе поставлены как наиболее актуальные на современном этапе развития теории и практики виброакустической диагностики следующие задачи исследования.

- Разработка метода орбитального анализа вибрации роторов ГТД и алгоритмов диагностирования подшипниковых опор с его применением;
- Разработка метода и алгоритмов диагностирования подшипниковых опор по изменениям фазы колебаний роторов ГТД;
- Разработка метода и алгоритмов диагностики подшипниковых опор ГТД по анализу изменения амплитуды колебаний роторов;
- Разработка метода и алгоритмов диагностики подшипниковых опор по спектральному анализу акустического давления, работающего ГТД;
- Создание комплексной методики виброакустической диагностики технического состояния подшипниковых опор ГТД и алгоритмов ее функционирования.

1.8 Выводы

1. На основании проведенного анализа конструкции ГТД как объекта диагностирования, определены требования к системе диагностики подшипников опор ГТД: высокая чувствительность, избирательность, информативность используемых методов на всех стадиях развития повреждений деталей подшипников, стабильность результатов диагностирования, возможность построения тренда, прогноза функционирования и оценки технического состояния подшипников опор ГТД.
2. Проведенный анализ показывает, что существующие методы вибродиагностики становятся информативны и эффективны при существенных повреждениях подшипниковых опор, сопровождаемых прогрессирующим износом взаимодействующих рабочих поверхностей, и ни один из них полностью не удовлетворяет предъявляемым требованиям.
3. Для реализации задач диагностирования межроторных подшипниковых опор необходима разработка новых более эффективных методов и их комплексное использование.
4. Наиболее предпочтительными представляются направления разработок методов реализующих преимущества анализа в высокочастотной области и многомерный анализ имеющий формат представления в виде траектории перемещения точки конца вектора вибрации.

2 РАЗРАБОТКА ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР ГТД

Диагностической моделью (ДМ) является формализованное описание объекта диагностирования, адекватно отображающее структуру, процесс смены технических состояний и обеспечивающее возможность определения технического состояния с требуемой глубиной [1,15,18,20].

Данная модель является исходной для создания алгоритмов диагностирования и ее следует рассматривать как результат построения математической модели объекта с учетом заданного конструктивного исполнения. Наиболее совершенные диагностические модели основаны на нелинейной аппроксимации характеристик системы [14,17,48,110].

В общем случае диагностическая модель представляет собой комплекс операций, представленный на рисунке 2.1

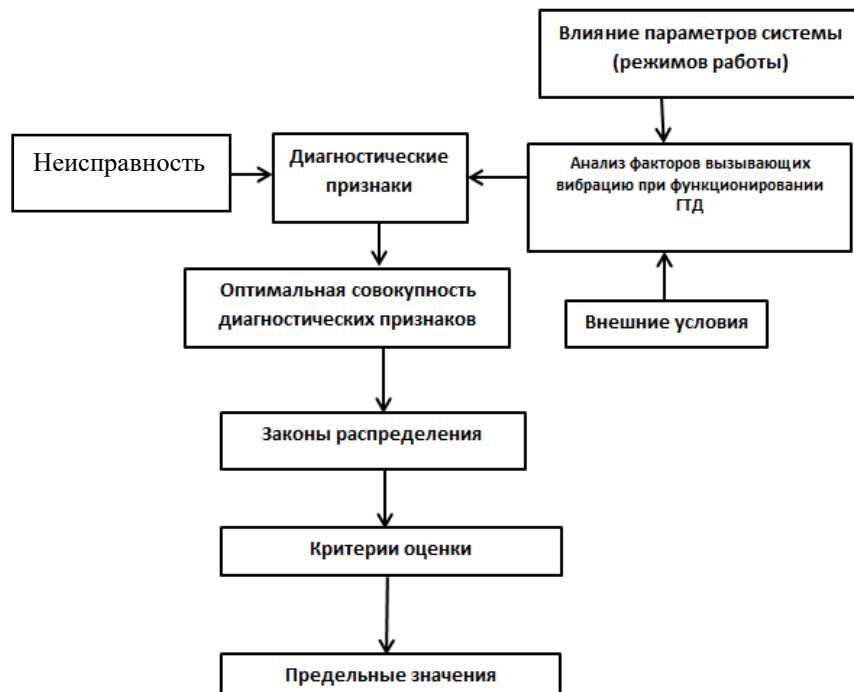


Рисунок 2.1- Последовательность действий для формирования диагностической модели ГТД с целью определения технического состояния подшипниковых опор

Для построения диагностической модели, исходя из рисунка 2.1, необходимо выполнить следующие действия [45,46]:

- на основе анализа статистических данных отказов определить типовые неисправности, от которых зависит ресурс узла или ГТД в целом;
- произвести математическое моделирование динамических процессов, происходящих при данных видах неисправности;
- определить теоретические (возможные) диагностические признаки, проявляющиеся при данных видах неисправности;
- выполнить поиск и определение диагностических признаков из статистических данных двигателей с исследуемыми неисправностями;
- исследовать выявленные диагностические признаки на достоверность и отсутствие ложных срабатываний;
- определить начальные стадии проявления диагностических признаков и время от их проявления до выхода из строя исследуемых узлов;
- выполнить нормирование и определение пороговых значений диагностических признаков или областей их распределения;
- структурировать последовательность выполнения анализа различными методами диагностирования.

2.1 Виды отказов подшипниковых опор роторов ГТД

Существенное влияние на ресурс оказывает качество рабочих поверхностей подшипниковых опор, полученное при изготовлении, качество изготовления и сборки ГТД, неблагоприятное сочетание одновременного воздействия нескольких факторов, приводящих к повышенным нагрузкам. Данные факторы могут вызвать следующие виды повреждений [19,144,145,168]:

- более 90% отказов подшипников является усталостное или осповидное изнашивание – питтинг, возникающий при превышении предела динамической грузоподъемности [87]. ГОСТ 27674-88 характеризует его как механическое

изнашивание в результате усталостного разрушения при повторном деформировании микрообъемов материала поверхностного слоя [39];

- 3-5% отказов связано с окислительным выкрашиванием – результатом взаимодействия атмосферного кислорода с материалом поверхности трения [180]. Критерием повреждения при окислительном износе является повышенный зазор или люфт сопряженных в подшипнике деталей, при этом рабочие поверхности деталей остаются гладкими и блестящими, следы видимых повреждений полностью отсутствуют;
- оставшиеся 5 –7% на нетипичные виды изнашивания подшипников (абразивный, коррозионный износ) [153,155].

Все виды повреждений подшипниковых опор протекают с различной скоростью, определяемой комплексным влиянием динамической системы [171,172].

2.1.1 Исследование состояния деталей исправных и поврежденных межроторных подшипниковых опор ГТД

Для оценки наиболее критических факторов, вносящих наибольший вклад в формирование интегральной нагрузки на подшипниковые опоры роторных систем, было проведено комплексное исследование технического состояния четырех радиальных подшипников опоры турбины высокого давления (межроторного подшипника) двигателей АЛ-31ФП, АЛ-41Ф-1С, АЛ-41Ф-1, АЛ-55И (таблица 2).

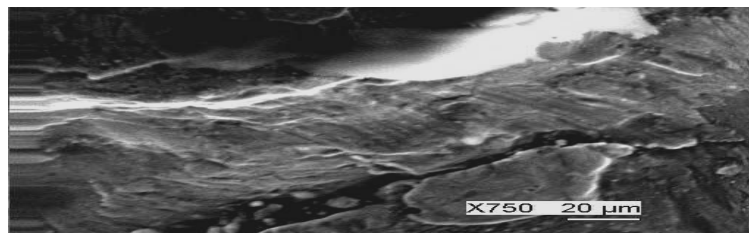


Рисунок 2.2 - Фрагмент поврежденной беговой дорожки наружного кольца роликового подшипника 5-272822P2У

Таблица 2

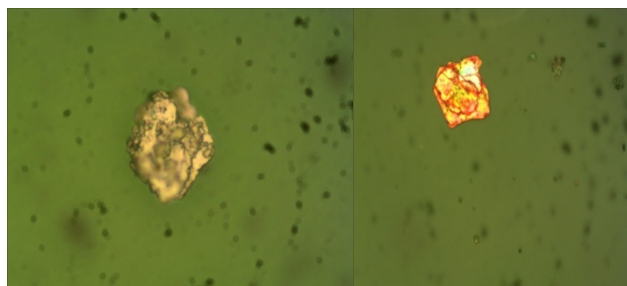
		Типы подшипников			
1	Наименование	65-1002922PУ – АЛ-41Ф-1С, АЛ-41Ф-1	65-1002922PУ - АЛ-41Ф-1С, АЛ-41Ф-1	5-272822P2У АЛ-31ФП	BC1-9739 (Италия) АЛ-55И
2	Наработка, часы	Без наработки	537 час 36 мин (эквивалентная за 1000 часов)	570 час 24 мин	18 час 47 мин
3	Внешний осмотр	Признаков повреждений и коррозионных поражений нет	Следы остаточных пластических деформаций, усталостных повреждений	Признаков повреждений и коррозионных поражений нет	Признаков повреждений и коррозионных поражений нет
4	Магнитопорошковый дефектоскоп ПМД-70	Поверхностные трещины отсутствуют	Поверхностные трещины отсутствуют	Поверхностные трещины отсутствуют	Поверхностные трещины отсутствуют
5	Металлографический микроскоп PolivarMet	Качество изготовления удовлетворительная, повреждений и дефектов деталей не выявлено	Наличие мелких оспинок, следов усталостного выкрашивания и проскальзывания роликов и кольца. Осевое смещение тел качения. Отсутствие схватывания металла и коксования масла	Глубокие усталостные повреждения наружного кольца в секторе 120 градусов и роликов. Контактная усталость вследствие динамических нагрузок. Ролики не потеряли форму. Внутреннее кольцо не раскатано.	Наличие мелких оспинок – следов усталостных повреждений и наличие вдавленных в поверхность отделившихся частиц металла. Трещины на поверхности контактных поверхностей.

Анализ технического состояния подшипников показал, что определяющим повреждением является контактная усталость рабочих поверхностей деталей подшипниковых опор. Образование повреждений (рисунок 2.2) [87] связано с контактной усталостью (контактным выкрашиванием), развивающимся в результате постепенного накопления внутренних напряжений и структурных изменений в материале с последующим образованием микротрещин на

поверхности кольца [95,147,150]. Располагаясь поперек направления качения, трещина проникает вглубь металла, достигает слоя, где особенно велики касательные напряжения, откалывает вдоль этого слоя небольшую чешуйку металла и образуется одна из серии мелких «оспинок» [87]. После стадии образования мелких «оспинок» процесс ускоряется за счет скалывания их кромок [145]. Повреждение наружных колец подшипников по механизму контактной усталости в определенном секторе может являться признаком того, что подшипник работал в условиях динамического перекоса [19,150]. В этом случае происходит интенсивное циклическое передеформирование поверхностных слоев материала, его изнашивание, накопление в нем усталостных повреждений и нагрев рабочих элементов, т.е. на разрушение подшипника [30,145].

Для определения наличия и периода образования (наработки) частиц усталостного выкрашивания был проведен металлографический анализ проб масла, отобранных из полостей подшипниковых опор турбин высокого и низкого двигателей АЛ-31ФП. При проведении данного анализа, были выявлены металлические (стальные и бронзовые) частицы выкрашивания со следами отрыва от конструкционного материала, уже при наработке двигателя около 150 часов. На другом двигателе данного типа, такие же частицы были обнаружены, при наработке около 500 часов и при этом двигатель продолжал нормально эксплуатироваться до планового ремонта еще около 250 часов. При разборке двигателя и осмотре деталей подшипников, визуально, без использования оптических средств, следов питтинга и значительного износа рабочих поверхностей деталей подшипника не отмечалось [149].

Размер выявленных частиц находился в пределах от нескольких до 40-50 микрон (рисунок 2.3, 2.4) что не позволяет их визуально выделить из продуктов нормального износа при осмотрах фильтроэлементов тонкой очистки, во время периодического обслуживания системы смазки. Поэтому постепенное развитие процесса питтинга не выявляется имеющимися в настоящее время средствами и способами трибодиагностики на двигателях АЛ-31ФП.



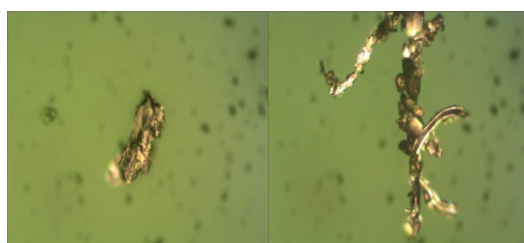
а)

б)

Рисунок 2.3- Частица выкрашивания

а) - бронзовая с цветами побежалости, размером 24x28мкм; увеличение x500;

б)- стальная с микрораковинами и микротрещинами, размером 17x23 мкм,
увеличение x1000;



а)

б)

Рисунок 2.4- Стальная частица с увеличением x500

а)- выкрашивания с рваными краями, с микрораковинами и микротрещинами на ее поверхности, размеры 15x50мкм.

б)- микрорезания в виде стружки, размером до 60 мкм, в цепочке с частицами выкрашивания и оксидами железа;

В результате проведения на различных этапах наработки двигателей металлографического анализа частиц, находящихся в масле (циркулирующем в маслосистеме ГТД), выявлены частицы усталостного выкрашивания, что говорит о не системном возникновении повреждений подшипниковых опор.

2.2. Анализ процессов нагружения подшипниковых опор ГТД

В процессе функционирования техническое состояние конструкций и подшипниковых опор, подвергающихся непрерывным повреждающим воз-

действиям, постоянно ухудшается. Это обусловлено результатом воздействия внешних и внутренних нагрузок и ряда других факторов, которые носят случайный характер. Данные факторы ведут к возникновению различного рода повреждений деталей конструкции ГТД и в первую очередь подшипников опор, а достигнув критического уровня, накопленные повреждения приводят к повреждению или отказу двигателя в целом [8,9,21,29,82,97].

Анализ полетной информации самолета СУ-30МКИ, полученной с записей средств объективного контроля летательных аппаратов показывает, что максимальная вертикальная перегрузка в редких случаях достигает 8- 9 единиц, что вызывает максимальную расчетную силу на межроторном подшипнике около 21700 Н [119]. При этом динамическая грузоподъемность данного подшипника составляет 61673 Н [160]. Следовательно, наиболее вероятной причиной повреждений деталей МРП может являться нерасчетное нагружение подшипниковой опоры, связанное с динамическим изменением нагрузок механических систем ГТД.

Факторы, влияющие на появление нерасчетных динамических нагрузок на подшипниковые опоры ГТД:

- наличие дисбаланса (остаточного, динамического, индуктивного, аэродинамического и т.д.);
- взаимовлияние динамических процессов роторных систем при многороторной схеме ГТД, в процессе чего межроторная опора является звеном энергообмена;
- наличие или смещение в рабочую область резонансных, критических частот вращения элементов конструкции ГТД [115];
- прецессионные движений роторных систем связанные с ударным взаимодействием в подшипнике.

Например, при двухроторной схеме ГТД с межроторной подшипниковой опорой, необходимо учитывать зависящее от режима работы двигателя суммарное воздействие на нее не скомпенсированных сил каждого из двух роторов (не при каждом обороте роторов, а с некоторой меньшей

периодичностью, определяемой величиной скольжения роторов ($N_{РВД} - N_{РНД}$)), особенно при возможной работе в близости критических частот вращения к рабочим, массовых, инерционных сил и т.д. При этом запас кинетической энергии каждого из роторов должен быть близок или равен другому, так как в противном случае ротор с большой кинетической энергией заставит перемещаться систему из двух роторов в направлении вектора перемещения с большим модулем со скоростью, определяемой из разности противоположно направленных составляющих импульсов тела получим [25,179]:

$$\vec{M}_1\vec{v}_1 + \vec{M}_2\vec{v}_2 = \vec{M}_3\vec{v}_3; \quad (3)$$

Условие максимума перехода кинетической энергии в потенциальную и тепловую – равенство модулей составляющих скоростей и имеющих противоположное направление вектора. При этом вся энергия перейдет в потенциальную и суммарный импульс будет равен нулю.

Наибольшее повреждение получит межроторный подшипник при условии полного перехода кинетической энергии двух роторов в другие виды энергии: потенциальную, тепловую, энергию повреждения (взаимодействия) - вызывающую пластическую деформацию больше критической.

В таком случае импульс силы:

$$\Delta p = mv_1 - mv_2 = \int_0^t I = 0; \quad (4)$$

Кинетическая энергия при вращательном движении:

$$K = m_i r_i^2; \quad (5)$$

Соответственно, часть кинетической энергии, создающая колебательный процесс, наиболее будет зависеть от параметров дисбаланса:

$$K = \frac{w^2}{2} D r^2; \quad (6)$$

В наибольшей степени дисбаланс проявляется на резонансе, при его наличии в зоне рабочих частот вращения роторов ГТД [112].

Также существенное влияние на величину взаимодействующих сил оказывает повышенный рабочий зазор между деталями подшипника, с изменением которого

изменяется и величина динамического взаимодействия рабочих поверхностей деталей подшипника [3,6,29].

Взаимодействующие рабочие поверхности беговых дорожек наружного и внутреннего колец и тел качения после изготовления имеют неровности, которые при нормальной работе подшипниковой опоры покрыты слоем масла (масляный клин) [173]. Под сжимающим воздействием динамического нагружения толщина масляного клина уменьшается. При высоких значениях данного динамического нагружения в отдельных точках контактирующих поверхностей возможно полное исчезновение масляного клина, что приведет к механическим контактам отдельных выступающих поверхностей [21,30].

Опоры ГТД работают при постоянном воздействии динамических нагрузок [55,101]. При недостаточном запасе прочности, величина прикладываемых нагрузок в критических случаях может превышать предел контактной прочности, что вызовет соответствующее повреждение. При накоплении, в процессе суммарной наработки двигателя, критического количества повреждений развивается питтинг в активной форме, имеющий визуально наблюдаемые на поверхности деталей усталостные повреждения [80,86,111]. В зависимости от интенсивности и амплитуды воздействий на поверхность деталей подшипника питтинг может перейти или не перейти в активную фазу развития.

Поэтому в настоящей работе предложена гипотеза, что повреждение подшипниковой опоры может возникнуть при получении контактирующими поверхностями критического количества динамических воздействий (соударений) большой амплитуды и воздействии одного или нескольких неблагоприятных факторов на протяжении суммарной наработки двигателя близкой или равной расчетному ресурсу. В случаях неблагоприятного сочетания критических факторов высокой интенсивности может произойти более быстрое повреждение деталей подшипников опор.

2.2.1 Особенности развития усталостных повреждений подшипниковых опор ГТД

Ресурс подшипниковой опоры зависит от нагрузки (величины напряжений) в его контактирующих деталях [171]. При упругом характере взаимодействия (умеренные нагрузки) долговечность подшипника близка к расчетной (теоретической). При упругопластической или микропластической деформации в контакте, когда нагрузка превышает предел текучести материала, ресурс подшипника резко снижается. Упругопластическая деформация, помимо статического нагружения, может возникать в результате ударной или вибрационной нагрузки, что может вызвать преждевременное усталостное выкрашивание [21].

Усталостное выкрашивание возникает с появлением ямки выкрошившегося металла на дорожке качения. После чего площадь повреждения интенсивно увеличивается в следствии откалывание частиц металла у краев данной ямки. Основными причинами его возникновения являются: неудовлетворительное качество материала подшипника; превышение расчетных нагрузок; повреждение поверхностей качения при монтаже; загрязнение, изменение свойств или неудовлетворительное состояние смазочных материалов; перекос колец подшипниковой опоры или деформации вала и корпуса, овальность колец подшипника вследствие отклонения формы посадочных мест вала и корпуса [144].

В процессе образования усталостных повреждений (питтинга) подшипников можно условно выделить пять этапов [183]:

- на первом этапе происходит образование и развитие трещины в подповерхностном слое (рисунок 2.5) [87] в зоне максимальных напряжений при контакте тела качения с дорожкой кольца подшипника. Как правило, процесс повреждения на ранних стадиях развивается довольно медленно [91,92]. При повторном воздействии аналогичной импульсной силы на этот или даже находящийся в непосредственной близости участок поверхности

происходит дальнейшее увеличение геометрических размеров и величины раскрытия трещины.

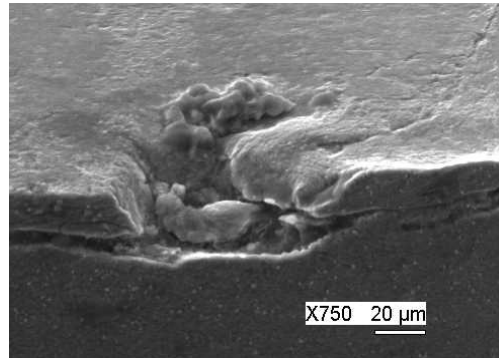


Рисунок 2.5 - Разрез точечного усталостного повреждения

- на втором этапе происходит выход трещины на поверхность (рисунок 2.6). При многократном прокатывании и взаимодействии поверхностей тел качения и беговых дорожек рабочих колец происходит циклическое нагружение участка поверхностного слоя, приводящего к появлению продолжения развития трещины на поверхность. Это первое проявление многоциклового усталости. Наличие положительного градиента давления масляного клина в передней части движущегося тела качения и зоны разрежения близкого к околонулевому значению в пиковой области позади катящегося ролика, усиливает механическое воздействие на поврежденный участок;



Рисунок 2.6 - Выход трещин на поверхность беговой дорожки наружного кольца

- на третьем этапе происходит объединение трещин и отслоение участка с образованием в этом месте (кратера) каверны (рисунок 2.7). Этот процесс

развивается достаточно быстро. При объединении трещин небольшие фрагменты поверхностных участков детали отделяются от поверхности. Отрыву способствует зона разрежения, образующаяся в масляном клине за телами качения при их прокатывании по поверхности беговой дорожки;

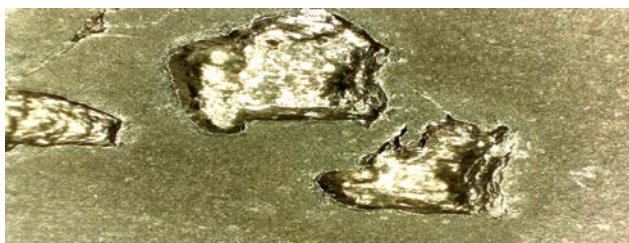


Рисунок 2.7 - Отсутствие материала на отдельных участках поверхности беговой дорожки наружного кольца

- четвертый этап - пораженными оказываются значительные участки рабочих поверхностей подшипника (рисунок 2.8). Количество единичных трещин (микрповреждений поверхности с отсутствующими фрагментами) становится все больше, что способствует развитию процесса объединения трещин. При непрекращающихся внешних воздействиях процесс приобретает лавинообразный характер. Зоны повреждения захватывают все большие поверхности, которые имеют меньшую прочность, образуется перепад рельефа поверхности. За счет увеличивающейся выработки материала увеличивается рабочий зазор подшипника, что ведет к увеличению дисбаланса и динамических нагрузок. После достижения критического состояния поверхности деталей подшипника процесс приобретает резко прогрессирующий характер;



Рисунок 2.8 - Развитые усталостные повреждения на наружном кольце

- на пятом этапе подшипник заклинивает. Это происходит из-за появления не только повреждений в процессе питтинга, но и механических задиrow поверхностей материалов, с переходом механической энергии в тепловую, что ведет к уменьшению локальных рабочих зазоров [87,144]. При этом массовые задиры приводят к схватыванию взаимодействующих поверхностей и разрушению деталей подшипника. В некоторых случаях силы инерции роторной системы приводят к разрушению вала одного из роторов и полному повреждению ГТД.

При работе двигателя, другие виды износа, как правило, проявляются в меньшей степени и дополняют усталостный износ, но в некоторых случаях могут оказать заметное влияние на снижение ресурса подшипника.

2.2.2 Разработка математической модели ГТД для исследования колебательных процессов

Для проверки адекватности орбитального анализа по данным измерений корпуса ГТД, разработана конечноэлементная математическая модель ГТД и проведено моделирование вибрации. Для проведения математического моделирования использована программа анализа роторной динамики «Siemens Samcef Rotors».

Для сокращения размерности задачи была построена суперэлементная модель двигателя. В качестве суперэлементов приняты ротор высокого давления, ротор низкого давления и корпус двигателя. Выбор удачной модели - центральный вопрос моделирования, что определяется качеством учета свойств технического объекта [46,98,163]. Для роторов двигателя, с учетом требований решаемой задачи, принята двумерная конечноэлементная модель. Построенная сетка РВД (рис. 2.10, 2.11) состоит из 2049 треугольников и 45921 четырехугольников, РНД - 2210 треугольников и 78606 четырехугольников, средний размер – 1 мм. Лопатки роторов задавались сосредоточенными массами. Для корпуса двигателя была

разработана трехмерная модель, без форсажной камеры и сопла. Конечноэлементная сетка данной модели состоит из 655 треугольников, 31056 четырехугольников со средним размером 2,5 мм (рис. 2.12). На рисунке 2.13 представлена конечноэлементная модель роторных систем двигателя АЛ-31ФП в сборе со статором. Суперэлементы созданы со штатными местами закрепления статора, узлами опор роторов и точками измерения, в которых устанавливались виртуальные датчики вибрации (сечения входного направляющего аппарата, промежуточного корпуса и смесителя). Закрепление статора осуществлялось жесткое, в штатных точках крепления. При проведении численных исследований задавались значения зазора в подшипниковых опорах 0,1 мм, остаточные дисбалансы роторов 50 гр. см (РВД и РНД) и демпфирование в материале - 5 %. Расчеты проводились для максимальной частоты вращения роторов: РНД 10200 об/мин и РВД 13200 об/мин.

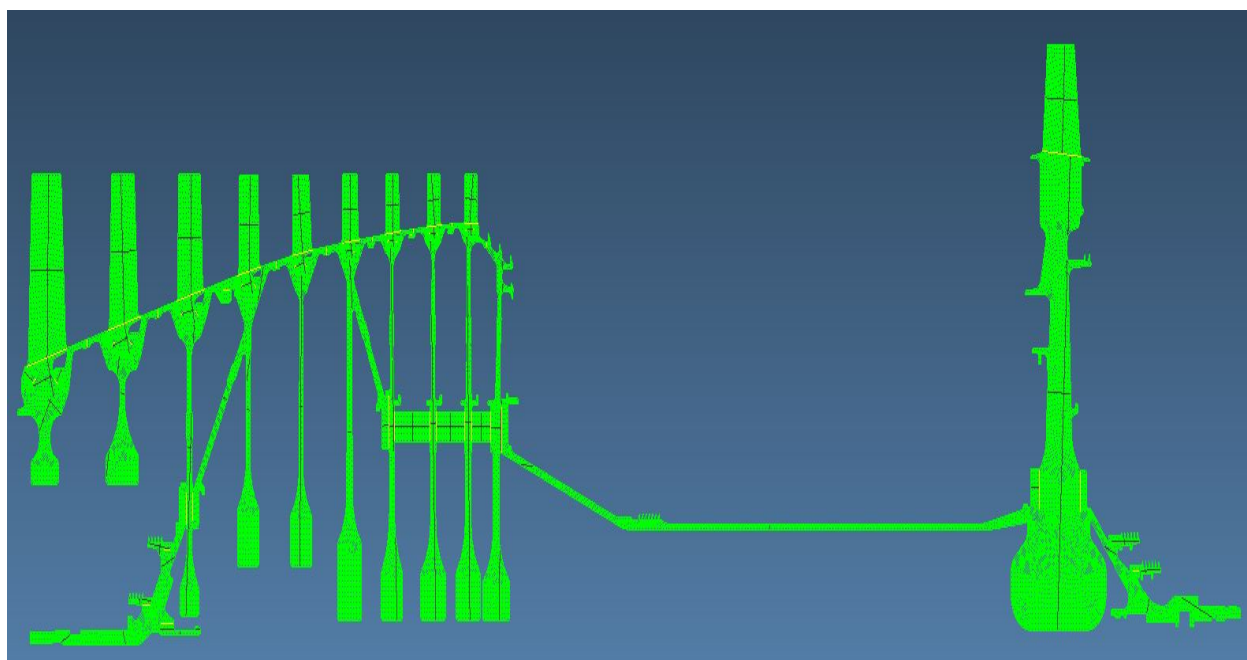


Рисунок 2.10- Конечноэлементная модель ротора высокого давления двигателя АЛ-31ФП

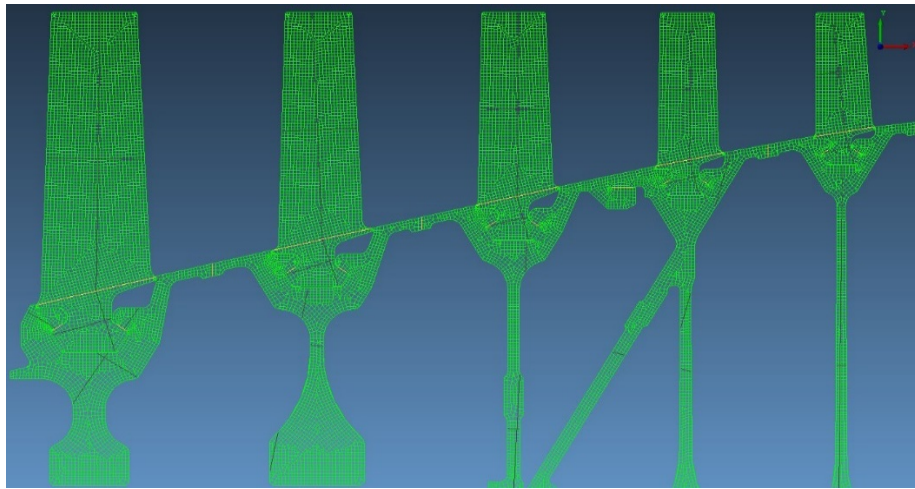


Рисунок 2.11- Фрагмент конечноэлементной модели модель ротора высокого давления двигателя АЛ-31ФП

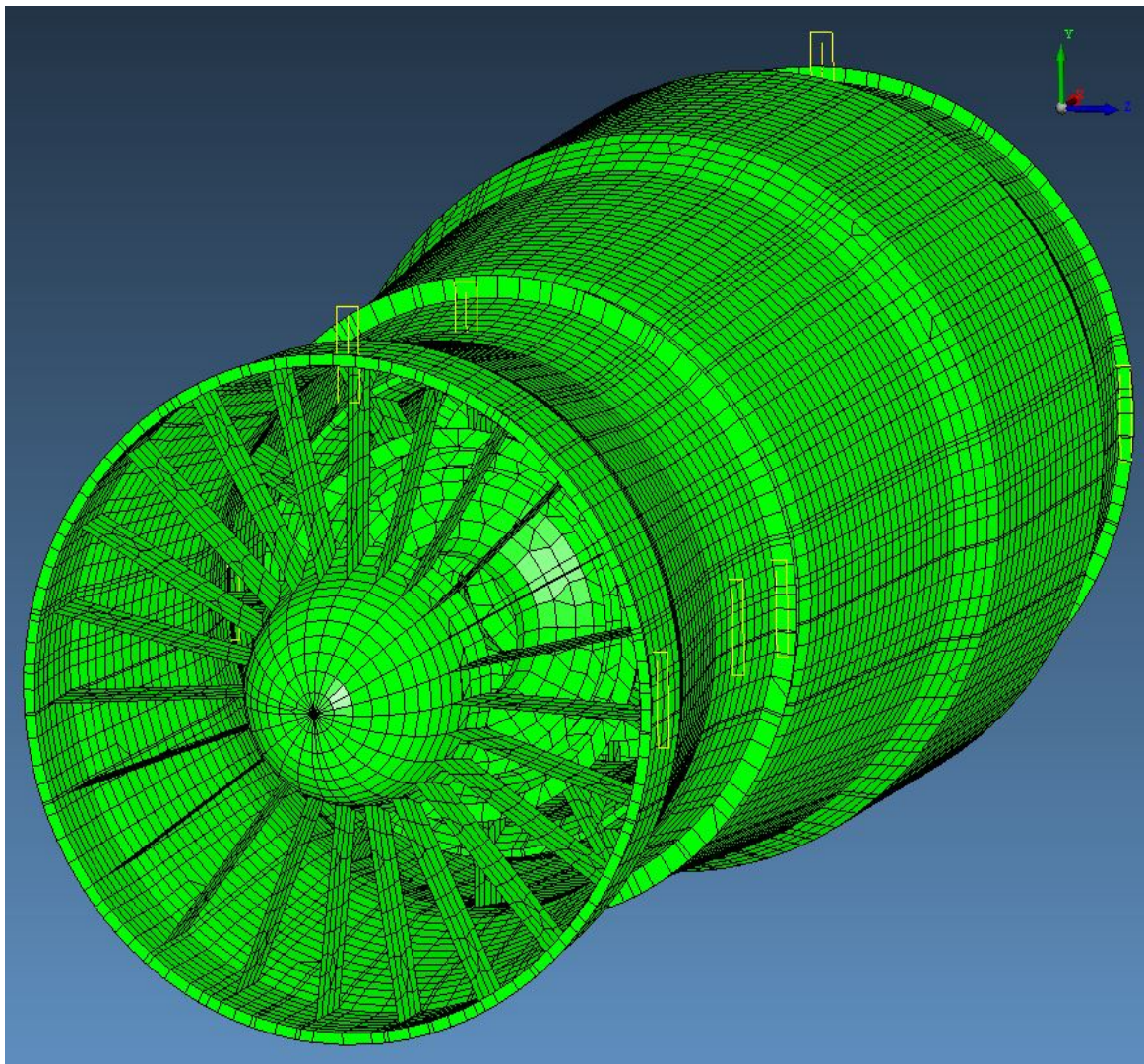


Рисунок 2.12- Конечноэлементная модель статора двигателя АЛ-31ФП

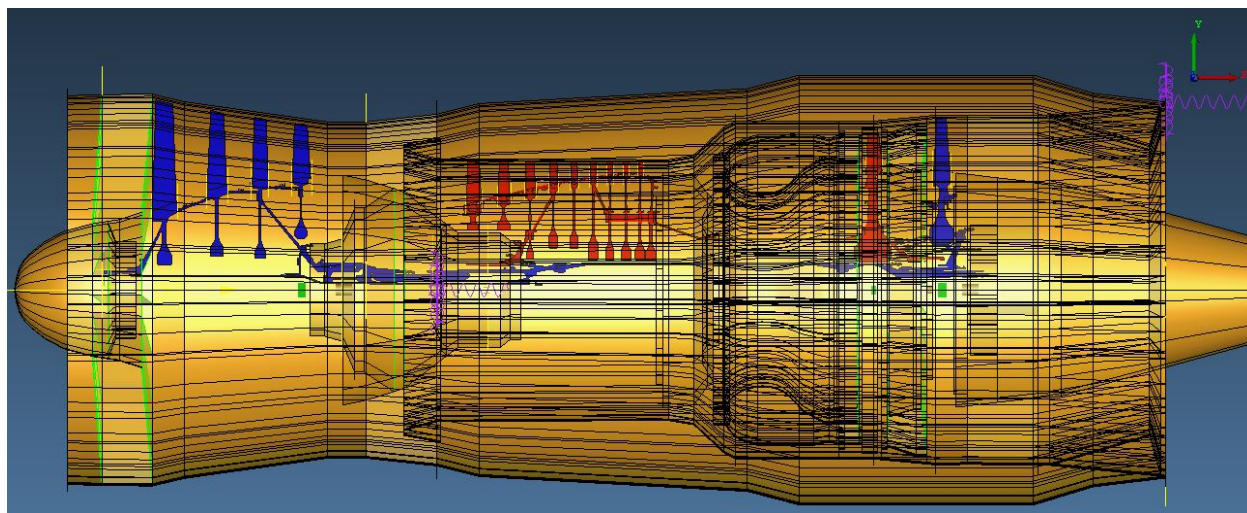


Рисунок 2.13- Конечноэлементная модель двигателя АЛ-31ФП без учета форсажной камеры и выходного устройства

В результате моделирования получено положение центра вала в сечении подшипниковых опор роторов и перемещения корпуса всечений входного направляющего аппарата, промежуточного корпуса и смесителя в радиальных направлениях, вертикально и горизонтально (со смещением в 90^0 между направлениями).

На рисунках 2.14, 2.15, 2.16, 2.17 представлены результаты расчета перемещений корпуса и положений центров роторов в зазоре подшипниковых опор. В верхней части рисунков отображаются значения перемещения корпуса ГТД в миллиметрах, измеренное в горизонтальном и вертикальном направлениях, а в нижней части отображены положения центра роторов. В результате изменения положения ротора прослеживается изменение направления перемещения статора в зависимости от частоты вращения, также просматривается схожесть и количество выбросов в левую и правую стороны.

В процессе анализа данных результатов можно сделать вывод о том, что вибрация корпуса ГТД изменяет свое направления в процессе изменения положения ротора в зазоре подшипниковой опоры. Сделанный вывод указывает на наличие возможности определения положения ротора по вибрации корпуса

ГТД, что дает возможность и делает необходимым разработку специальных методов измерений.

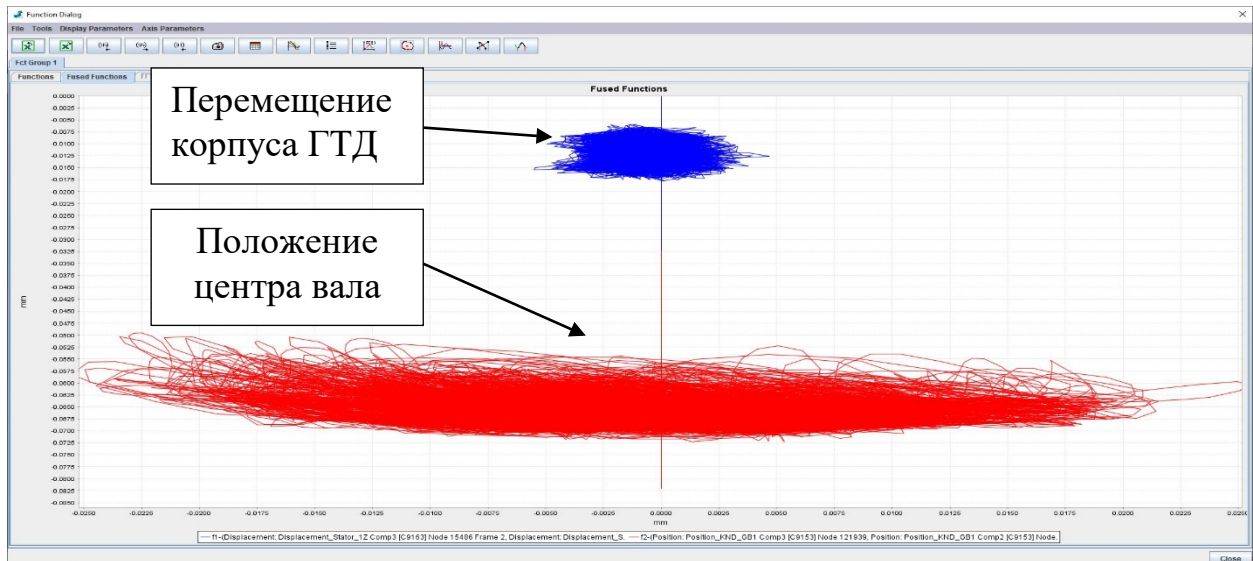


Рисунок- 2.14 Результаты расчета передняя опора КНД 0-10200 об/мин за 25 секунд

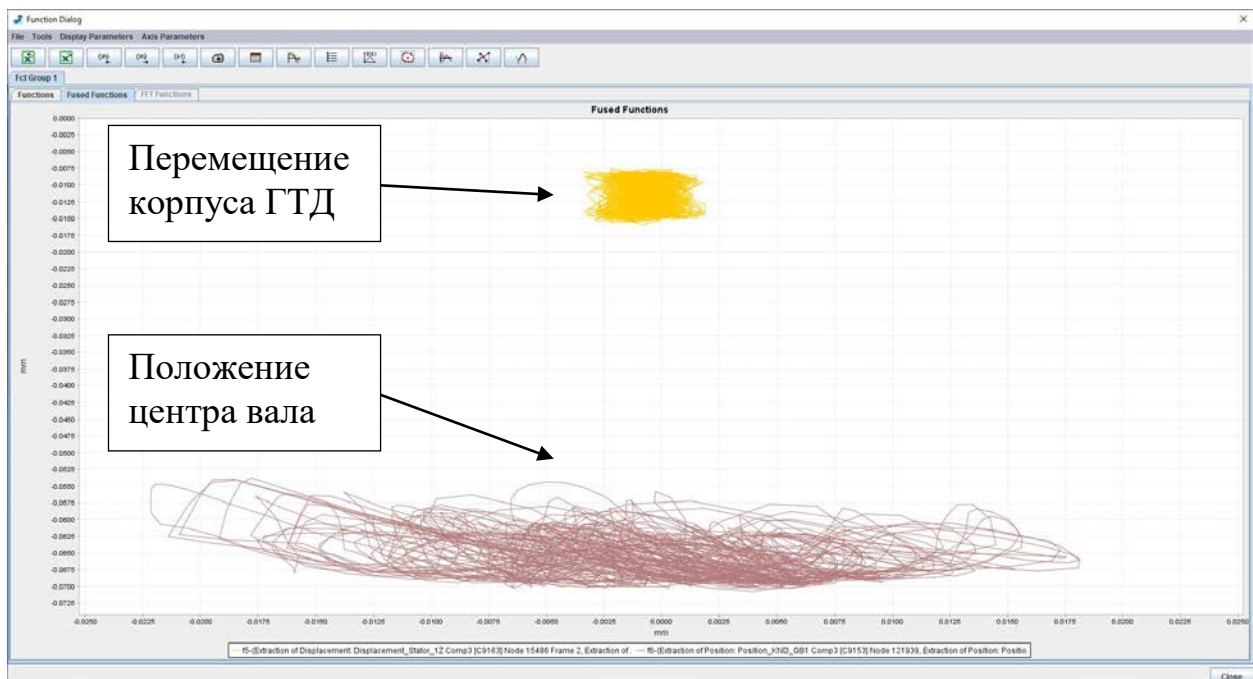


Рисунок- 2.15 Результаты расчета передняя опора КНД 9000 об/мин за 1 секунду

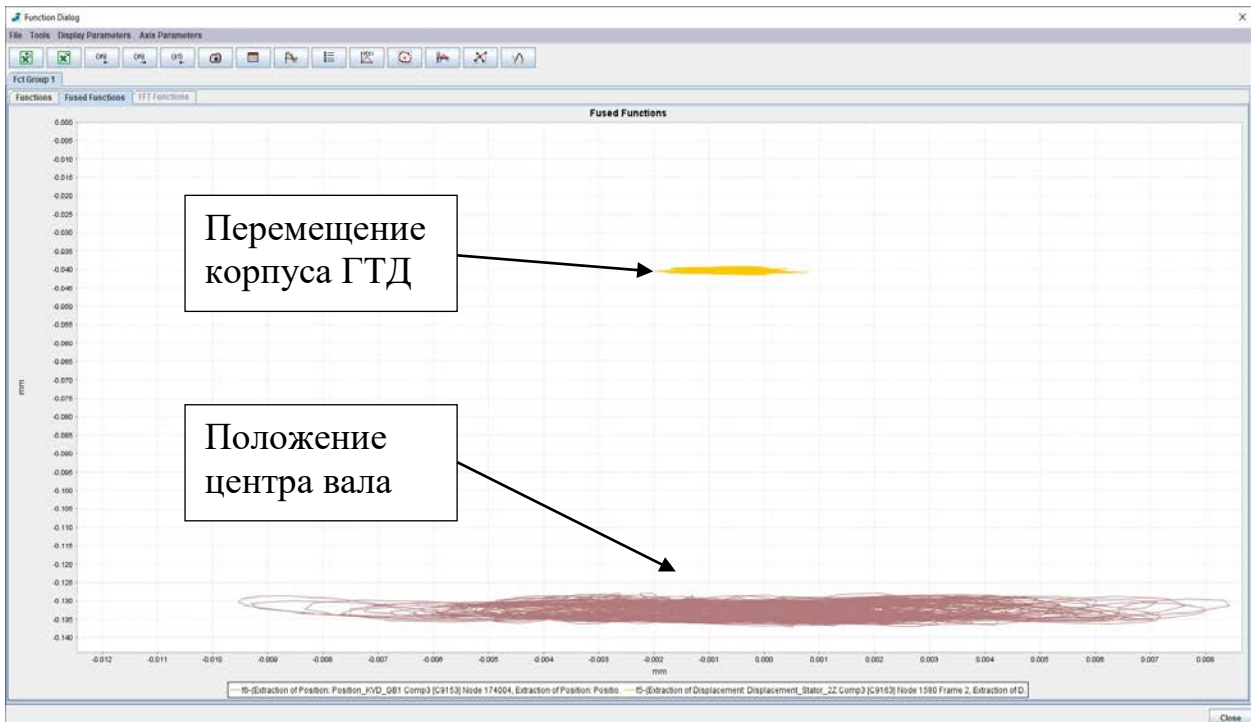


Рисунок- 2.16 Результаты расчета опора КВД на 13000 об/мин за 1 секунду

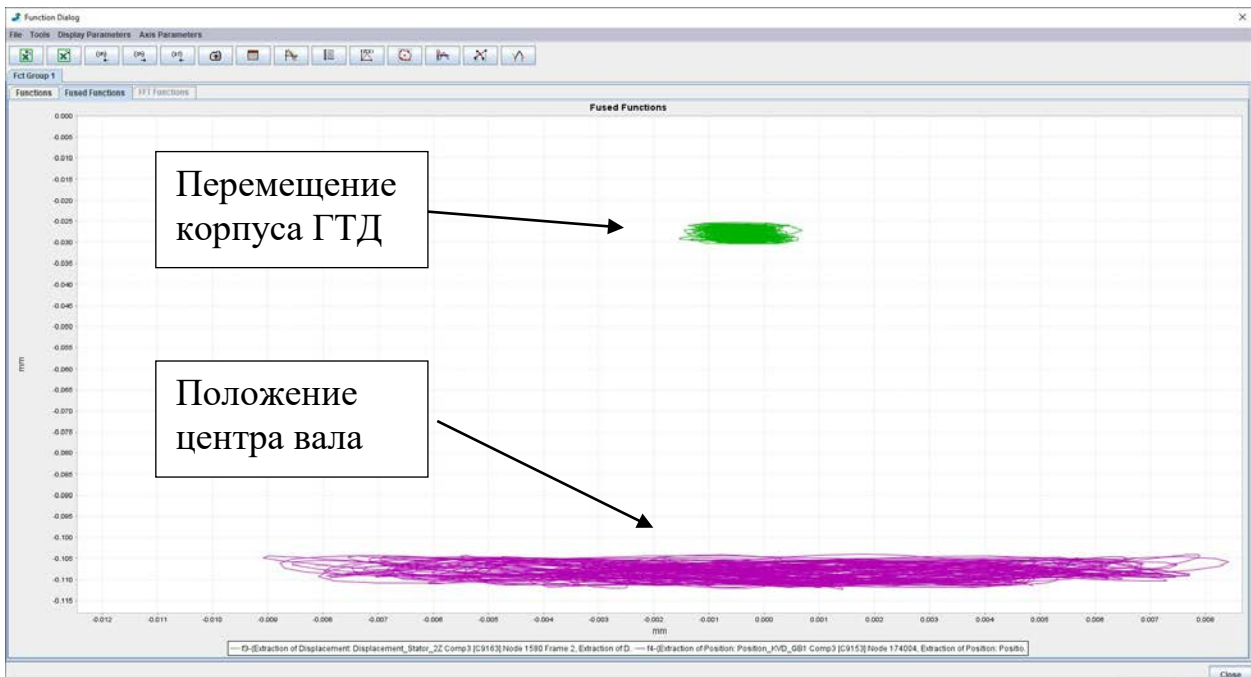


Рисунок- 2.17 Результаты расчета опора КВД 9000 об/мин за 1 секунду

В процессе анализа данных результатов можно сделать вывод о том, что вибрация корпуса ГТД изменяет свое направления в процессе изменения положения ротора в зазоре подшипниковой опоры. Сделанный вывод указывает

на наличие возможности определения положения ротора по вибрации корпуса ГТД, что дает возможность и делает необходимым разработку специальных методов измерений.

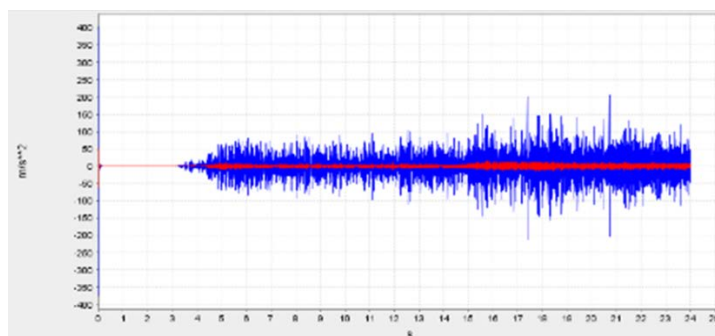


Рисунок 2.18-Колебаний межроторной подшипниковой опоры во временной области

На рисунке 2.18 представлен результат анализа колебаний межроторной подшипниковой опоры во временной области. Синим, на графике, изображен временной сигнал вибрации, измеренной на подшипниковой опоре. Красным изображен сигнал на наружном корпусе ГТД. В результате определено уменьшение амплитуды вибрационного сигнала на корпусе более 20 раз, по отношению к сигналу на опоре, что говорит о ослаблении механических колебаний, генерируемых валами высокого и низкого давления при взаимодействии с межроторной подшипниковой опорой при этом подтверждается сложность применения существующих методов диагностики.

Для исследования характера перемещения построена траектория движения центра вала для переднего подшипника КНД (рисунок 2.19). При силе от дисбаланса, не превышающей массу ротора, наибольшее взаимодействие поверхностей приходится на сектор кольца приблизительно в 120 градусов. Из-за податливости элементов конструкции двигателя размах колебаний центра вала значительно превышает величину рабочего зазора, что свидетельствует о существенном влиянии на работоспособность подшипника параметров жесткости конструкции подшипниковых опор и статора двигателя.

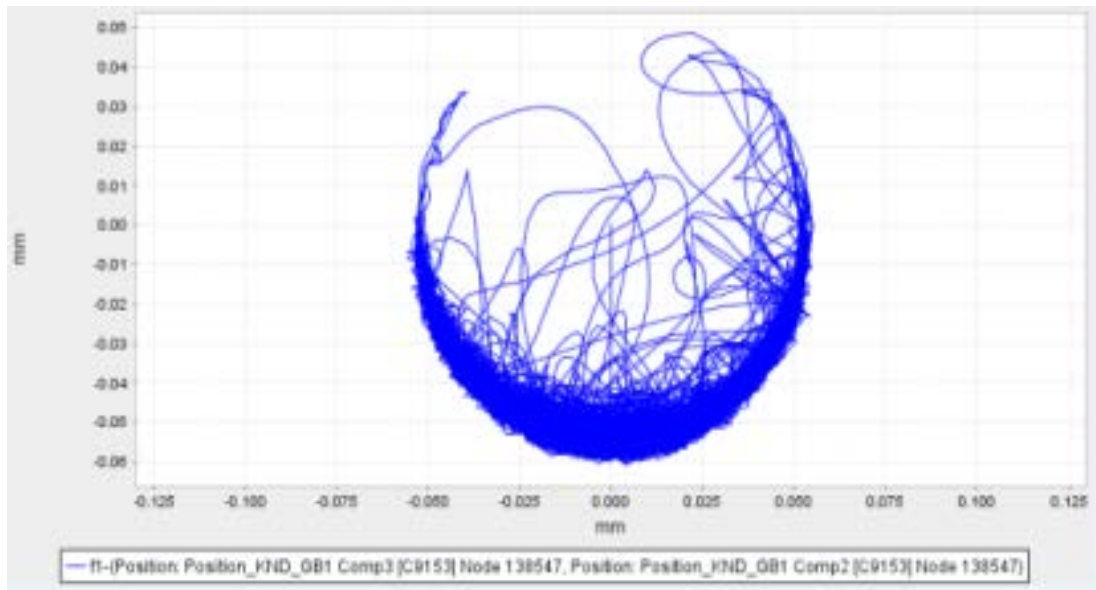


Рисунок 2.19 - Перемещение центра вала КНД

В связи с тем, что частота вращения роторов высокого и низкого давления отличается на величину скольжения, то совпадения дисбалансов в противофазе, вызывающие наибольшие суммарные силы на МРП (рисунок 2.20) будут повторяться в различных азимутальных положениях через несколько оборотов роторов (на максимальном режиме примерно через 4,5 оборота РВД, в зависимости от режима работы ГТД).

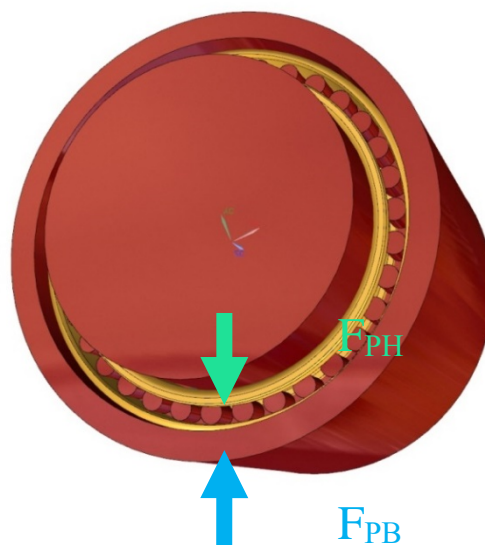


Рисунок 2.20- Направление сил дисбаланса при переходе через нуль разности фаз

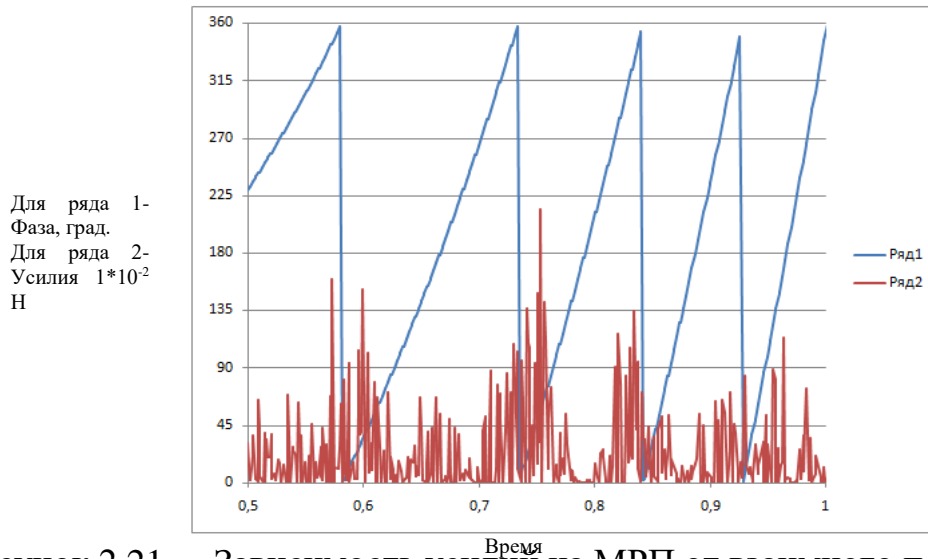
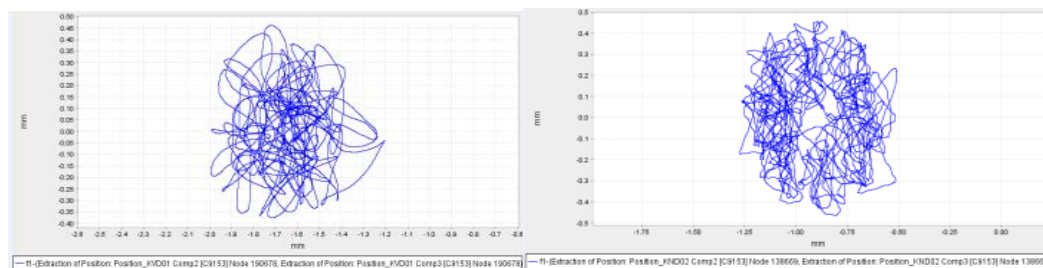


Рисунок 2.21 - Зависимость усилий на МРП от взаимного положения вращающихся дисбалансов РНД и РВД

На рисунке 2.21 показан результат расчета усилий (красная линия) на МРП в зависимости от взаимного положения дисбалансов ВД и НД (синяя линия). При этом нулевым значением взаимного положения дисбалансов является значение, когда дисбалансы роторов встречаются в противофазе. При этом отмечаются увеличение прикладываемых к межроторной опоре сил при переходе через нуль разности фаз двух роторов. Максимальные пиковые значения составили 23760 Н.

При построении траектории перемещения центра МРП, накопленной за несколько оборотов и более длительное время, подтверждается сложный пространственный характер перемещения всех деталей подшипника и валов роторов высокого и низкого давления (рисунок 2.22)



а)

б)

Рисунок 2.22 – Траектория перемещения

а) ротора ВД в сечении турбине при его дисбалансе

б) ротора НД на турбине при его дисбалансе

Таким образом, можно сделать вывод, что сложная траектория перемещения центра ротора в пространстве вызывает динамическое взаимодействие между ротором ВД и ротором НД и ударные нагрузки на подшипник, которые не всегда учитываются при прочностных расчетах межроторных опор при их проектировании и могут увеличиваться в процессе эксплуатации.

В процессе взаимодействия деталей подшипника с повреждениями в результате усталостного выкрашивания могут возникать почти периодические высокочастотные процессы. Под почти периодическим колебательным процессом понимается, процесс в котором период колебаний в определенных временных интервалах постоянно изменяется. Визуальным представлением почти периодического процесса может служить спектральная оценка такого сигнала за определенный интервал времени.

При проведении спектрального анализа, с выборкой длительностью к примеру, в одну секунду, при наличии почти периодического процесса будет выявлена не одна частота, а шум в некотором частотном диапазоне.

Частоту возбуждения почти периодических колебаний в результате усталостного выкрашивания одной дорожки качения подшипниковой опоры можно приближено рассчитать по формуле: [32]

$$N_{\text{возб}} = f_i Z_{\text{возб}} \text{ или } N_{\text{возб}} = f_o Z_{\text{возб}} \quad (7)$$

$$\text{При этом: } f_i = \frac{1}{2} f_r z_{\text{rol}} \left(1 + \frac{d_{\text{rol}}}{d_{\text{cg}}} \cos \alpha \right); \quad f_o = \frac{1}{2} f_r z_{\text{rol}} \left(1 - \frac{d_{\text{rol}}}{d_{\text{cg}}} \cos \alpha \right) \quad (8)$$

Где: $Z_{\text{возб}}$ —количество усталостных повреждений деталей на траектории качения;

f_i - частота перекачивания тел качения по внутреннему кольцу;

f_o - частота перекачивания тел качения по наружному кольцу;

f_r - частота вращения ротора (для межроторных опор - частота скольжения роторов);

$Z_{\text{тол}}$ —число тел качения; $d_{\text{тол}}$ —диаметр тел качения; d_{cg} —диаметр сепаратора

(делительной окружности, окружности, проходящей через центры тел качения);

Частоту возбуждения почти периодических колебаний в результате усталостного выкрашивания обеих дорожек качения можно приближено рассчитать по формуле: [32]

$$N_{\text{возб}} = (f_i + f_o) Z_{\text{возб}} \quad (9)$$

Частоту возбуждения почти периодических колебаний в результате усталостного выкрашивания обеих дорожек и тел качения можно приближено рассчитать по формуле:

$$N_{\text{возб}} = (f_i + f_o + f_{\text{rot}}) Z_{\text{возб}} \quad (10)$$

$$\text{При этом: } f_{\text{rot}} = \frac{d_{\text{cg}}}{2d_{\text{rot}}} \cdot f \quad \text{or} \quad \left(1 - \left(\frac{d_{\text{rot}}}{d_{\text{cg}}} \right)^2 (\cos \alpha)^2 \right) \quad (11)$$

Где: f_{rot} – частота вращения тел качения;

При приблизительном определении частоты данных процессов довольно сложно рассчитать количество усталостных повреждений деталей на траектории качения ($Z_{\text{возб}}$), поскольку траектория пятна контакта может изменяться по направлению, в связи с динамическими процессами деталей подшипника (перекос, при котором изменяется место взаимодействия тел и дорожек качения и т.д.) и по пространственному положению в связи с динамическими процессами (возможным возникновением прецессионных движений) роторных систем вследствие взаимодействия (подпрыгивания) со впадинами от питтинга. При расчете $Z_{\text{возб}}$ носит вероятностный характер [169,170].

С целью более подробного исследования почти периодических процессов (колебаний), было проведено их математическое моделирование в среде Matlab Simulink [61,71,78]. На первом этапе исследовалось отображение в спектре непериодического сигнала. С этой целью использовался источник «бесформенного» сигнала и блок спектрального анализа. При выведении источника непериодического сигнала, блок спектрального анализа отображал появление шума с одинаковой амплитудой во всем частотном диапазоне измерения (рисунок 2.23). Исходный источник сигнала имел безразмерную амплитуду 100 единиц, но распределился по частотному диапазону, принял

среднее значение амплитуды 0,6 единиц (рисунок 2.24). Из этого можно сделать вывод о том, что энергия, в виде неперiodических колебательных процессов, распределившись по всему частотному спектру, становится практически незаметной. При проведении вибрационной диагностики ГТД на данный факт (шумовой подложки) принято не обращать внимания, при том, что шумовая подложка может обладать диагностической информативностью.

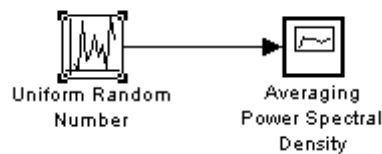


Рисунок 2.23 - Математическая модель неперiodического сигнала

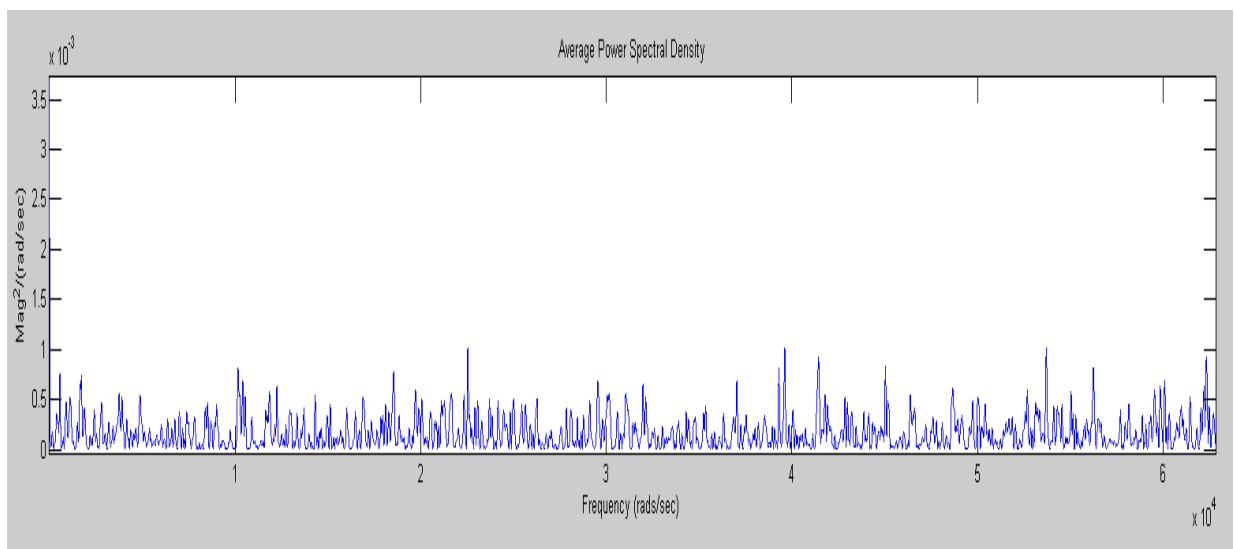


Рисунок 2.24 - Отображение неперiodического сигнала в окне спектрального анализа

Для более полного понимания протекания почти периодических процессов, исследовалось их отображение при проведении спектрального анализа. Для этого применялся источник «случайного» сигнала, блок умножения сигналов и блок спектрального анализа (рисунок 2.25).

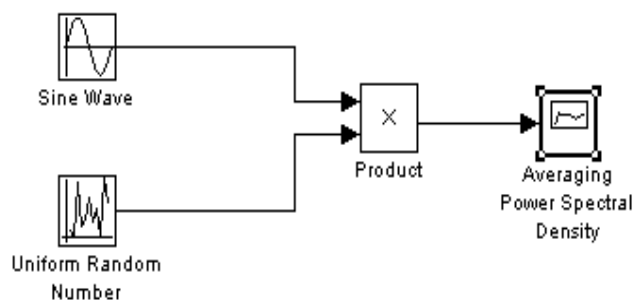


Рисунок 2.25 - Математическая модель почти периодического сигнала

Блок умножения сигналов применялся для частотной модуляции двух сигналов, т. е. непериодический сигнал модулировался периодическим (синусоидальным), что в итоге вызвало появление одного почти периодического сигнала. Данный сигнал, при его спектральном разложении, отобразился в виде повышения амплитуды шума в определенном частотном диапазоне, серединой которого является частота синусоидального сигнала (рисунок 2.26).

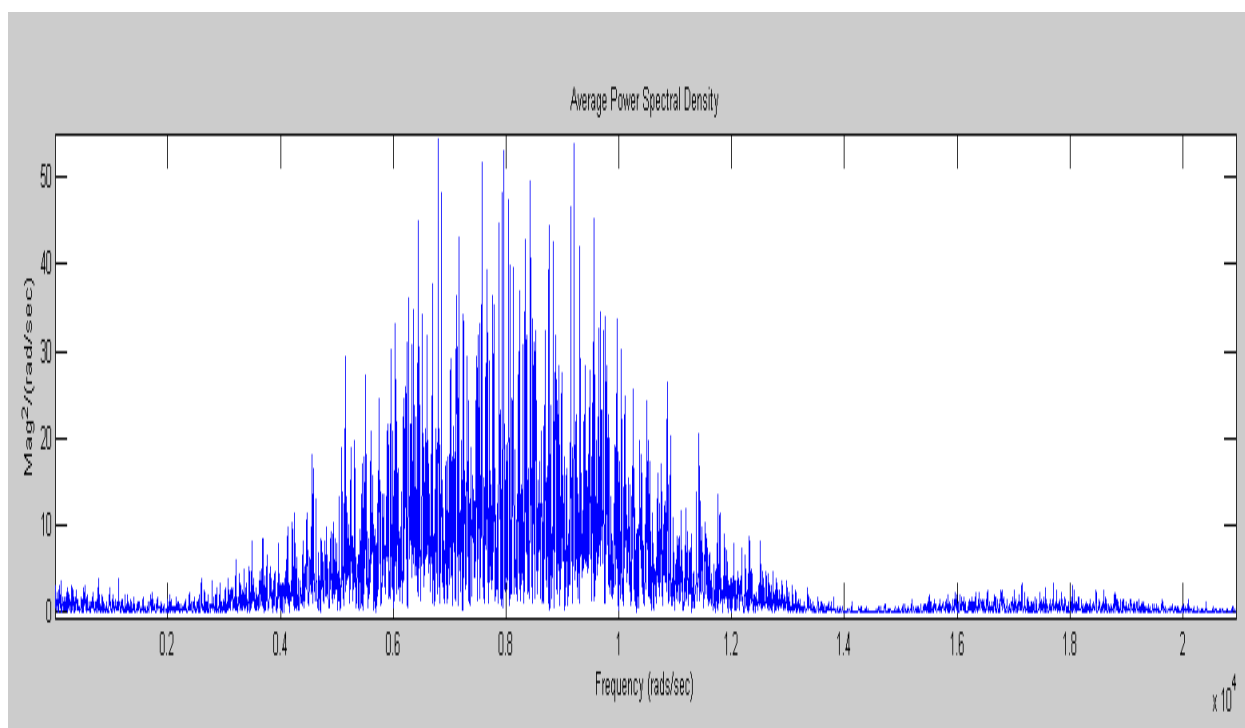


Рисунок 2.26- Отображение почти периодического сигнала в окне спектрального анализа

Выявлено в процессе анализа экспериментальных данных, что периодические процессы высокой частоты возникают как отдельно от почти периодических, так и в увязке с ними. Они являются частотной модуляцией вибрационных сигналов от повреждений деталей подшипников, как правило, связанных с частотой вращения ротора.

В результате математического моделирования колебательных процессов подшипниковых опор роторов в составе ГТД выявлено, что в процессе вращения роторов могут возникать их прецессионные движения, в результате возникновения динамических процессов, связанных как с динамической характеристикой роторов, так и с их взаимным возбуждением, которые могут вызывать повышенные напряжения в подшипниковых опорах и имеют сложный динамический характер. Данные движения могут являться диагностическим признаком изменения технического состояния подшипниковых опор и некоторых неисправностей роторных систем в целом при реализации возможности их идентификации.

В процессе возникновения повреждений в деталях подшипниковой опоры могут возникать прецессионные движения роторов. Данные движения могут быть определены путем орбитального анализа или модификации данного метода. Полученные данные можно охарактеризовать, применяя описание фазовых плоскостей, частным случаем которых являются орбиты колебаний ротора. Состояние автономной колебательной системы может описано в векторном виде уравнениями:

$$\dot{x} = f(x), x \in R^n \text{ и } f \in R^n \quad (12)$$

Начальное условие системы задано в виде $x(t_0) = x^0, x^0 \in R^n$;
решение системы существует и единственно на $(-\infty, \infty)$

- где R^n – фазовое пространство для данной системы, решение $x(t)$ системы – фазовая траектория.

Динамическую систему определяет фазовое пространство и совокупность фазовых траекторий. Соответственно, динамическая система может быть описана с помощью системы дифференциальных уравнений или задана аксиоматически.

Аксиоматическое задание динамической системы позволяет анализировать свойства систем дифференциальных уравнений, не находя их аналитических решения, а используя топологический подход.

Сечение фазового пространства - фазовая плоскость — координатная плоскость, в которой по осям координат откладываются какие-либо две переменные (фазовые координаты), однозначно определяющие состояние системы второго порядка (рисунок 2.27) [120,166]. Фазовая плоскость является частным случаем фазового пространства, которое может иметь бóльшую размерность.

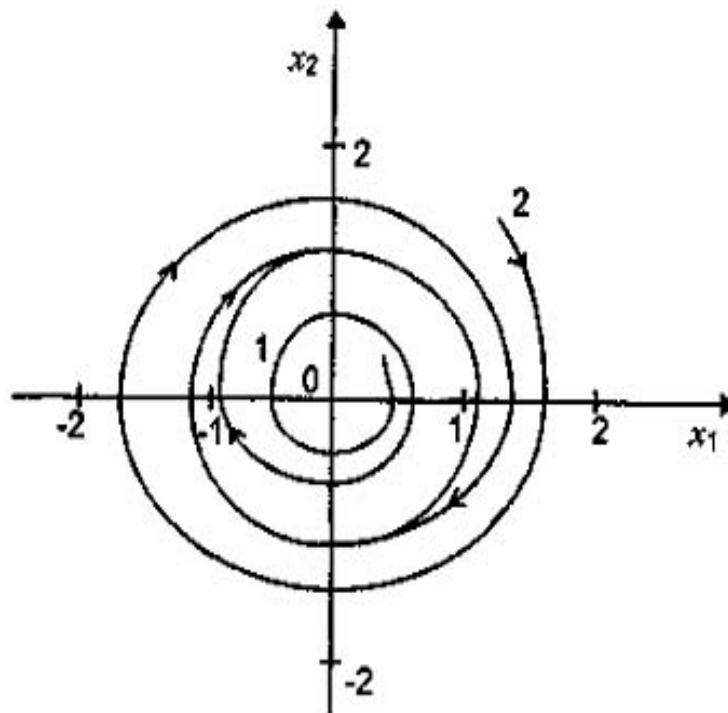


Рисунок 2.27 – Фазовая плоскость

В физике колебаний на оси абсцисс фазовой плоскости откладываются значения параметра x , а на оси ординат — первая производная x по времени (что, очевидно, связывает ось ординат с импульсом).

На фазовой плоскости динамическая система может быть описана системой двух автономных дифференциальных уравнений [120,166]:

$$= P(x,y), = Q(x,y). \quad (13, 14)$$

Или используя топологический подход - они соответственно, будут описывать траекторию перемещения конца вектора суммы сил (или вызываемых ими реакций) приложенных в пространстве к телу траекторией на фазовой плоскости.

Используемые для определения перемещений методы расчета упругих систем основаны на законе сохранения и превращения энергии - при любых процессах, происходящих в изолированной системе ее полная энергия не изменяется.

Если система не замкнутая, то изменение ее энергии благодаря внешним воздействиям численно равно и противоположно по знаку алгебраической сумме изменений энергии всех внешних тел и силовых полей, взаимодействующих с системой.

Вектор суммарной силы 1-го порядка $\sum_{j=1}^n \bar{P}_{ij}^{(1)}$, в общем случае изменяясь по модулю и направлению, описывает своим концом эллипс с осями, смещенными относительно координат X, Y на угол α , и вращается в направлении вращения ротора со средней угловой скоростью. В этом можно убедиться, выразив вектор

$$\bar{P}^{(1)} = \sqrt{P_X^{(1)2} + P_Y^{(1)2}}. \quad (15)$$

При этом

$$P_X^{(1)} = \sum_{i=1}^n \bar{P}_{ij}^{(1)} \cos \alpha; \quad P_Y^{(1)} = \sum_{i=1}^n \bar{P}_{ij}^{(1)} \sin \alpha, \quad (16)$$

где \cos и \sin - направляющие косинусы и синусы i -й неуравновешенной силы.

Выражение (16) приводится к уравнению эллипса [146, 179].

Алгоритм построения орбиты имеет вид зависимости изменения координат двух гармонических колебаний за их период.

Формула гармонического колебания:

$$x(t) = A_0 \cos(\omega_0 t + \phi_0), \quad (17)$$

его производная:

$$\dot{x}(t) = dx(t)/dt = -A_0 \omega_0 \sin(\omega_0 t + \phi_0), \quad (18)$$

а представление такого колебания на фазовой плоскости ($x(t)$, $x'(t)$) в общем случае будет описываться уравнением эллипса.[166,167]

$$\left(\frac{x(t)}{A_0}\right)^2 + \left(\frac{x'(t)}{A_0\omega_0}\right)^2 = 1. \quad (19)$$

При установке датчиков перемещения роторов взаимно перпендикулярно друг к другу - один из них будет измерять косинусоидальные колебания, а второй синусоидальные, что соответствует изменениям самой функции и ее производной.

При перемещении ротора на полную величину рабочего зазора в подшипнике, может происходить ударное взаимодействие беговых дорожек и тел качения подшипника, вызывающие упругие деформации элементов опор, которые в свою очередь оказывают воздействие на корпусные детали двигателя, также вызывая их перемещение. Величина перемещения корпусных деталей зависит от количества энергии переданной ротором статору (корпусу) совершающим работу по его перемещению и упруго-демпферными параметрами всей системы ротор – корпус.

Математическая модель этого процесса представляет из себя передаточную функцию, которая, как правило, имеет квазилинейный характер, но в диапазоне частот вращения роторов двигателя для определения качественной картины можно условно принять ее близкой к линейной.

При колебательном движении ротора, накопленная потенциальная энергия упругой деформации переходит в кинетическую, что вызывает периодическое ускоренное движение ротора, в допустимых механической системой пределах, и процесс повторяется.

Используемые для определения перемещений методы расчета упругих систем основаны на законе сохранения и превращения энергии - при любых процессах, происходящих в изолированной системе ее полная энергия не изменяется.

2.3 Разработка диагностической модели неисправности подшипниковых опор

2.3.1 Формирование требований к методам диагностики на каждом этапе развития повреждения деталей подшипниковых опор роторов ГТД

Проведение диагностики на первом этапе повреждения – когда трещины располагаются в подповерхностном слое, возможно только лишь при использовании высокочувствительных методов измерения снижения параметров жесткости поверхностного слоя беговых дорожек и тел качения. Для этого необходимо сравнить текущее значение жесткости с ее начальной величиной. Но ввиду сложности конструкции ГТД, вызывающей нелинейное изменение жесткости в зависимости от приложенных сил, температуры и других параметров в настоящее время решение этой проблемы представляется затруднительным [58,83,93].

На втором этапе, когда трещины выходят на поверхность – дополнительно к предыдущим, могут быть применены методы анализа состава частиц в масле – металлографический анализ и другие. И на этом этапе величина изменения виброперемещений незначительна, и взаимодействие происходит с большим количеством повреждений, вызывающих вибрацию на очень высоких частотах, что требует применения высокочувствительных, помехозащищенных методов анализа, а аппаратура должна работать в широком диапазоне частот с высокой частотой дискретизации.

На третьем этапе образования отдельных очагов повреждения, метод вибродиагностики должен быть способен определить незначительные флуктуации вибросигнала, возникающие при взаимодействиях деталей работающего подшипника, вызванных вращением и виброактивностью ротора, и ослабленные при прохождении через элементы ГТД.

На четвертом этапе – при наличии развитых повреждений, вибросигнал становится очень информативным. Так как зазор в подшипнике из-за интенсивной выработки резко увеличивается - наблюдается значительный рост интенсивности

амплитуды вибрации. Сложность заключается в том, что четвертый этап имеет продолжительность в несколько десятков минут, следовательно, существует необходимость в постоянном мониторинге вибрации.

Таким образом, система диагностики должна отвечать большому спектру разнообразных требований, что можно осуществить лишь, используя комплексный подход к выбору методов анализа [2,8,45,49]. Так вектор вибрации постоянно изменяет свое положение в пространстве, для корректного описания его положения необходим переход от одномерного к двум и более мерным представлениям измеряемых параметров.

2.3.2 Определение диагностических признаков повреждения подшипниковых опор

В результате анализа статистических и экспериментальных данных были выработанные и уточнены диагностические признаки выхода из строя подшипниковых опор с учетом специфики распространения механических колебаний и сложившейся системы вибрационного контроля ГТД [31,33,161,174,177]. Для формирования диагностической модели повреждения подшипниковой опоры ротора ГТД в качестве диагностических признаков использованы:

- прецессионное движение роторов;
- изменение вектора колебаний роторов;
- появление и изменение шумовой составляющей в высокочастотном диапазоне;
- увеличение дисперсии амплитуд роторных или подшипниковых частот;

На первом этапе развития повреждений подшипниковых опор диагностические признаки отсутствуют.

На втором этапе развития повреждений диагностическим признаком является появление, при выходе на рабочие частоты вращения роторов, высокочастотного шума (колебаний почти периодического характера в частотном диапазоне 100 кГц

и более), возникающего при взаимодействии тел качения с берегами трещин (частоты данного шума напрямую зависят от количества повреждений на телах и дорожках качения). При этом частота колебаний зависит от количества трещин и частоты взаимодействия деталей подшипниковой опоры. Незначительные размеры трещин вызывают низкоамплитудные колебания ротора с высокой частотой, интенсивно затухающие при распространении по конструкции ГТД.

На третьем этапе диагностическими признаками является уменьшение и постепенный переход частоты соударений деталей подшипника в более низкий диапазон 20 –25 кГц из-за уменьшения общего количества единичных повреждений и роста их размеров. При этом амплитуда высокочастотного шума (почти периодических колебаний) растет, что позволяет ее фиксировать при установке датчиков непосредственно на поверхности подшипниковых узлов, незначительное изменение дисперсии амплитуды роторных частот, смещение направления вектора колебаний роторных составляющих и возникновение несинхронной прецессии при взаимодействии с повреждениями на деталях подшипниковой опоры.

На четвертом этапе увеличение взаимодействия повреждений на деталях подшипника и переход почти периодических колебаний в диапазон до 10 кГц, вследствие роста размеров повреждений с уменьшением их количества и возникновения смещения пятна контакта из-за прецессионных движений ротора, причиной которых является высокоэнергетическое взаимодействие деталей подшипника с глубокими повреждениями и увеличение радиального зазора. Амплитуда данных колебаний также растет и может быть определена высокочувствительной аппаратурой вибродиагностики на некотором удалении от подшипникового узла. При этом ротор интенсивно (хаотично) перемещается (прециссирует) в пределах рабочего зазора подшипника при взаимодействии с повреждениями на деталях подшипниковой опоры, вызывая интенсивные колебания всей системы ротор-корпус, что сопровождается увеличением дисперсии амплитуд роторных частот, изменением (вплоть до постоянного)

направления вектора колебаний роторных составляющих и возникновение прецессионных движений.

На пятом этапе диагностическими признаками является резкое увеличение среднеквадратичного значения (СКЗ) амплитуды вибрации, рост температуры подшипникового узла, появление металлических частиц в масле, омывающем детали подшипника. При этом вышеперечисленные признаки увеличивают свои значения вплоть до заклинивания подшипниковой опоры.

Перечисленные выше диагностические признаки были взяты для формирования диагностической модели повреждения подшипниковых опор ГТД представленной на рисунке 2.28. Поскольку из анализа статистики более 90 % отказов (а в некоторых случаях 100%) связано с усталостным выкрашиванием тел и дорожек качения, то для диагностической модели, как одним из наиболее предположительных, был выбрано усталостное выкрашивание [87,107].

Методы анализа ВЧ составляющих спектра вибрации используются как наиболее чувствительные на начальных этапах повреждений деталей подшипников [143]. Увеличение шумовой составляющей в частотных диапазонах спектра вибрации 25 кГц и более свидетельствуют о появлении отдельных трещин на взаимодействующих рабочих поверхностях деталей подшипников. По мере развития повреждений максимум ВЧ вибрации переходит в более низкочастотный диапазон и наблюдается рост ее амплитуды.

На последующих этапах деградации (3 и последующие) технического состояния подшипниковых опор становятся информативными признаками, связанные с изменением вектора вибрации, которые можно анализировать с использованием построения фазово-частотных характеристик (ФЧХ). При этом следствием возникновения колебаний и прецессионных движений ротора (роторов) из-за взаимодействия с повреждениями является увеличение дисперсии амплитуды роторных гармоник [122,130].

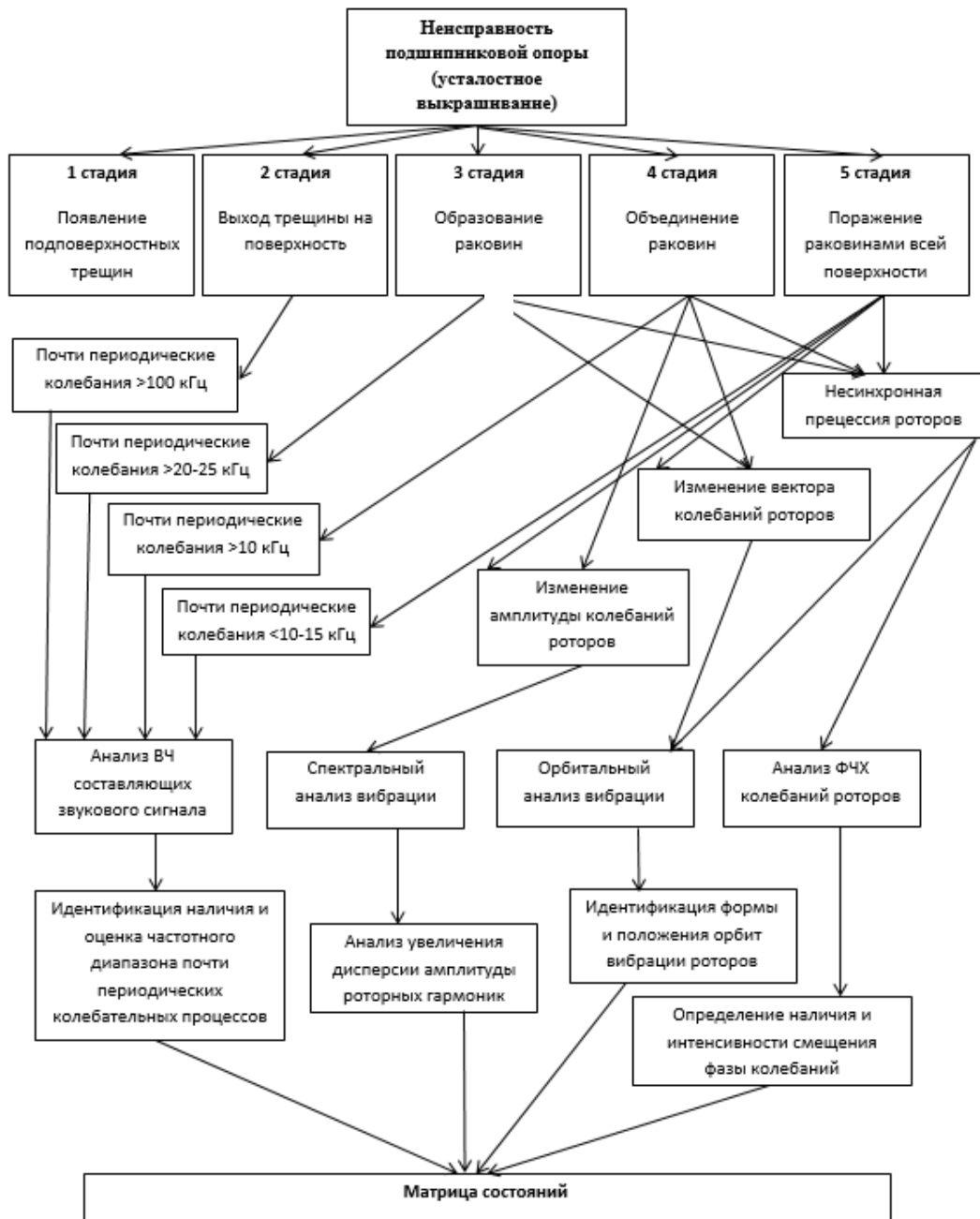


Рисунок 2.28 - Диагностическая модель неисправности подшипниковых опор ГТД

Орбитальный анализ применяется для детального исследования динамического поведения системы и идентификацию диагностических признаков развития повреждений деталей подшипников опор.

Выводы к главе 2.

1. Разработанная диагностическая модель отражает особенности диагностирования наиболее сложного случая выхода из строя подшипниковых

опор роторов ГТД – межроторной опоры турбины ВД двигателя АЛ-31ФП, обладающей низкой диагностической информативностью даже при наличии повреждений поверхностей взаимодействующих деталей подшипника близких к предельным

2. На различных этапах повреждения деталей подшипников межроторной опоры турбины проявляются диагностические признаки, имеющие разную физическую природу и для их диагностирования требуется комплексный подход к подбору и совместному использованию методов диагностики.
3. Выделены основные направления разработки комплексной системы диагностики подшипников опор ГТД, включающие в себя анализ виброакустического сигнала в высокочастотной области, анализ амплитуд и фаз колебаний роторов, количественную и качественную оценку траекторий перемещения центра масс системы ротор – статор.
4. Диагностическая модель в целом и отдельные ее элементы позволяют разработать алгоритмы диагностирования деталей подшипников опор роторов ГТД для различных видов и этапов развития их повреждений и неисправностей.

3 РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСНОЙ МЕТОДИКИ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В результате анализа ГТД как объекта диагностирования было выявлено, что диагностика подшипниковых опор существенно затруднена. При этом наличие в конструкции межроторных подшипниковых опор делает вероятность правильного диагностирования существующими методами, проанализированными в главе 1, стремящейся к нулю. В результате этого возникла существенная необходимость в создании способов и методов диагностики технического состояния, как наиболее сложно диагностируемых межроторных, так и подшипниковых опор, установленных по обычной схеме (с опиранием на статор).

Для этих целей был разработан ряд уникальных способов и методов диагностики подшипниковых опор ГТД, уникальность которых подтверждена патентами на изобретения РФ [123-126,132-136,138,139]. Каждый из данных методов может выявлять неисправность подшипниковых опор на разных стадиях повреждений. При этом различные сочетания допусков, в процессе изготовления и сборки двигателей могут вызывать различные проявления и возникновения повреждений (разное время развития в процессе деградации, возникновение не одинаковых начальных повреждений).

С целью повышения точности диагностирования на различных стадиях повреждений деталей подшипниковых опор роторов, при различных сочетаниях поведения механических систем и различной интенсивности проявления диагностических признаков необходимо интегрирование данных методов и способов в комплексную методику (систему) диагностики [49,63,73].

3.1 Разработка метода орбитального анализа вибрации

3.1.1 Разработка алгоритмов измерения орбитального анализа вибрации

При установке на корпус двигателя одного датчика вибрации, измерение выполняется только проекцией на измерительную ось, составляющей мгновенного значения амплитуды интегрального вектора вибрации, в виде виброускорения, виброскорости или виброперемещения. Взаимно ортогональная установка датчиков вибрации позволяет по двум координатам точки в конкретный момент времени и по закону их изменения по времени, получить орбиту колебаний системы масс ротор-корпус, определяющую направление взаимодействия ротора со статором в исследуемом поперечном сечении двигателя, проходящем через опоры ротора.

Алгоритм построения орбит вибрации представляет собой измерение колебаний корпуса ГТД вибродатчиками в двух взаимно перпендикулярных направлениях с пересечением осей измерений на строительной оси двигателя (рисунок 3.1). Затем измеренные и оцифрованные сигналы подвергаются математическому преобразованию, в котором выполняется интегрирование и многоуровневая фильтрация в частотном диапазоне до 1 кГц, с использованием фильтров приемлемой характеристики (рисунок 3.2). В процессе многоуровневой фильтрации для каждого ротора выполняется выделение из общего вибрационного сигнала роторной и кратных ей гармоник. Шириной выделяемого сигнала принято 10 Гц для каждой гармоники. Частотный диапазон от 0 до 1 кГц выбран в связи с тем, что в результате интегрирования сигнала в виброперемещение амплитуды колебаний вырождаются выше указанного диапазона и становятся практически не информативными. После математического преобразования сигнала, каждый из них выводится в графическом представлении на круговом координатном графике [64,65,123].

Алгоритм построения орбиты имеет вид зависимости изменения координат двух гармонических колебаний за их период, которые описывают состояние колебательной системы.

При построении орбиты вибрации без использования предложенных алгоритмов, из-за наличия большого количества частот с высокими амплитудами,



Рисунок 3.1 – Структурная схема проведения орбитального анализа вибрации

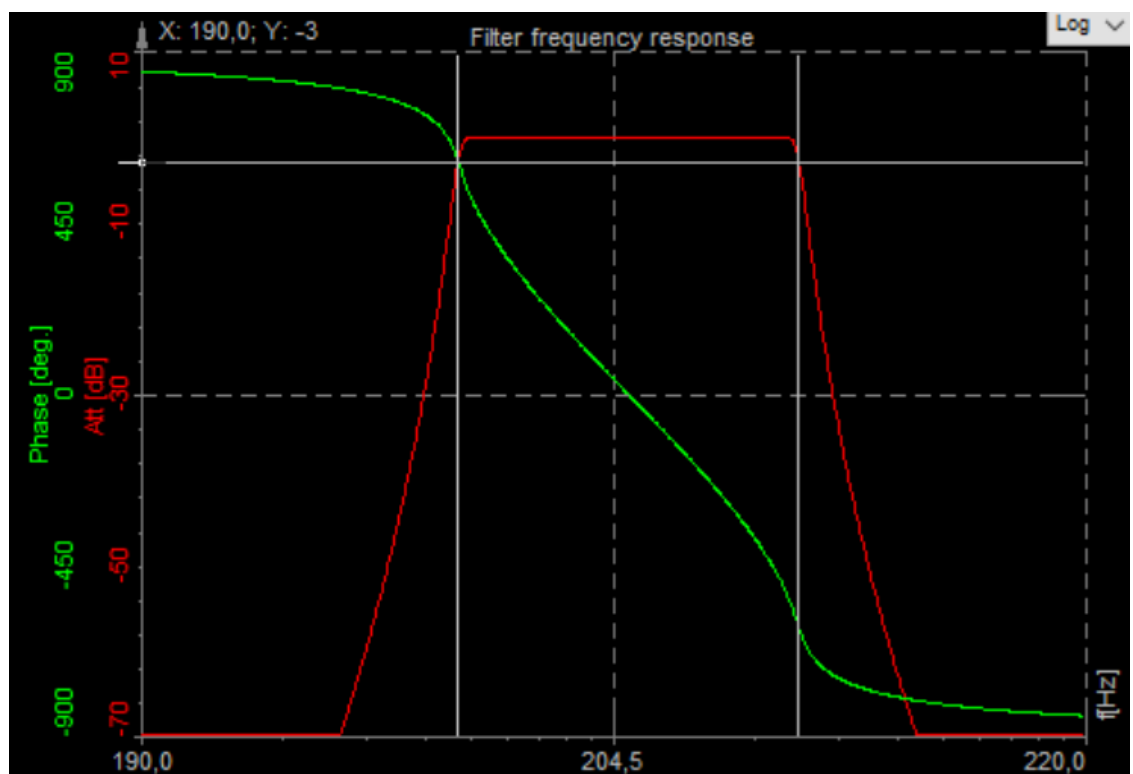


Рисунок 3.2- АЧ и ФЧ характеристика используемых фильтров

орбита представляют собой хаотическую траекторию (рисунок 3.3) анализ которой может позволить определить только общее вибрационное состояние двигателя и интегральное воздействие всех сил на узлы крепления двигателя.

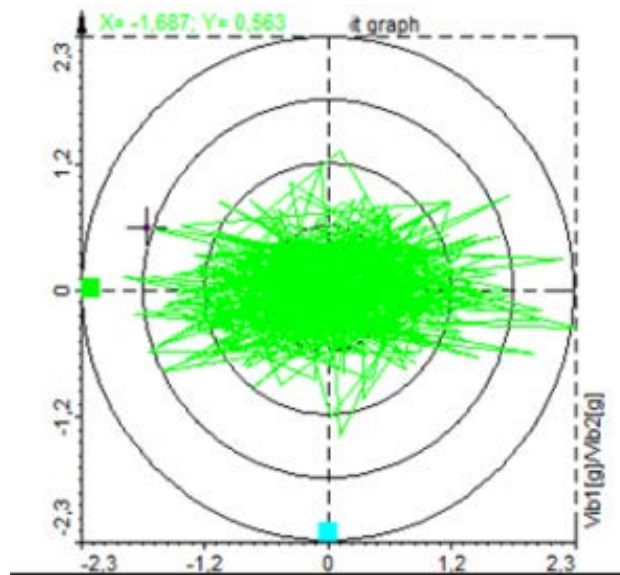


Рисунок 3.3- Колебания условного геометрического центра корпуса ГТД, полученная без использования предлагаемого метода

При использовании предложенных алгоритмов метод позволяет одновременно анализировать орбиты двух и более роторов, что дает возможность комплексного определения параметров колебаний роторных систем и анализа взаимовлияния отдельных элементов (роторов).

В результате выполнения алгоритмов построения орбитального анализа вибрации, визуализация информации происходит в виде эллипса (при исправной работе ГТД) (рисунок 3.4). При неисправной работе подшипниковых опор или возникновении дополнительных колебательных процессов роторов, орбита вибрации изменяет свою форму и направление, что является диагностическим признаком.

При использовании данного метода сохраняются все положительные качества классического орбитального анализа, и добавляется возможность анализа реакции в опорах, на изменения технического состояния роторов ГТД. В результате проведения натурных экспериментов было выявлено, что реакция в опорах намного чувствительнее к данным изменениям, чем относительные перемещения ротора.

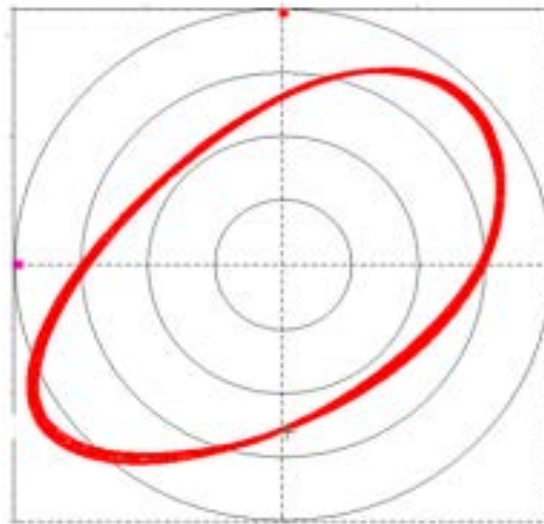
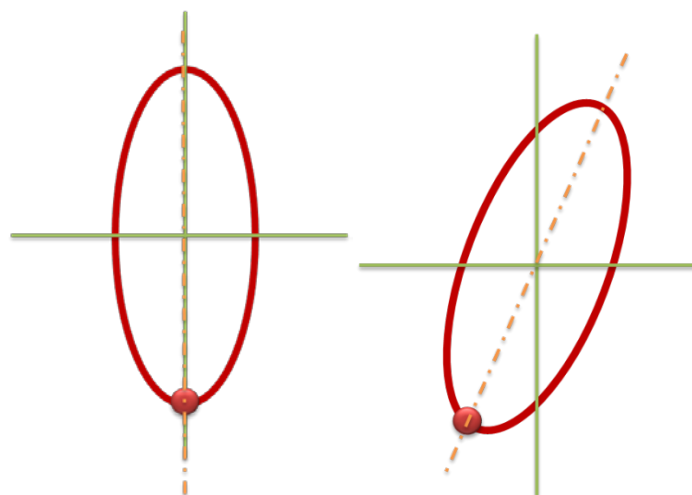


Рисунок 3.4 – Орбита вибрации ротора высокого давления ГТД на режиме 80%

Поскольку при построении орбиты, на графике эллипс (при исправной работе роторов ГТД) имеет два экстремума, то предположительная точка взаимодействия ротора со статором в подшипниковой опоре определяется путем построения прямой через точки с максимальными значениями (рисунок ниже) в процессе запуска ГТД.



а)- начало запуска б)- малый газ

Рисунок 3.5 – Определение точки взаимодействия ротора со статором по орбите вибрации ГТД

В процессе начала запуска, (при исправном состоянии ГТД) физически ротора

находятся под действием земного тяготения в нижней точке зазора подшипниковой опоры (рисунок 3.5 а). Данная точка выбирается как предположительное место взаимодействия ротора со статором через подшипниковую опору. При дальнейшей раскрутке ротора, отслеживается изменение азимутального положения данной точки, что указывает на смещения места взаимодействия (рисунок 3.5б).

3.1.2 Исследование влияния изменения расстояния до подшипниковой опоры в исследуемом сечении ГТД на качество измерения орбитального анализа вибрации

Для исследования вибрационного состояния вала ВД и его подшипников, на двигатель АЛ-41Ф-1С, в опору КВД были препарированы датчики вибрации в трех направлениях. Аналогично были установлены датчики на наружном корпусе двигателя в сечении ПК [67].

Измерения проводились в частотном диапазоне до 25000 Гц, анализатором спектра вибрации DEWE 43 и датчиками вибрации Briel & Кjaer типов 4513 на корпусе двигателя и 4374, 4344 в опоре КВД.

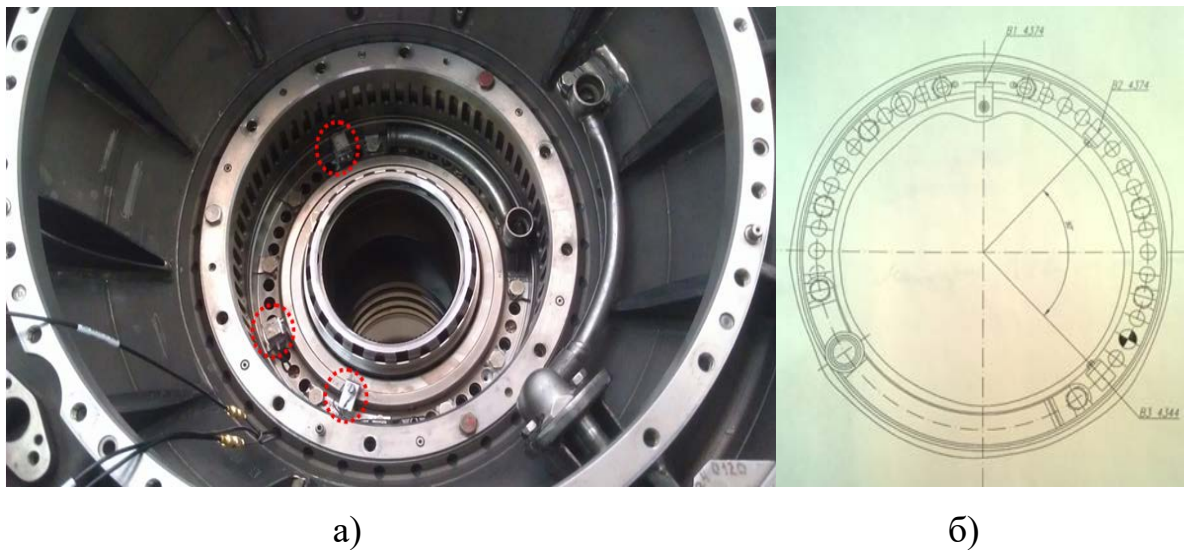


Рисунок 3.6- Расположение датчиков вибрации препарированных в опору КВД

На опоре акселерометры (рисунок 3.6 а,б) устанавливались в радиальном (В2 и В3) и осевом (В1) направлениях. В осевом направлении ориентировались ортогонально друг другу с осью пересечения в центре вала (с технологической осью двигателя), что необходимо для проведения орбитального анализа вибрации.

В результате исследования проводилось сравнение форм орбит, измеренных вибродатчиками на корпусе и вибродатчиками препарированными в опору КВД. По итогам сравнения можно сделать вывод о том, что форма орбит практически идентична, то есть имеет одинаковую форму, с сохранением азимутального положения эллипса. Основное различие заключается в амплитуде (размере) орбиты (рисунки 3.7, 3.8). На корпусе ГТД вибрация по своему значению меньше (в 6-8 раз, в зависимости от режима работы), что объясняется ослаблением амплитуд колебаний в результате прохождения расстояния от источника до места измерения, из-за внутреннего трения в материале, наличия сварных резьбовых и плавающих соединений деталей двигателя и т.д.

Отличие в расположении осей графика эллипса, на рисунках 3.7 и 3.8, относительно вертикальной оси объясняется разными углами установки между осями одноименных датчиков, которые составляют 45 градусов.

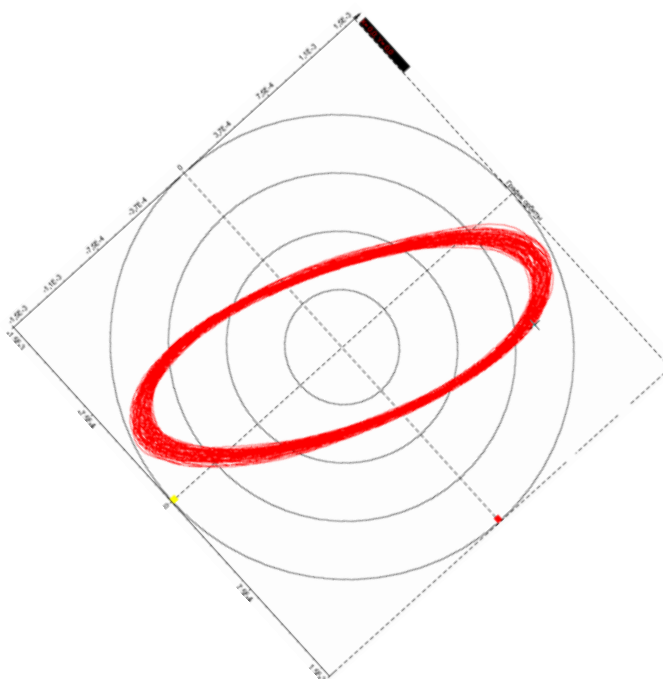


Рисунок 3.7– Орбита вибрации, измеренная на наружном кольце подшипниковой опоры КВД, режим МГ

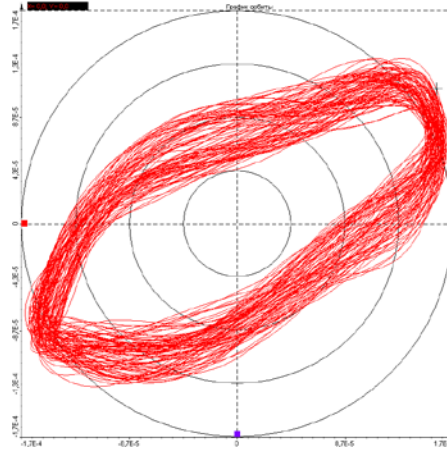


Рисунок 3.8- Орбита вибрации, измеренная на промежуточном корпусе, режим МГ

Данное исследование подтверждает возможность измерения орбит вибриаторов и отсутствие качественного изменения параметров эллипсов, в результате удаления средств измерения от источника колебаний.

3.1.3 Разработка метода диагностики технического состояния подшипников опор роторов ГТД с помощью орбитального анализа вибрации

Визуальная оценка или автоматическое распознавание фигур, полученных при проведении орбитального анализа вибрации ГТД, позволяет идентифицировать повреждения подшипниковых опор, при котором происходит ударное взаимодействие деталей подшипников. Также данный вид анализа позволяет выявить появление режимов, на которых возникает повышенное динамическое нагружение опор, являющихся следствием не качественного изготовления и сборки двигателя [134,135,164,165].

Функциональная схема проведения орбитального анализа вибрации при помощи датчиков, установленных на корпусе ГТД представлена на рисунке 3.12. Данная схема включает измерение вибрации ГТД, способом описанном в структурной схеме измерения (рисунок 3.1), определение временных интервалов анализа, для определения необходимого времени накопления орбит вибрации с

целью устойчивого распознавания прецессионных движений роторов, анализ формы и азимутального положения орбит, для определения прецессионных движений роторов в зазоре подшипниковой опоры и наличия превышения допустимых значений параметров орбит (по типу проявления и режимам работы ГТД) в процессе автоматического распознавания (используя алгоритмы распознавания образов) или визуально, согласно диагностической матрице состояний (рисунок 3.9).

С целью выделения ослабленного, вышеописанными в данной главе факторами, полезного сигнала применены:

- селекция частот связанных с колебаниями исследуемых роторов в анализируемом частотном диапазоне вибрации;
- выделение временных интервалов анализа достаточных для определения характера орбит;
- рассмотрение развертки сигналов в плоскости, позволяющее определить угловое положение места взаимодействия ротора со статором в подшипниковой опоре, если не происходит контактирования вне опор.

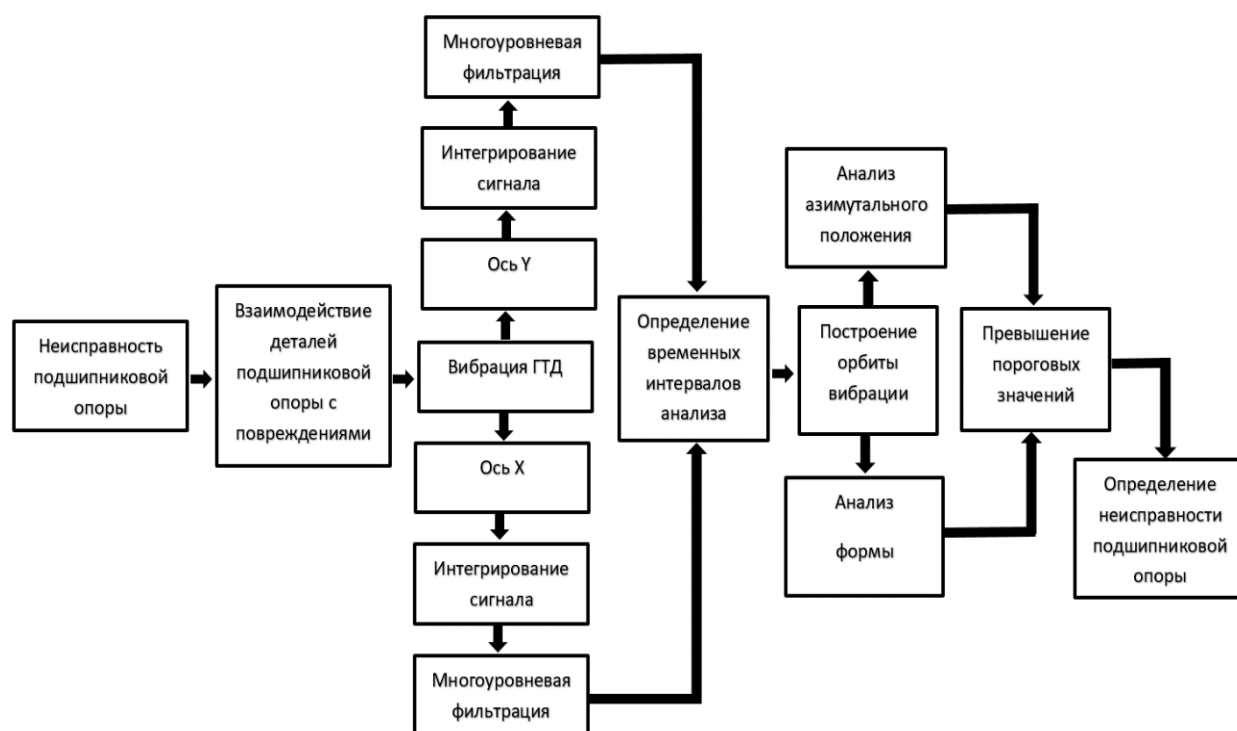
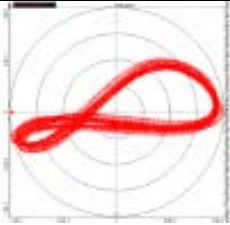

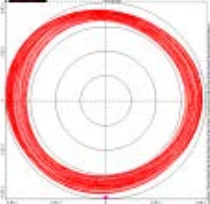
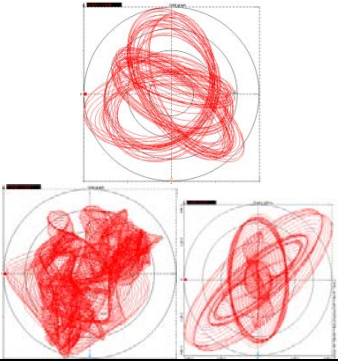


Рисунок 3.9 - Функциональная схема метода диагностики технического состояния подшипниковых опор с применением орбитального анализа вибрации

В результате проведенных экспериментальных исследований и анализа статистических данных была сформирована диагностическая матрица состояний роторных систем (таблица 3) [64,65,76,78].

Таблица 3- Диагностическая матрица состояний роторных систем

Вид дефекта или неисправности	Значение параметра	Форма орбиты	Примечания
Несоосность валов	Формирование петли в любом азимутальном направлении (без резких изменений положения)		Размер петли зависит от степени несоосности
Перекоос статора	Формирование петли в любом азимутальном направлении (без резких изменений положения)		Размер петли зависит от степени перекооса
Прямая синхронная прецессия ротора	Формирование окружности		Размер окружности зависит от величины дисбаланса
Прямая не синхронная прецессия ротора	Изменение положения орбиты (направление совпадает с направлением вращения ротора)		Скорость изменения зависит от интенсивности прецессии

Взаимодействие деталей поврежденной подшипниковой опоры (прямая не синхронная прецессия ротора)	Изменение положения орбиты (направление совпадает с направлением вращения ротора)		Скорость изменения зависит от стадии повреждения подшипниковой опоры, проявляется на всех режимах работы ГТД
Резонанс ротора	Изменение азимутального положения на 180° * в некотором частотном диапазоне		*- в сложных механических системах возможно разное отклонение азимутального положения
Обратная прецессия ротора	Изменение положения орбиты (направление противоположно направлению вращения ротора)		Скорость изменения зависит от интенсивности прецессии
Задевания деталей ротора о статор	Резкое увеличение в любом азимутальном направлении с потерей формы		Может сопровождаться прецессионными движениями
Помпаж компрессора	Резкое, кратковременное, повторяющееся изменение положения орбиты		Сопровождается прецессионными движениями
Попадание постороннего предмета	Резкое изменение положения орбиты		Сопровождается прецессионными движениями и другими колебаниями в зависимости от протекания процесса

В результате использования матрицы состояний, можно идентифицировать, определенные в ней дефекты и неисправности. Так несоосность валов и перекос статора отображается орбитальным анализом, как формирование петель определенной формы. В процессе проведения спектрального анализа вибрации может проявляться в виде увеличения 2 и 3 гармоники ротора. При этом не должно быть и интенсивного смещения азимутального положения орбиты. Прямая синхронная прецессия, вызываемая высоким дисбалансом (чаще всего проявляется при повторном запуске ГТД после 30-60 минутной стоянки, в виде температурного дисбаланса), проявляется формированием орбиты округлой формы. В спектре вибрации может проявляться увеличением 1 гармоники ротора. Прямая не синхронная прецессия ротора [148] отображается постоянным смещением орбиты вибрации в направлении вращения ротора на некоторых режимах работы ГТД, проявление которой зависит от динамического состояние роторных систем. Взаимодействие деталей поврежденной подшипниковой опоры отображается как постоянное смещение орбиты вибрации в направлении вращения ротора. Проявляется на всех режимах работы ГТД. Интенсивность смещения зависит от степени повреждения опоры. Резонансные (критические) процессы ротора отображаются в виде смещения азимутального положения орбиты на некоторых режимах работы ГТД. Как правило, данное смещение происходит в диапазоне от 2 до 15 Гц. Обратная прецессия отображается постоянным смещением орбиты вибрации в направлении противоположном вращению, на некоторых режимах работы ГТД, проявление которой зависит от динамического состояние роторных систем или может служить результатом задевания деталей ротора о статор. Задевания деталей ротора о статор отображается резким увеличением в любом азимутальном направлении с потерей формы орбиты. Может сопровождаться прецессионными движениями ротора. При отсутствии процессов деградации технического состояния и изменения начальных условий форма орбиты восстанавливается.

Осуществленный подход к визуализации колебательных процессов роторных систем позволил определить взаимосвязь их перемещений с появлением

повреждений на подшипниковых опорах, что позволило создать метод диагностики подшипниковых опор. Использование данного подхода дает возможность проследить и проанализировать взаимовлияние в отдельности каждого из роторов многовальных ГТД в необходимых поперечных сечениях, воздействие на подшипниковые опоры дополнительного нагружения, которое может приводить к досрочному выходу из строя, что позволяет решать помимо вопросов диагностики еще и проблемы качества изготовления и сборки двигателей.

3.1.4 Рассмотрение вопросов возможности автоматизации проведения орбитального анализа

Задача диагностирования неисправности подшипниковых опор состоит в распознании и выделении классов исправных и неисправных состояний [142,163,169].

Любой алгоритм распознавания можно представить, как абстрактную функциональную систему R , состоящую из трех компонент:

$R = \{A, S, P\}$, где: $A = \{A_k\}$, $k = 1 \dots n$, K – алфавит классов;

$S = \{S_j\}$, $j = 1 \dots n$ – словарь признаков – множество характеристик из которых составляются описания образа;

$P = \{P_l\}$, $l = 1 \dots n$, L – множество правил принятия решения.

Функционирование этой системы сводится к следующему: на вход системы подается образ – некоторая конфигурация из элементов множества S , к ней применяется определенная последовательность правил из P , в результате конфигурации присваивается индекс, соответствующий одному из элементов множества A . Качество функционирования системы, определяется тем насколько присвоенный образу индекс совпадает с ожидаемым результатом.

Компоненты A , S представляют собой информационную часть системы, а P методологическую. Таким образом, распознавание включает процесс синтеза

образов (описание объектов распознавания и их классов) и анализа образов (процесс принятия решения).

Возможны подходы к задаче распознавания образов:

- принцип сравнения с эталоном;
- принцип кластеризации;
- принцип общности свойств [165,169].

Принцип сравнения с эталоном применяется в тех случаях, когда каждому классу можно сопоставить конечный набор эталонных образов. Поэтому для решения задач диагностики состояния подшипников опор был выбран этот принцип.

Задача распознавания состоит в том, чтобы наиболее правильно принять решение, что рассматриваемый образ действительно является объектом m -го класса, то есть наиболее правильно определить границы областей, соответствующих различным образам [198,142,156,164]. Для этого путем набора статистических данных должно быть определено некоторое количество признаков состояний системы.

Задачи представления и исследования случайных процессов на фазовой плоскости приводят к рассмотрению разнообразных структур фазовых траекторий (орбит, как частного случая). Для их описания, сравнения и общего анализа, помимо качественных показателей необходимо иметь и количественные характеристики, отражающие особенности вероятностного поведения фазовых траекторий при различных моделях исследуемых процессов. В их качестве могут быть использованы характеристики типа «пересечений уровней» или характеристики выбросов исследуемого процесса [120,162,166].

Можно выделить ряд свойств исследования функции на фазовой плоскости:

- локальные минимумы и максимумы функции по осям абсцисс (x) и ординат (y);
- точки пересечения с осями координат, когда происходит переход через ноль одного из значений координат точки функции;

Особые точки функций позволяют описать вероятностную структуру и осуществить анализ динамических процессов системы.

Так на координатной плоскости, в момент времени пересечения функцией $y(t)$ нулевого уровня $H=0$ снизу-вверх берет начало положительный выброс, который оканчивается при пересечении нулевого уровня сверху вниз.

Для среднего числа пересечений $N_L(OX, T)$ фазовой траекторией $L(Y, X; t)$ полуоси OX на интервале времени $[t_0, t_0 + T]$

$$N_L(OX, T) = \int_{t_0}^{t_0+T} dt \int_0^{\infty} X p(0, X; t) dx, \quad (20)$$

где $p(0, X; t) = p(X(t), X'(t))|_{x(t)=0}$ – совместная плотность вероятностей для значений $X(t)$ и $X'(t)$ при условии $X(t) = 0$.

Также, среднее число пересечений $N_L(-X, 0, T)$ фазовой траекторией $L(Y, X; t)$, $t \in [t_0, t_0 + T]$ полуоси $-XO$ будет совпадать со средним числом отрицательных выбросов процесса $X(t)$ на уровне $H = 0$:

$$N_L(-X_0, T) = N_x^-(0, T) = - \int_{t_0}^{t_0+T} dt \int_{-\infty}^0 X p(0, X; t) dx \quad (21)$$

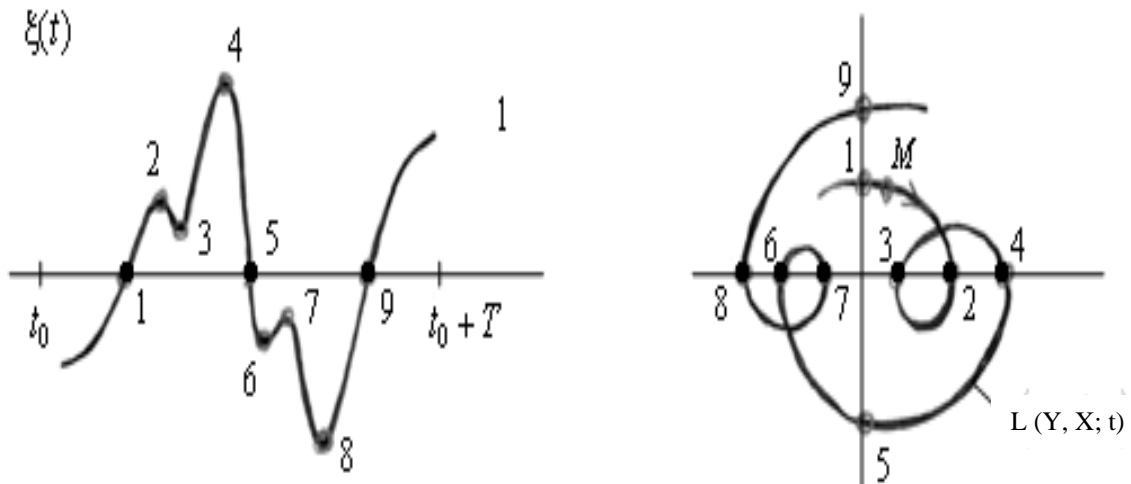


Рисунок 3.10 - Представление случайных процессов на фазовой плоскости

Моменты пересечений фазовой траекторией $L(Y, X; t)$ оси абсцисс $-Y \circ Y$ связаны с моментами появления локальных экстремумов (максимумов и минимумов) выборочной функции $Y(t)$. (рисунок 3.10) В моменты локальных максимумов функции $Y(t)$ мгновенное значение точка M пересекает на фазовой

плоскости (Y, X) ось абсцисс сверху вниз (точки 2, 4, 7), а в моменты локальных минимумов пересечение оси $-Y \circ Y$ происходит снизу вверх (точки 3, 6, 8)[120,167].

Общее число пересечений оси абсцисс $-Y \circ Y$ траекторией $L(Y, X; t)$ определяется общим числом экстремальных значений реализации $Y(t)$ на рассматриваемом интервале времени $[t_0, t_0 + T]$:

$$N_L(-Y \circ Y, T) = N_{Ext}(T) = \int_{t_0}^{t_0+T} dt \int_{-\infty}^{\infty} |y'| p(0, y'; t) dy', \quad (22)$$

где $p(0, y'; t) = p(y, y'; t)|_{\dot{y}(t)=0}$.

Для простейших гармонических колебаний каждому выбросу соответствует один экстремум, а при полигармонической функции $y(t)$ на фазовых траекториях $L(Y, X; t)$ появляются дополнительные экстремумы и пересечения оси $-Y \circ Y$.

$$\frac{N_L(-Y \circ Y, T)}{N_L(-X \circ X, T)} = \frac{\int_{t_0}^{t_0+T} dt \int_{-\infty}^{\infty} |y'| p(0, y'; t) dy'}{- \int_{t_0}^{t_0+T} dt \int_{-\infty}^0 X p(0, X; t) dx} = k, \quad (23)$$

Коэффициент k отражает среднее количество экстремальных значений, приходящихся на один положительный или отрицательный выброс функции $y(t)$.

Для полигармонических процессов $y(t)$, как правило, выполняется неравенство $N_{Ext}(T) \geq N_y(0, T)$ и значение коэффициента $k \geq 1$ [120,167].

Рассмотренный подход позволяет выполнять вероятностный анализ с помощью количественных характеристик орбит вибрации роторов, что дает возможность автоматизировать процесс определения технического состояния подшипниковых опор роторных систем ГТД с использованием специального программного обеспечения.

3.2 Разработка метода диагностики подшипниковых опор по изменению фазы колебаний роторов

В процессе вращения фаза колебаний характеризует направление колебаний и дает некоторое представление об изменении положения ротора ГТД в подшипниковом зазоре (статичное, постоянно или интенсивно изменяющееся и т. д.). При вращении ротора происходят колебания, возбуждаемые остаточным суммарным дисбалансом ротора (вектором дисбаланса) при взаимодействии с подшипниковой опорой, в результате чего они передаются на статор. В свою очередь на статоре возникает колебательный процесс, имеющей свою амплитуду, частоту и фазу. При исправной работе ротора, он имеет только одну точку взаимодействия со статором, которая с изменением частоты вращения может смещаться. Смещение точки взаимодействие относительно измерительной оси датчика вызовет изменение фазы и амплитуды роторной гармоники. При прохождении ротором резонансных или критических частот, данная точка тоже может изменять свое положение [70].

Построение ФЧХ колебаний роторов реализуется путем измерения первой гармоники колебаний роторов и фазы вращения. При этом определяется зависимость разности фаз между выходным (синусоидальным сигналом вращения) и входным (синусоидальным сигналом колебания первой гармоники ротора) сигналами от режима работы ГТД (частоты вращения ротора).

В настоящее время с помощью анализа фазы колебаний роторов выполняется определение их динамических характеристик. Динамические процессы, возникающие при неисправности подшипниковых опор, могут быть также идентифицированы с помощью данного вида анализа.

3.2.1 Анализ возможности измерения фазочастотной характеристики колебаний роторов ГТД

В настоящее время измерение спектра вибрации корпусов ГТД не представляет особой сложности в реализации. Несмотря на это не на всех современных ГТД выполняются этот вид измерений. Данный вопрос может решаться с помощью периодических измерений дополнительной виброизмерительной аппаратурой [102].

Большей сложностью является измерение фазы вращения роторов ГТД. Как известно, для ее реализации, на роторах необходима установка фазоотметчика (или датчика углового положения вала), что иногда довольно сложно реализуемо в виду особенности эксплуатации двигателей или использования приспособлений для передачи на них крутящего момента и последующее измерение фазы вращения. Широкое применение получил способ измерения с применением приспособлений в виде измерительного вала и установленных на одной части данного вала и роторе ГТД шестерен для передачи крутящего момента и на другой части датчика (индуктора и т. д.). Недостатком данного способа является помимо увеличения массы ГТД, отсутствие точного измерения фазы вращения. Частота вращения ротора индуктора датчика частоты вращения из-за конструктивных особенностей не совпадает с частотой вращения ротора. При измерении частоты вращения выполняется ее пересчет (косвенное измерение), что не дает возможности точного и устойчивого определения фазы вращения.

В результате вышеописанных проблем измерение ФЧХ колебаний роторов известными способами затруднено.

3.2.2 Разработка методики определения фазы колебаний роторов с использованием орбитального анализа вибрации

Метод орбитального анализа позволяет определить и визуализировать примерное положение (место контакта в зазоре подшипниковой опоры) ротора

[106], при каждом обороте. В процессе исследований были решены задачи по адаптации данного вида анализа, для построения ФЧХ.

С целью построения фазочастотной характеристики используется метод орбитального анализа вибрации роторов, в котором выполняется построение орбиты вибрации (с использованием одного уровня фильтрации), анализ изменения ее азимутального положения в зависимости от частоты вращения, без установки дополнительных датчиков фазы вращения.

Параметры получаемой орбиты – эллипса содержат значения амплитуды и фазы в каждый момент времени. Следовательно, выполнив измерение значения угла между главной осью эллипса и горизонтальной осью координат можно получить мгновенное значение фазы колебаний, а затем и построить зависимость угла фазы от частоты вращения ротора (ФЧХ) (рисунок 3.11). Алгоритм поиска значения примерного положения ротора описан на рисунке 3.5.

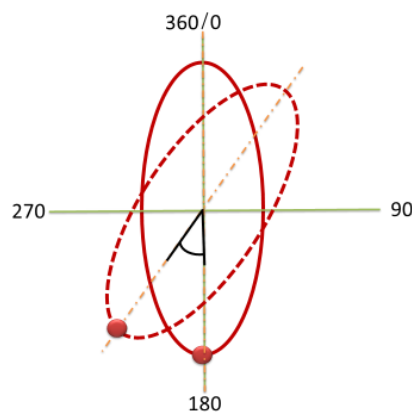


Рисунок 3.11 - Определение угла фазы с помощью орбиты вибрации ротора

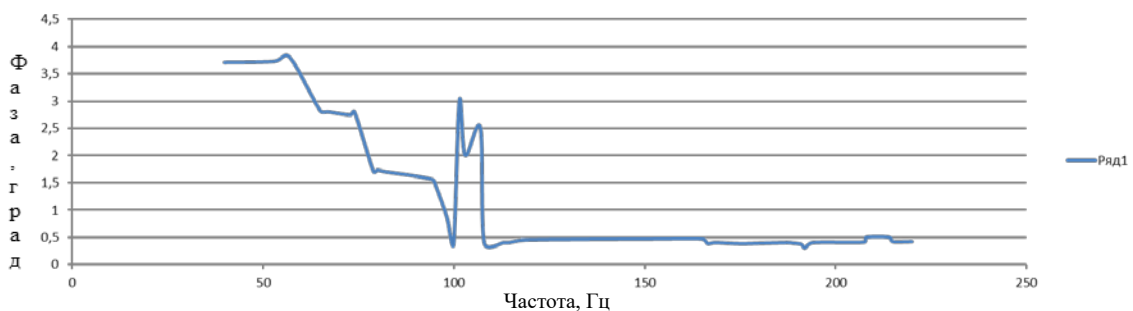


Рисунок 3.12 - Построение ФЧХ в радианах с использованием орбитального анализа вибрации

На рисунке 3.12 изображено построение ФЧХ ротора высокого давления ГТД с использованием орбитального анализа вибрации. В процессе построения данной характеристики производился анализ положения орбиты (выбранной точки) в зависимости от режима работы двигателя. Полученная характеристика обладает стабильностью, при повторных измерениях и соответствует расчетным значениям резонансных процессов, проявляющихся вне рабочего диапазона частот ротора высокого давления двигателя АЛ-31ФП (при проведении запуска ГТД).

3.2.3 Разработка алгоритмов диагностирования подшипниковых опор по изменениям фазы колебаний роторов ГТД

При вращении ротора в подшипнике, имеющим повреждения в виде питтинга, происходит взаимодействие его деталей с углублениями (впадинами) в материале колец и тел качения, вследствие чего ротор может перемещаться в пространстве и имеет составляющую перемещения в вертикальном направлении (подпрыгивание) и через некоторое расстояние приземляется обратно в точку взаимодействия. В результате, при угловом смещении ротора в ходе данного процесса, фаза колебаний смещается на угол, равный смещению положения точки взаимодействия ротора. При взаимодействии со следующей раковиной, происходит повторение данного процесса. Изменение (смещение) данных точек взаимодействия носит постоянный характер, что отражается на фазе колебаний и может трактоваться как прецессия ротора. При этом описанное смещение может происходить некоторое количество раз за один оборот, в процессе чего на отображении ФЧХ будет определено постоянное изменение фазы колебаний в виде постоянных резких переходов через ноль и 360 градусов, что проявляется на графике в виде его закрашивания.

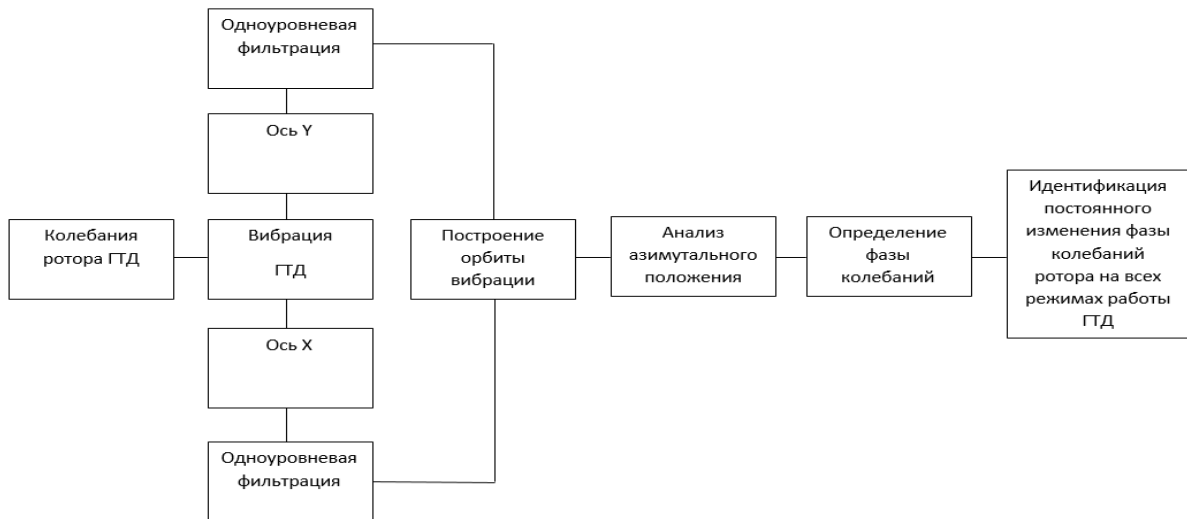


Рисунок 3.13-Функциональная схема метода диагностики подшипниковых опор по изменениям фазы колебаний роторов ГТД

В результате можно сделать вывод, что повреждение подшипниковых опор приводит к существенному изменению и искажению ФЧХ колебаний роторов, которое может отчетливо распознаваться с помощью автоматизированных вычислительных алгоритмов или оператором (рисунок 3.13) (специалистом любого уровня). Важным условием для диагностики повреждений подшипниковых опор является постоянное изменения фазы колебаний на всех без исключения режимах работы ГТД, поскольку взаимодействие с повреждениями происходит при каждом обороте ротора.

3.3 Разработка метода диагностики подшипниковых опор ГТД по анализу амплитуды колебаний роторов

В процессе проведенных исследований было выявлено, что при появлении повреждений на деталях подшипниковых опор возникает их взаимодействие, приводящее к изменению положения ротора в подшипниковом зазоре, вплоть до возникновения его прецессионных движений. В результат прецессии, место взаимодействия ротора со статором постоянно изменяется, что приводит к изменению направления колебаний. Поскольку для измерения используются

датчики вибрации, установленные на корпусе ГТД, то направления колебаний изменяются относительно оси измерения датчика, что приводит к изменению амплитуды роторной частоты. Данное изменение может являться диагностическим признаком повреждения подшипниковых опор [130].

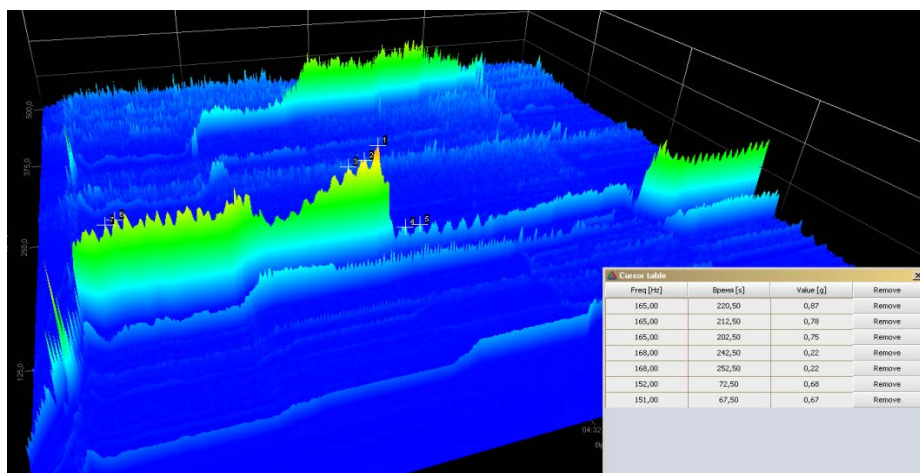


Рисунок 3.14 – Колебания амплитуды подшипниковой опоры, при выходе из строя в процессе испытаний на автономном стенде

Подтверждением выдвинутого предположение является анализ спектрограммы вибрации подшипникового стенда, при выходе из строя испытываемой подшипниковой опоры, на котором прослеживаются колебания амплитуды роторной частоты (рисунок 3.14).

3.3.1 Разработка алгоритма диагностирования подшипниковых опор ГТД по дисперсии амплитуды роторных частот

Алгоритм диагностирования подшипниковых опор ГТД по дисперсии амплитуды роторных частот включает:

- установку датчиков вибрации в диагностируемом сечении на корпусе двигателя;
- прием измеренного вибрационного сигнала работающего двигателя и анализ полученного спектра частот;
- идентификацию первых гармоник роторов и анализ их амплитуд;

- вычисление максимального и минимального значения колебаний амплитуд (минимум одного за 15 сек. изменения амплитуды), период между колебаниями, время между максимальным и минимальным значением, максимальной амплитуды.

Диагностическим признаком является выполнение условий.

- Разница между максимальным и минимальным значением амплитуды колебаний должна составлять менее 20%.

- Частота колебаний не менее 1 раза в 15 секунд.

- Равный период между максимальными значениями колебаний (допускается погрешность в 15 %).

- Колебания должны проявляться как минимум на нескольких режимах работы ГТД.

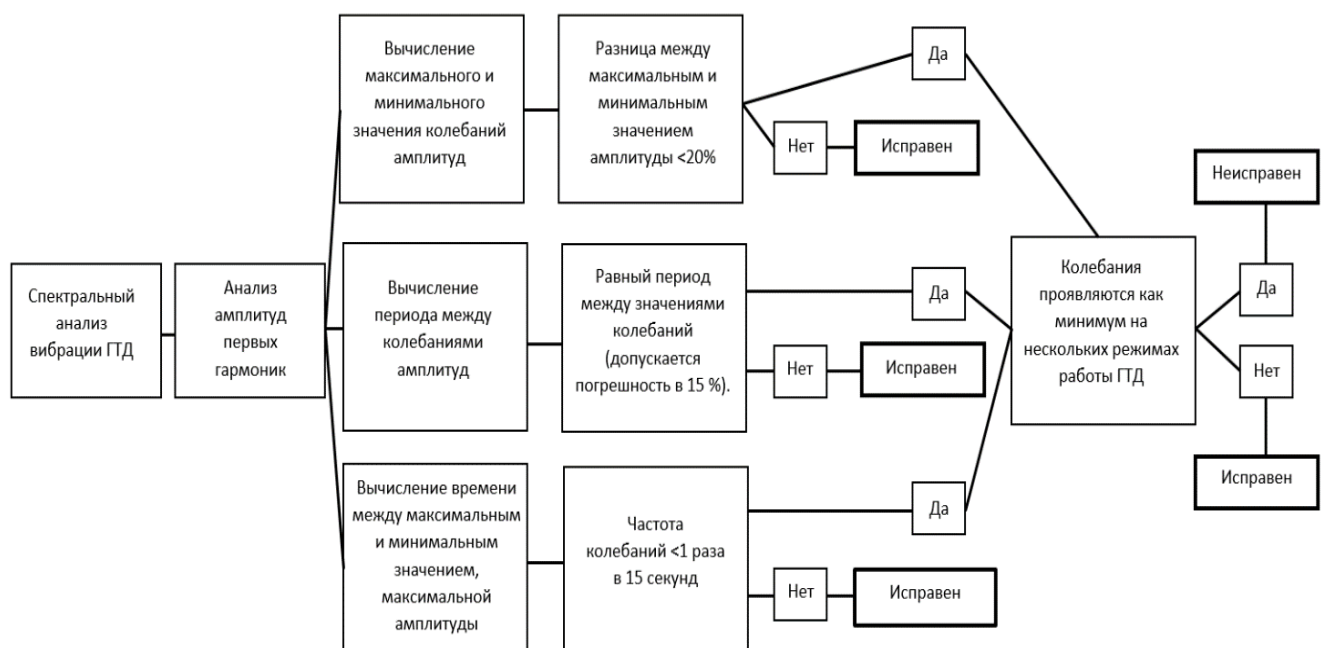


Рисунок 3.15- Функциональная схема метода диагностики подшипниковых опор ГТД по анализу амплитуды колебаний роторов

На рисунке 3.15 представлена функциональная схема предложенного метода. В результате исследований амплитуд колебаний роторных частот исправных и не

исправных подшипниковых опор ГТД и стендов испытаний подшипников, были разработаны алгоритмы диагностирования технического состояния подшипниковых опор [122].

3.4 Разработка метода диагностики подшипниковых опор по спектральному анализу акустического давления, работающего ГТД

В процессе работы ГТД, с неисправной подшипниковой опорой, возникают взаимодействия ее деталей с повреждениями, физическая модель которых была описана в главе 2. Идентификация данных взаимодействий может являться диагностическим признаком ее неисправности.

3.4.1 Определение возможности диагностирования подшипниковых опор по высокочастотным механическим колебаниям

Для определения взаимодействий деталей подшипниковой опоры с повреждениями от усталостного выкрашивания в процессе работы ГТД, может применяться преобразование Фурье (БПФ) сигнала вибрации [16]. В процессе анализа данных колебаний было определено, что в результате их появления возникают колебания в высокочастотной области. Экспериментально подтверждено, что данные колебания возникают в частотной области выше 25 кГц, с постепенным уменьшением частоты с развитием повреждений.

По мере развития в процессе работы изделия и объединения отдельных трещин в очаги, вызывающие выкрашивание фрагментов поверхности деталей подшипниковой опоры уменьшается общее количество повреждений и увеличиваются их размеры, что вызывает снижение частоты и увеличение амплитуды вибрации.

В процессе вышеописанных ударных взаимодействий с дефектами на контактирующих рабочих поверхностях подшипниковых опор возникает их частотная модуляция с колебаниями роторной частоты, при этом в спектре

наблюдается появление зоны высокочастотных вибраций, которые легко выделяются по уровню амплитуды на спектрограмме (при отсутствии высоких помеховых составляющих).

На рисунке 3.16 представлены спектрограммы подшипниковых опор на автономном испытательном стенде, непосредственно перед их отказом. В зоне выделенной красной линией, на всех режимах работы, отмечается наличие высокочастотных колебаний с амплитудой, приближающейся к максимальным значениям низкочастотной вибрации.

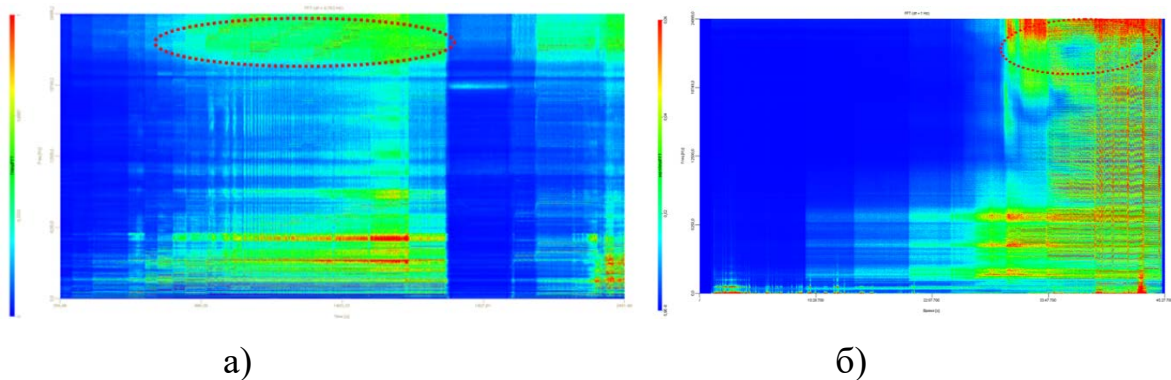


Рисунок 3.16 – Спектрограмма вибрации подшипниковой опоры на испытательном стенде

а)- перед выходом из строя; б)- перед заклиниванием

Появление в спектрограмме высокочастотных составляющих с развитием повреждений говорит о возможности определения технического состояния подшипниковых опор с помощью их идентификации в процессе работы ГТД [68,69].

В результате спектрального анализа вибрации ГТД установлено, что колебания корпуса имеют богатый полигармонический спектр, с возникновением в итоге квазилинейных колебательных процессов на нем, имеющих периодический, почти периодический и не периодический характер, в котором высокочастотные колебания в процессе взаимодействия с повреждениями сложно идентифицируемы известными методами. В результате чего можно сделать вывод, что для их идентификации с целью диагностики технического состояния

подшипниковых опор необходимо использовать иные способы измерения механических колебаний ГТД. Альтернативным вариантом может служить измерение акустического давления работающего ГТД.

3.4.2 Определение возможности использования технических микрофонов для диагностики авиационных ГТД

В пользу применения, для диагностики, технических микрофонов с узкой диаграммой направленности говорит их широкий диапазон рабочих частот от нескольких герц до 100 кГц и отсутствие зависимости от вектора колебаний, поскольку происходит сглаживание направлений колебаний воздушной средой и отсутствует фиксированная ось измерения (диаграмма направленности).

С целью определения возможности использования технических микрофонов для диагностики авиационных ГТД, было проведено исследование, в процессе которого на расстоянии 10-20 мм от корпуса двигателя устанавливался технический микрофон с узкой диаграммой направленности. В процессе работы ГТД выполнялась запись спектра акустического давления.

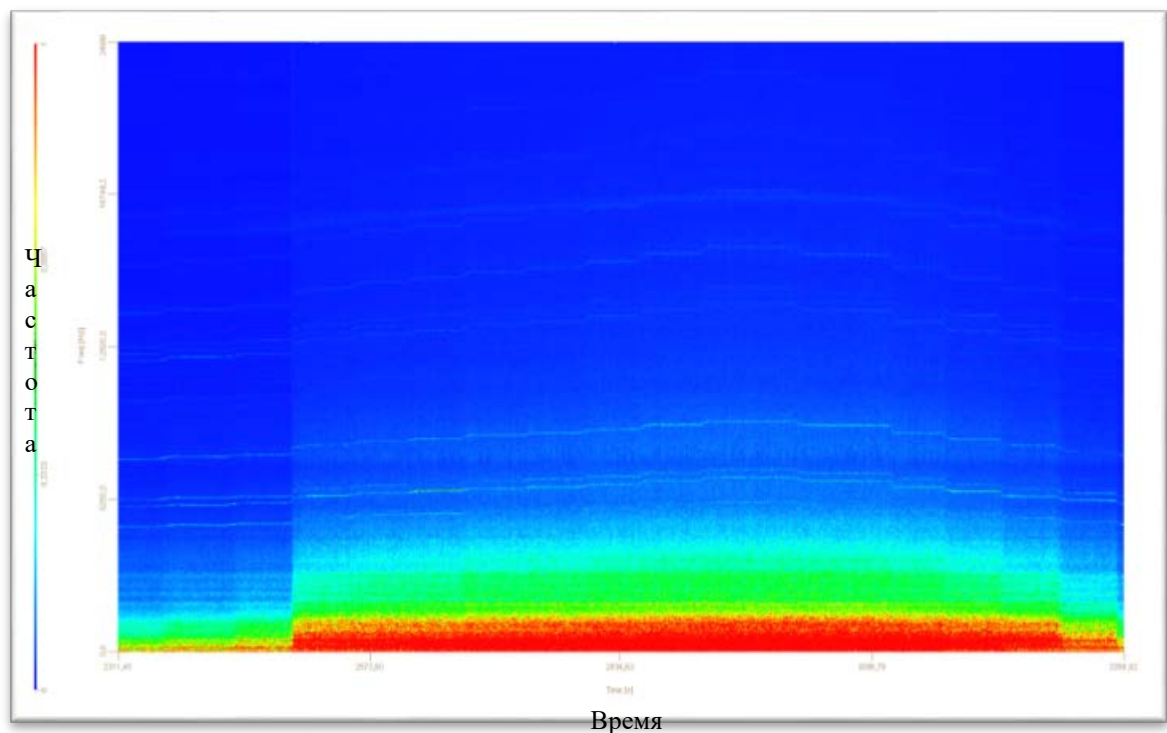


Рисунок 3.17 - Спектрограмма акустического давления работающего ГТД

В результате исследования был получен спектр, отображенный на спектрограмме в процессе снятия виброхарактеристики ГТД (рисунок 3.17). В процессе анализа значений спектра, большинство полученных частот были верифицированы со спектром вибрации, что говорит о возможности измерения механических колебаний корпуса ГТД. При этом было выявлено, что из-за высокой акустической эмиссии ГТД, технический микрофон начинает «запираться» на низких частотах. Под «запиранием» понимается наличие шума высокой амплитуды, не обладающего информативностью от 1 Гц до 3 кГц в зависимости от режима работы ГТД. Данное явление происходит в следствии переотражения звуковых волн от стен бокса, фюзеляжа летательного аппарата, колебательных процессов за срезом реактивного сопла (реактивной струи) и т.д. На частотах выше диапазона «запирания» работоспособность микрофона сохраняется.

Использование технического микрофона для диагностирования ГТД позволяет:

- проводить анализ механических с использованием измерением акустических колебаний вне зависимости от их вектора;
- исключить влияние шумовых составляющих при измерении механических колебания в высокочастотной области;
- проводить измерения без влияния резонансов кронштейнов крепления датчиков;
- не учитывать необходимость крепления датчика на ребрах жесткости корпуса двигателя;
- использовать более легкодоступные зоны вскрываемых лючков на фюзеляже самолета (при наземном контроле), так как поле звуковых волн распространяется во все стороны с практически одинаковой интенсивностью.

В результате определена возможность использования технических микрофонов для диагностики технического состояния подшипниковых опор, в которой выполняется поиск высокочастотных колебаний. При этом отсутствие шумовых составляющих в отличие от измерения абсолютной вибрации дает возможность идентификации диагностических частот [126,133].

3.4.3 Создание алгоритмов диагностирования подшипниковых опор по спектральному анализу акустического давления, работающего ГТД

С целью определения технического состояния подшипниковых опор по спектральному анализу акустического давления, работающего ГТД, были созданы алгоритмы диагностирования (рисунок 3.28).

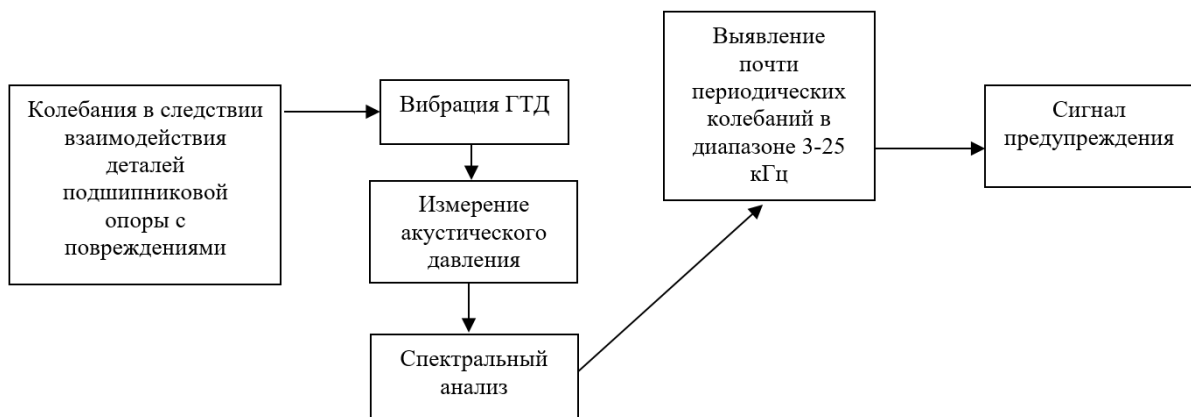


Рисунок 3.18 - Функциональная схема алгоритма диагностирования подшипниковых опор по ВЧ вибрации

Данный алгоритм включает в себя измерение техническим микрофоном звукового давления работающего ГТД на любом из режимов его работы. Анализ спектра измеренного сигнала и выявление почти периодических колебаний в диапазоне 3-25 кГц. При этом выявление данных колебаний может производиться как визуально (оператором), так и автоматически с помощью измерения СКЗ в контролируемых частотных диапазонах. В результате визуальной идентификации диагностических признаков или превышения ранее установленных пороговых значений, выдается сигнал предупреждения о неисправности подшипниковой опоры.

Помимо почти периодических колебаний в спектре могут проявляться модуляционные частоты (частотная модуляция роторных частот (комбинационная, разностная и т.д.)) связанных с взаимодействием роторов в процессе контактирования с повреждениями деталей подшипниковой опоры (в

случае межроторной опоры) и контактированием с деталями уплотнений в процессе увеличения радиального зазора при развитии неисправности.

В случае необходимости подтверждения диагноза, сформированного комплексной системой диагностики или невозможностью запуска ГТД (угроза разрушения двигателя), данные алгоритмы можно применить для разовых проверок в процессе холодной прокрутки роторов. На режиме холодной прокрутки ротора ГТД раскручиваются (до 20% РВД, в зависимости от конструкции) до относительно небольших значений, что существенно снижает возможность существенного повреждения двигателя при работе с поврежденной подшипниковой опорой. При этом амплитуды диагностируемых колебаний снижаются.

Для увеличения амплитуды полезного диагностического сигнала, без существенного его искажения было разработано приспособление акустической диагностики ДП-03 (рисунок 3.19) и электронный блок диагностики, использующий алгоритмы диагностирования подшипниковых опор по ВЧ вибрации.

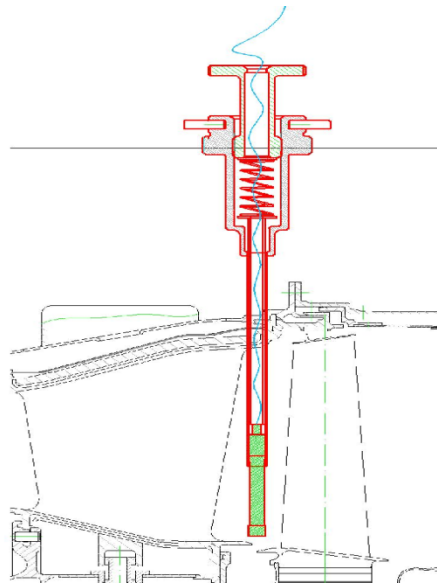


Рисунок 3.19 - Приспособление акустической диагностики ДП-03

Конструктивно приспособление ДП-03 устанавливается в окно осмотра входных кромок рабочих лопаток турбины высокого давления (ТВД) (рисунок

3.19). Предварительно в приспособление помещается и фиксируется микрофон. В результате установки ДП-03, измерительная часть микрофона (с рабочего торца микрофона) устанавливается во внутреннем корпусе газогенератора двигателя, на расстоянии 10-20 мм от полки рабочей лопатки ТВД [125,136].

Алгоритм функционирования электронного блока диагностики состоит в получении сигнала акустического давления от технического микрофона, установленного в диагностическое приспособление (Рисунок 3.20). Блок распознает запуск турбостартера и начало ХП. Затем происходит фильтрация постоянных составляющих от узлов и агрегатов ГТД, вносящих помехи в процесс проведения измерения, выше 1 кГц. После этого выполняется выделение трех частотных диапазонов (1-5 кГц; 5-10 кГц; 10-20 кГц), их логарифмирование и проведение допускового или трендового контроля в процессе сравнения СКЗ по отдельности каждого диапазона. В результате превышения установленного значения любого из диапазонов, формируется команда блоком о неисправности диагностируемого узла. Минимальное значение диапазонов выбирается из условия максимальной (из ранее набранной статистики) амплитуды каждого диапазона исправного двигателя + 3σ [63].

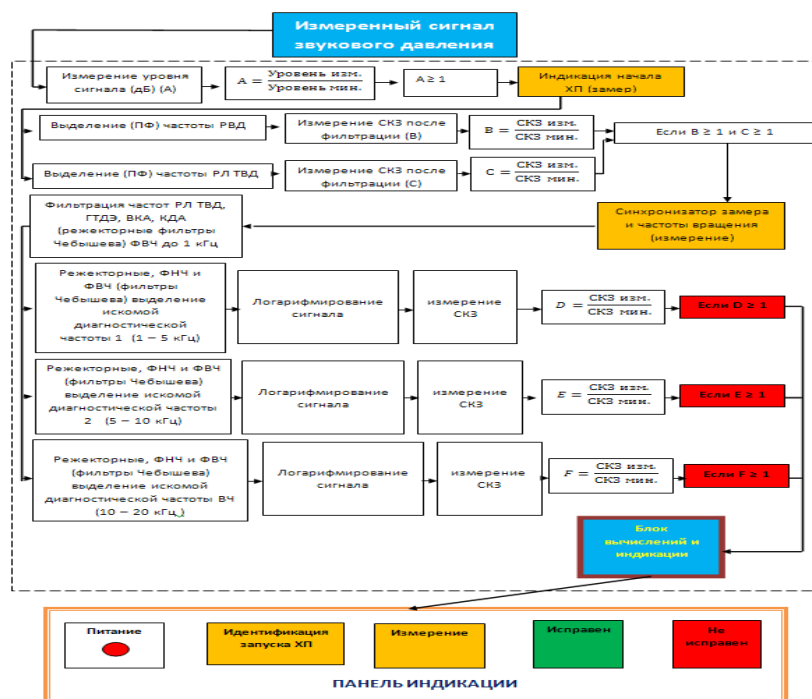


Рисунок 3.20 - Функциональная схема электронного блока диагностики

В результате разработки метода диагностики подшипниковых опор по спектральному анализу акустического давления, работающего ГТД, были разработаны алгоритмы диагностирования подшипниковых опор по ВЧ вибрации, в варианте, когда двигатель функционирует на рабочих частотах вращения и с увеличенной чувствительностью, когда двигатель не запускается (холодная прокрутка).

3.5 Создание комплексной методики виброакустической диагностики технического состояния подшипниковых опор ГТД

В результате приведенных выше исследований были разработаны методы диагностирования подшипниковых опор, уникальность которых подтверждена патентами на изобретения РФ. Поскольку при сборке ГТД имеются допуски на изготовление отдельных деталей и двигателя в целом, их различные сочетания придают каждому двигателю свою индивидуальность. В итоге, зарождение повреждений и протекание отказа подшипниковых опор может проявляться, как и возбуждения колебаний (диагностической информации) по-разному, что с целью ранней диагностики диктует необходимость в создании комплексной методики, реагирующей на различные проявления диагностических признаков. Также большее количество методов диагностики дают более высокую точность результатов диагноза.

В процессе определения диагностических признаков выхода из строя подшипниковых опор ГТД, был проведен анализ статистических данных (виброакустических колебаний) двигателей серии АЛ-31ФП, АЛ-41Ф-1, АЛ-41Ф-1С, данных испытаний подшипниковых опор на автономных стендах ФГУП «ЦИАМ» и исследований на подшипниковом стенде лаборатории отдела 3000 «ОКБ им. А. Люльки».

3.5.1 Создание структуры комплексной методики виброакустической диагностики технического состояния подшипниковых опор ГТД

Для диагностирования подшипниковых опор ГТД предложена следующая структура комплексной методики диагностики, приведенная на рисунке 3.21.

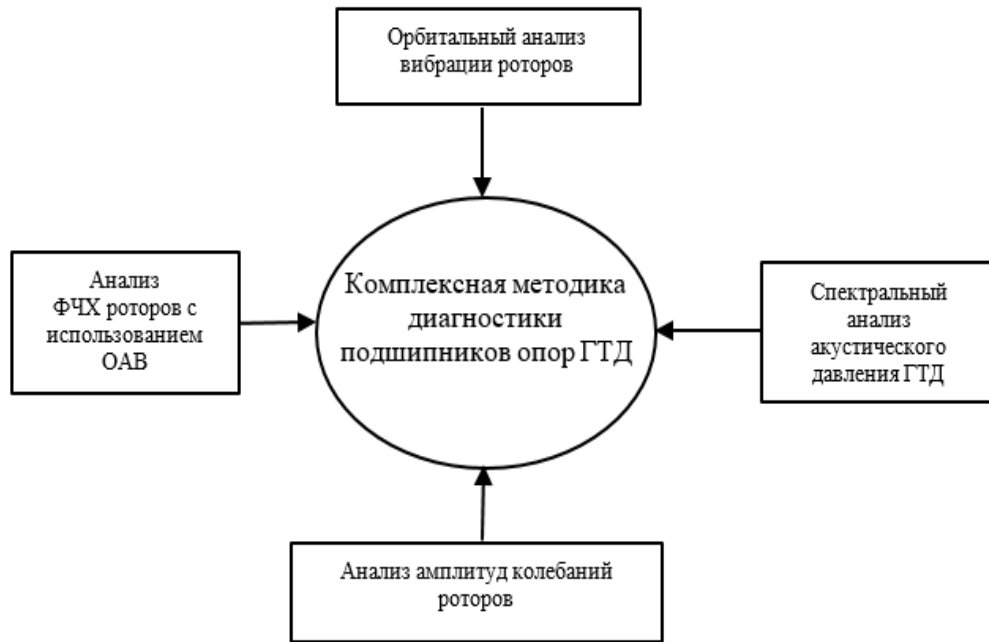


Рисунок 3.21- Структурная схема комплексной методики виброакустической диагностики технического состояния подшипниковых опор ГТД

Структура включает в себя выше разработанные методы диагностирования, основанные на анализе формы и положения орбит вибрации роторов, выявления высокочастотных колебательных процессов в спектре акустического давления, анализе дисперсии амплитуд роторных гармоник и анализа изменения фазы колебаний роторов. Применение различных методов позволяет повысить достоверность диагностирования подшипниковых опор ГТД и выявлять повреждения на различных стадиях вне зависимости от их проявления и протекания деградационных процессов [63].

3.5.2 Создание алгоритмов функционирования комплексной методики виброакустической диагностики технического состояния подшипниковых опор ГТД

С целью обеспечения работоспособности комплексной методики виброакустической диагностики подшипниковых опор были разработаны алгоритмы ее функционирования (рисунок 3.22), включающие определенную последовательность действий с использованием методов отображенных на структурной схеме (рисунок 3.21) комплексной методики.

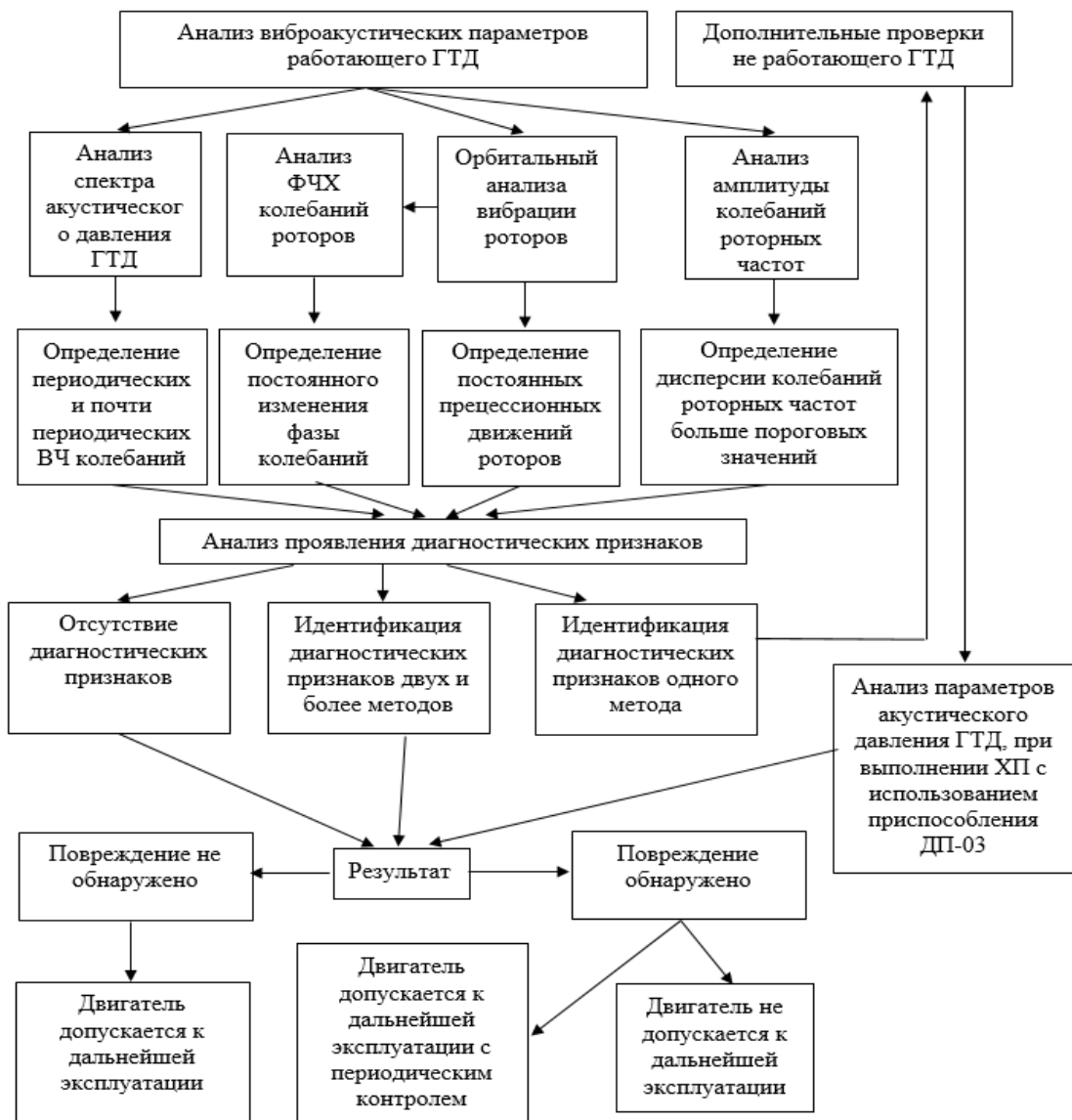


Рисунок 3.22 - Функциональная схема комплексной методики виброакустической диагностики подшипниковых опор ГТД

Алгоритм функционирования комплексной методики реализуется поэтапно. На первом этапе выполняется одновременный поиск диагностических признаков работающего ГТД, в процессе которого выполняется:

- Идентификация ВЧ колебаний в спектре акустического давления, с использованием установленного на корпус ГТД технического микрофона, в результате чего полученные данные сравнивают с пороговыми значениями;
- Анализ прецессионных движений роторов, в результате взаимодействия с повреждениями деталей подшипниковой опоры, с путем определения и сравнения со значениями матрицы состояния, форм и положения орбит, при этом, для срабатывания необходимо выполнение условия наличия прецессии роторов на всех режимах работы ГТД;
- Определение фаз колебаний роторов с помощью измерения азимутального положения их орбит вибрации, в процессе которого выполняется поиск постоянного изменения фазы колебаний в результате прецессионных движений на всех режимах работы ГТД;
- Анализ колебательных процессов роторов, в результате взаимодействия с повреждениями, оценивающийся с помощью анализа дисперсии амплитуд роторных частот, в результате чего выполняется поиск колебаний амплитуд, выше определенных пороговых значений.

На втором этапе выполняется анализ выявленных диагностических признаков (срабатывание метода диагностирования).

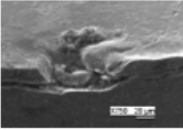
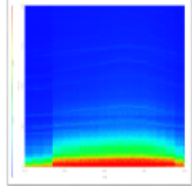
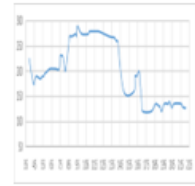

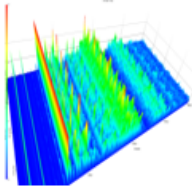
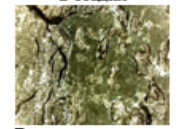
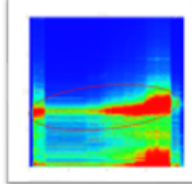

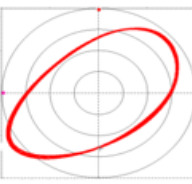
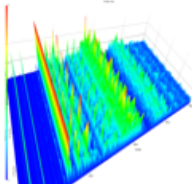

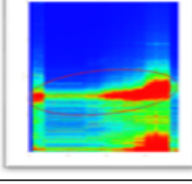
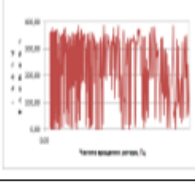
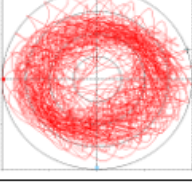
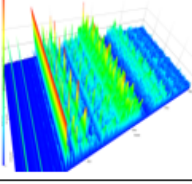

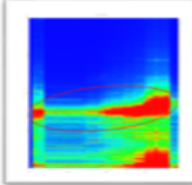
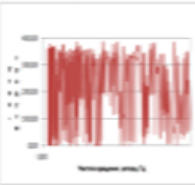
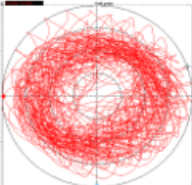
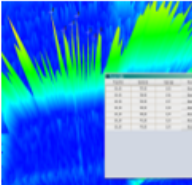
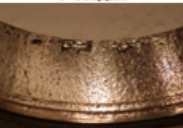
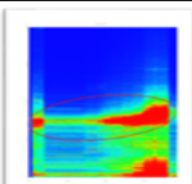
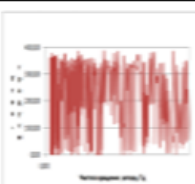
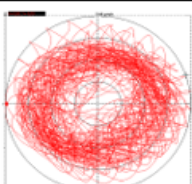
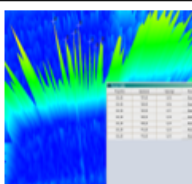
- В результате отсутствия признаков неисправности подшипниковых опор двигатель допускается к дальнейшей эксплуатации.
- При выявлении диагностических признаков, не превышающих пороговые значения двигатель, допускается к дальнейшей эксплуатации с периодическим контролем.
- При выявлении диагностических признаков одного метода выполняется дополнительная проверка неработающего двигателя с помощью технического микрофона и диагностического приспособления ДП-03 в процессе холодной прокрутки роторов ГТД. В результате обнаружения диагностических признаков,

выше пороговых значений, диагноз подтверждается и двигатель отстраняется от эксплуатации. При отсутствии диагностических признаков при дополнительной проверке двигатель допускается к дальнейшей эксплуатации с периодическим контролем.

- Выявление двух и более диагностических признаков свидетельствует о повреждении подшипниковой опоры, в результате чего двигатель отстраняется от эксплуатации.

В таблице 4 представлены стадии повреждения подшипниковой опоры и примеры отображения используемых методов диагностики на каждой из них.

Таблица 4- Отображения результатов показаний методов диагностики на различных стадиях повреждений подшипниковых опор

Стадии повреждения подшипниковой опоры ГТД	Анализ спектра акустического давления ГТД	Анализ ФЧХ колебаний роторов	Орбитальный анализ вибрации роторов	Анализ амплитуды колебаний роторных частот
<p>1 стадия</p>  <p>Появление подповерхностных трещин</p>				
<p>2 стадия</p>  <p>Выход трещины на поверхность</p>				
<p>3 стадия</p>  <p>Образование раковин</p>				
<p>4 стадия</p>  <p>Объединение раковин</p>				
<p>5 стадия</p>  <p>Поражение раковинами всей поверхности</p>				

В результате проведенных исследований, описанных в 2 главе, были сформированы стадии повреждения и диагностическая модель неисправности подшипниковых опор ГТД (рисунок 2.18). Из анализа отображения результатов использования методов диагностики следует.

- На первой стадии, в результате которой возникают подповерхностные трещины, повреждения не выявляются предлагаемыми методами комплексной системы диагностики, в связи с их небольшими размерами.

- На второй стадии, в результате которой происходит выход трещин на поверхность, повреждения определяются методом анализа спектра акустического давления ГТД путем выявления диагностических признаков в виде почти периодических колебаний в диапазоне выше 100 кГц.

- На третьей стадии, в результате которой возникает образование раковин, повреждения определяются методом анализа спектра акустического давления ГТД в виде почти периодических колебаний в диапазоне более 20-25 кГц, анализом фазочастотной характеристики колебаний в виде постоянного изменения фазы колебаний и орбитальным анализом вибрации роторов в виде прямой не синхронной прецессии.

- На четвертой стадии, в результате которой возникает объединение раковин повреждения определяются методом анализа спектра акустического давления ГТД в виде почти периодических колебаний в диапазоне более 10 кГц, анализом фазочастотной характеристики колебаний в виде постоянного изменения фазы колебаний, орбитальным анализом вибрации роторов в виде прямой не синхронной прецессии и анализом амплитуды колебаний роторных частот в виде увеличения дисперсии.

- На пятой стадии, в результате которой возникает объединение раковин повреждения определяются методом анализа спектра акустического давления ГТД в виде почти периодических колебаний в диапазоне менее 10-15 кГц, анализом фазочастотной характеристики колебаний в виде постоянного изменения фазы колебаний, орбитальным анализом вибрации роторов в виде прямой не синхронной прецессии и анализом амплитуды колебаний роторных

частот в виде увеличения дисперсии. На данной стадии начинают быть информативными ранее существующие методы диагностики и контроля.

В результате проведенных работ была разработана комплексная методика виброакустической диагностики подшипниковых опор ГТД, обладающая высокой достоверностью в независимости от проявления диагностических признаков и интенсивности деградационных процессов и защитой от ложных срабатываний путем подтверждения диагноза несколькими различными методами диагностирования.

Выводы к главе 3.

В результате проведения математических и натурных исследований, на основе использования располагаемых исходных данных параметров вибрации роторных систем ГТД:

1. Разработан и верифицирован метод орбитального анализа вибрации роторов ГТД и алгоритмы диагностирования подшипниковых опор.
2. Разработана диагностическая матрица состояния роторных систем измеренной с помощью орбитального анализа вибрации.
3. Разработана и верифицирована методика определения фазы колебаний роторов измеренной с применением орбитального анализа вибрации.
4. Разработан и верифицирован метод диагностирования подшипниковых опор по изменениям фазы колебаний роторов ГТД.
5. Разработан и верифицирован метод диагностики подшипниковых опор ГТД по анализу амплитуды колебаний роторов.
6. Разработан и верифицирован методов диагностики подшипниковых опор по спектральному анализу акустического давления, работающего ГТД, измеренного техническим микрофоном.
7. Разработан алгоритмы, способ и приспособления виброакустической диагностики технического состояния подшипниковых опор в процессе выполнения холодной прокрутки роторов, по результатам измерения акустические давления в газовоздушном тракте.

8. Разработана комплексная методика и алгоритмы диагностирования подшипниковых опор ГТД, включающая разработанные методы.

9. Структура и алгоритмы применяемой комплексной методики гибко адаптируются под конкретную индивидуальную или групповую задачу в соответствии с возникающей необходимостью в достижении конкретных целей.

4 ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОМПЛЕКСНОЙ МЕТОДИКИ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

4.1 Использование комплексной методики для диагностики технического состояния межроторной подшипниковой опоры двигателя АЛ-31ФП

С целью апробации комплексной методики виброакустической диагностики и верификации разработанных методов был проведен натурный эксперимент, включающий монтаж в двигатель АЛ-31ФП межроторной подшипниковой опоры с повреждениями в виде усталостного выкрашивания. В процессе эксперимента на испытательном стенде была выполнена серия запусков. Работа двигателя осуществлялась во всем рабочем диапазоне частот.

Для достижения цели были определены задачи:

- установка в двигатель экспериментального подшипника;
- определение наиболее информационных режимов работы ГТД и разработка программы испытаний адаптированной для качественного использования методов вибродиагностики входящих в состав комплексной методики;
- конфигурирование программно-аппаратного комплекса для обеспечения использования определенных методов вибродиагностики;
- разработка алгоритма диагностирования согласно схеме (рисунок 3.22).

С целью проведения натурального эксперимента был выбран межроторный подшипник, имеющий усталостные повреждения наружного кольца и тел качения двигателя АЛ-31СТ, пришедшего в ремонт на завод-изготовитель в результате неисправности, не связанной с подшипниковой опорой (рисунок 4.1, 4.2). Подшипник в свободном состоянии имел повышенный, несимметричный люфт с максимальным значением около 150 микрометров. Зона повреждения на

беговой дорожке наружного кольца составляет сектор 120 градусов. Около 30% тел качения имели повреждения в виде усталостного выкрашивания. Внутренне кольцо не имело видимых повреждений.



Рисунок 4.1- Начальное состояние беговой дорожки экспериментального подшипника



Рисунок 4.2- Начальное состояние тел качения экспериментального подшипника

В процессе эксперимента, двигатель АЛ-31ФП с неисправным подшипником межроторной опоры был установлен на испытательный стенд Т-3

«Лыткаринского машиностроительного завода», а затем выполнены пять холодных прокруток и три запуска.

После запуска двигателя с поврежденным МРП, его виброактивность находилась на низком уровне. В процессе проведения третьего запуска начался рост интегральной вибрации двигателя, виброскорость измеряемая штатными датчиками МВ-27 в диапазоне (20 – 250 Гц) возросла до 60 мм/с, а затем 90 мм/с. Время работы двигателя после постепенного увеличения амплитуды вибрации до достижения значений виброскорости, превышающей допустимое ограничение (50 мм/с), составило около 17 минут. Нарботка двигателя с поврежденной подшипниковой опорой составила 31 минуту 30 секунд.

При разборке и дефектации двигателя после его демонтажа с испытательного стенда были зафиксированы следующие повреждения:

- лабиринтные уплотнения турбин имеют врезания в полки уплотнений (выполненных из мельхиора) глубиной около 0,5 мм. В процессе взаимных перемещений роторов в направлении по оси двигателя лабиринтами были срезаны выступающие поверхности полок между врезами лабиринтных уплотнений (рисунок 4.3);



Рисунок 4.3- Состояние лабиринтных уплотнений турбин

- беговая дорожка наружного кольца подшипника (ротор ТВД), имевшая перед началом испытаний осповидные раковины в секторе около 120 градусов, в результате испытаний получила дальнейшее их развитие с различной интенсивностью захватившее практически всю ее поверхность (рисунок 4.4);



Рисунок 4.4 - Состояние беговой дорожки наружного кольца экспериментального подшипника

- беговая дорожка внутреннего кольца имеет точечные раковины, рассредоточенные с одинаковой плотностью по всей поверхности, направляющие буртики имеют износ и небольшие заусеницы, обусловленные воздействием торцевой поверхности роликов при угловых отклонениях от прямолинейного направления движения (рисунок 4.5);



Рисунок 4.5 - Состояние беговой дорожки внутреннего кольца экспериментального подшипника

- тела качения получили блестящую наружную поверхность, у всех роликов бочкообразную поверхность в плане, с разностью между максимальным и минимальным (у торцевой части) диаметрами роликов 0,1 - 0,2 мм, уменьшение диаметра роликов в результате износа (несколько роликов имеют изменение круглого сечения на появляющиеся три перехода от круглой к выделению граней углов). Ролики имеют осповидные повреждения, оценка изменение их количества носит субъективный характер и может быть определена в увеличении приблизительно на 30%. Наибольшее количество повреждений получили ролики, имевшие несколько меньший диаметр (свободно проходившие через окна сепаратора при сборке двигателя) (рисунок 4.6);



Рисунок 4.6 - Состояние тел качения внутреннего кольца экспериментального подшипника

- сепаратор, на 80% окружности, имеет следы интенсивной выработки по рабочим поверхностям скольжения по наружному кольцу. Окна сепаратора имеют заусеницы, препятствующие свободному перемещению части роликов. Следы более интенсивной приработки в углах окна в сравнении с центральной частью свидетельствуют об имевшем место рыскании ролика по курсу его движения. На внутреннем диаметре сепаратора имеются следы взаимодействия поверхностей сепаратора и внутреннего кольца, что свидетельствует о развитом характере колебаний в процессе проведения испытаний.

В процессе работы двигателя производилась запись его вибрации и акустического давления, в исследуемом сечении межроторного подшипника, способами необходимыми для использования комплексной методики. В результате производился анализ использования каждого из методов комплексной методики.

В соответствии с функциональной схемой комплексной методики виброакустической диагностики (рисунок 3.22), первоначально использовались результаты анализа спектра акустического давления, орбитального анализа вибрации и анализа амплитуды колебаний роторов.

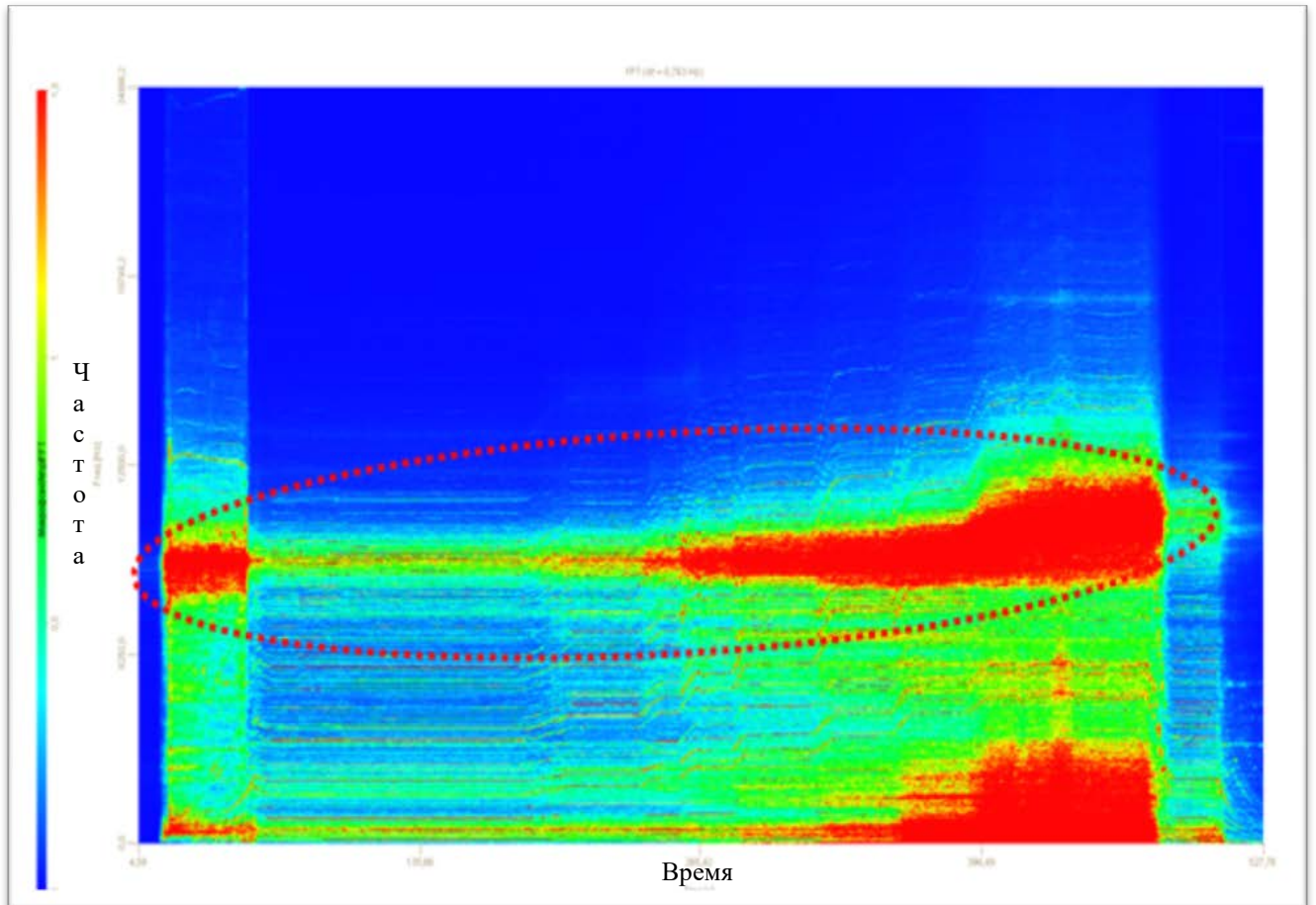


Рисунок 4.7 - Спектрограмма акустического давления работающего ГТД с поврежденной межроторной подшипниковой опорой

На рисунке 4.7 представлена спектрограмма акустического давления всего запуска. В результате спектрального анализа выявлены почти периодические высокочастотные колебания (8-12 кГц) на всех режимах работы ГТД (выделены пунктиром).

При сравнении эталонной спектрограммы ГТД с бездефектной подшипниковой опорой, на которой отсутствует выделяемая зона высокочастотных вибраций и спектрограммы с имеющейся зоной высокочастотных вибраций можно сделать вывод о том, что вышеописанные высокочастотные колебания в результате

взаимодействия деталей с повреждениями устойчиво проявляются на всех режимах работы. Это указывает на работоспособность предложенных алгоритмов диагностирования подшипниковых опор по спектральному анализу акустического давления [64,65,73,74].

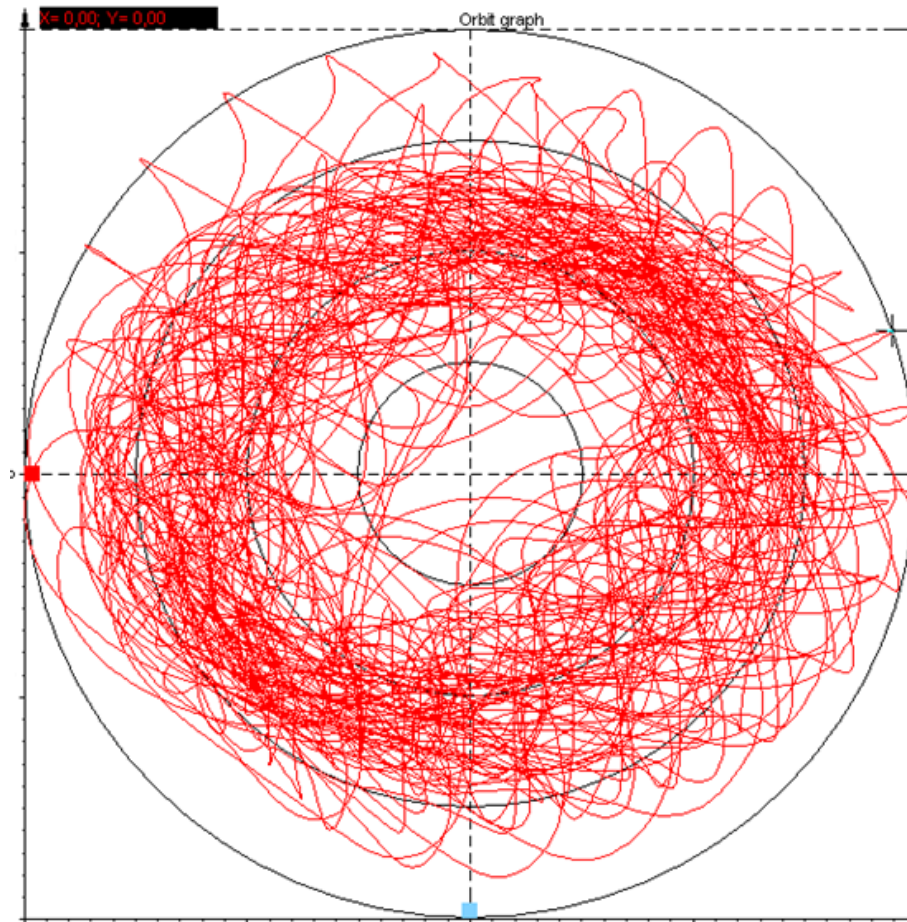


Рисунок 4.8 -Орбита вибрации ротора высокого давления ГТД с поврежденной межроторной подшипниковой опорой на режиме МГ

В результате орбитального анализа вибрации роторов идентифицируется прямая не синхронная прецессия роторов в процессе взаимодействия с повреждениями деталей подшипника на всех режимах работы (рисунок 4.8). Для примера на рисунке приведена орбита вибрации РВД на режиме МГ, накопленная за 250 мс. Данный факт говорит о подтверждении работоспособности описанного метода диагностики подшипниковых опор.

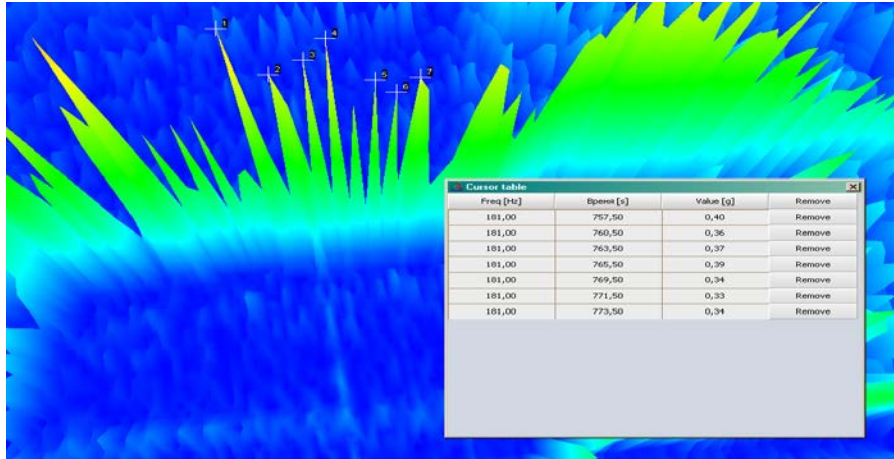


Рисунок 4.9 - Трехмерная спектрограмма вибрации на роторной частоте, двигателя с установленной поврежденной межроторной подшипниковой опорой

В результате анализа спектра вибрации на роторной частоте выявлены колебания амплитуды первой гармоники ротора высокого давления ГТД в сечении турбины, удовлетворяющие требованиям чувствительности к диагностическим признакам, что подтверждает работоспособность метода диагностики (рисунок 4.9).

После проведения анализа вышеуказанными методами, проведен анализ ФЧХ, в рабочем диапазоне частот, авиационного газотурбинного двигателя, с установленной поврежденной подшипниковой межроторной опорой, построенной с использованием метода орбитального анализа вибрации.

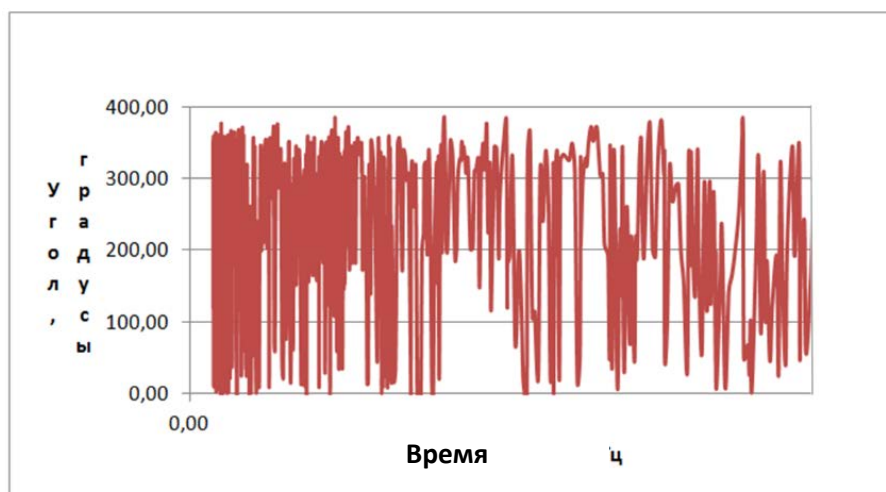


Рисунок 4.10 - Фаза колебаний ротора высокого давления ГТД на режиме 75%с поврежденной подшипниковой опорой

В результате анализа выявлено постоянное смещение фазы колебаний роторов на всех частотах вращения. Для большей наглядности на рисунке 4.10 показано смещение фазы колебаний ротора высокого давления ГТД за 100 миллисекунд на режиме 75%.

В процессе верификации метода диагностики подшипниковых опор по фазе колебаний роторов подтверждена его работоспособность, при диагностировании технического состояния подшипниковых опор ГТД.

В результате было определено, что подшипник опоры находился на 4 стадии повреждения с последующим переходом в пятую, что подтверждается анализом повреждений МРП.

4.2 Использование комплексной методики виброакустической диагностики для определения динамических характеристик ротора ТРДД на вакуумном разгонно-балансировочном стенде HL-4 Schenck

В процессе данных работ было проведено натурное исследование характеристик ротора ТРДД на вакуумном разгонно-балансировочном стенде HL-4 Schenck. С этой целью, в кессон стенда был установлен ротор высокого давления двигателя АЛ-31ФП (рисунок 4.11). В процессе разработки установки для высокочастотных исследований, были симитированы жесткостные характеристики закрепления ротора, приближенные к условиям двигателя [4,36,72].

В процессе выполнения запусков и раскрутки до максимальных рабочих оборотов (13200 об/мин), с целью проведения измерений в двух различных поперечных сечениях устанавливались проксиметры и в сечениях подшипниковых опор, две пары датчиков вибрации под углом 90°. В процессе испытаний было выполнено построение ФЧХ во всем рабочем диапазоне частот вращения ротора стандартным методом, с использованием двух взаимно ортогонально установленных в поперечных сечениях компрессора и турбины проксиметров (датчиков относительного перемещения) и датчиком положения вала в сечении подшипниковых опор (рисунок 4.12 и 4.14). Параллельно, была

построена фазочастотная характеристика с использованием орбитального анализа вибрации (ОАВ) по информации полученной от датчиков вибрации (рисунок 4.13). Далее, они сравнивались между собой.

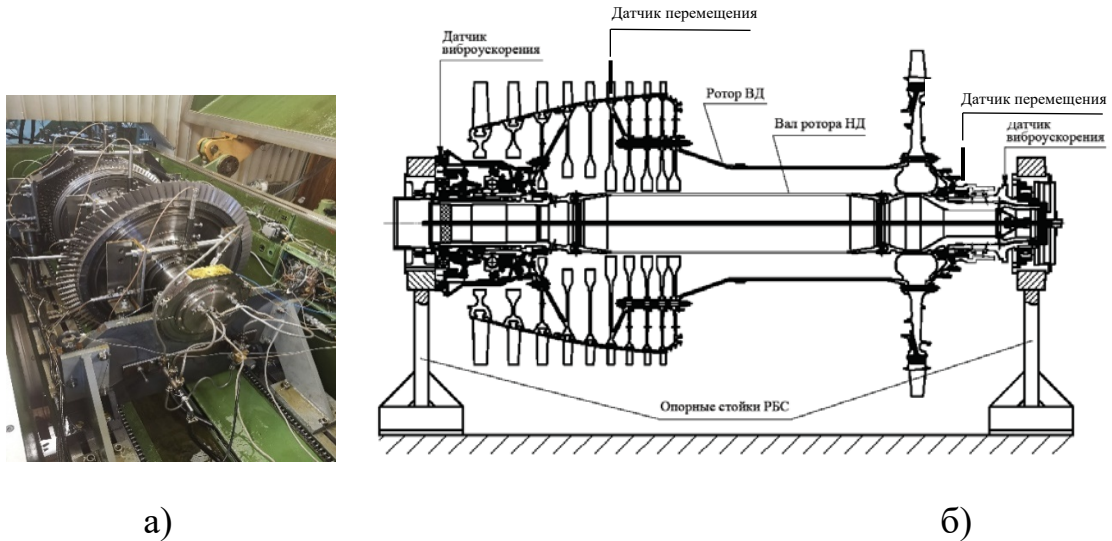


Рисунок 4.11 –Установка для высокочастотных исследований

а)- Изображение установки б)- Схема установки

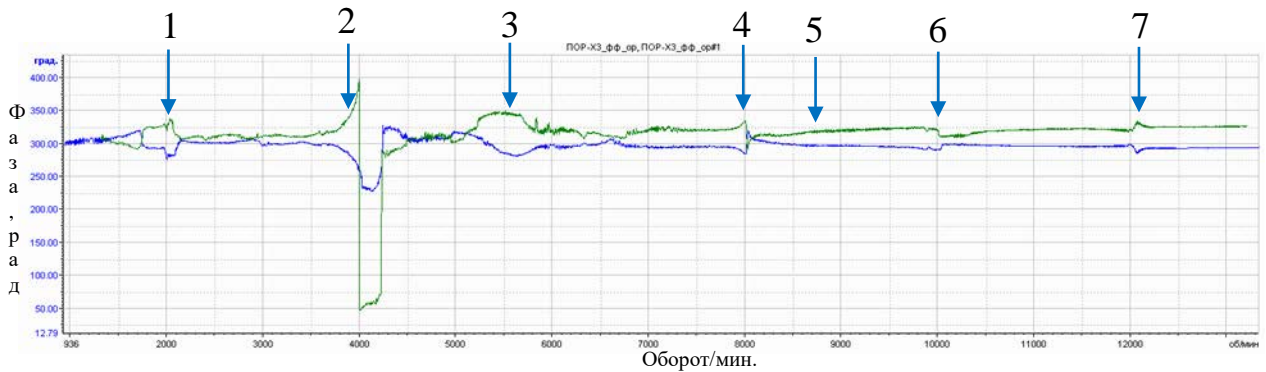


Рисунок 4.12 – Фазочастотная характеристика, построенная по сигналам датчиков перемещения (проксиметров) в сечении 7 ступени компрессора

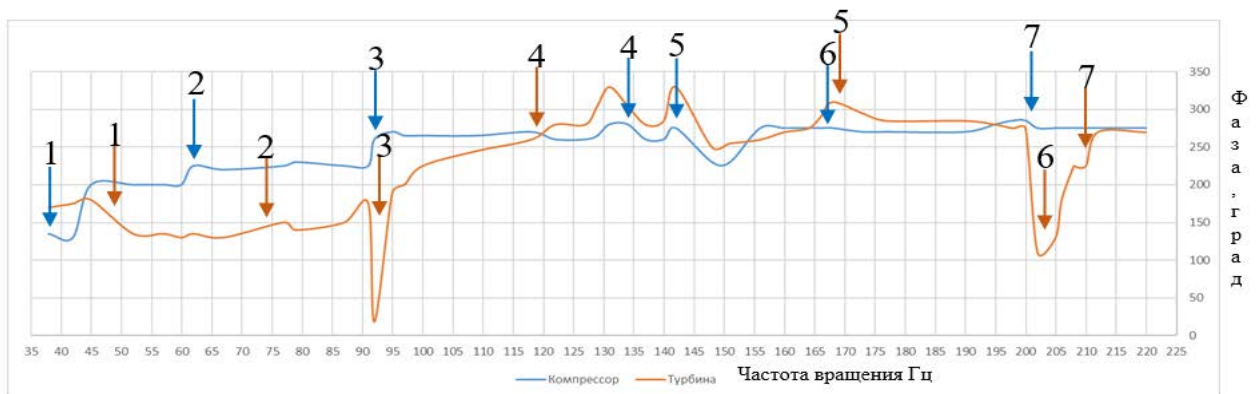


Рисунок 4.13 - Фазочастотная характеристика, построенная с помощью орбитального анализа вибрации в сечении опор компрессора и турбины

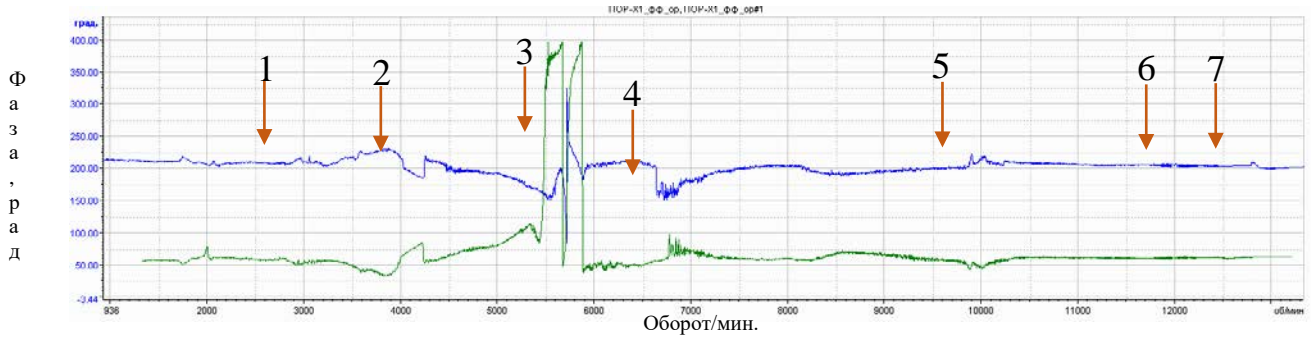


Рисунок 4.14-Фазочастотная характеристика, построенная по сигналам датчиков перемещения (проксиметров) в сечении турбины

Таблица 5- Сравнение ФЧХ с использованием датчиков перемещения и ОАВ

Сечение и метод измерения	Отметка № 1	Отметка № 2	Отметка № 3	Отметка № 4	Отметка № 5	Отметка № 6	Отметка № 7
7 ст. компрессора (проксиметр)	34 Гц /340° откл. 35°	63Гц /350° откл. 100°	92Гц /350° откл. 30°	133Гц /330° откл. 10°	-----	166Гц /330° откл. 10°	202Гц /330° откл. 10°
Опора компрессора (ОАВ)	35Гц /140° откл. не измер.	63Гц /220° откл. 25°	92Гц /270° откл. 50°	132Гц /270° откл. 20°	143Гц /275° откл. 15°	-----	200Гц /280° откл. 10°
Турбина (проксиметр)	45Гц /220° откл. 10°	71Гц /180° откл. 40°	93Гц /75° откл. 135°	113Гц /160° откл. 40°	166Гц /225° откл. 25°	-----	213Гц /210° откл. 10°
Опора турбины (ОАВ)	47Гц /150° откл. 25°	73Гц /140° откл. 20°	93Гц /25° откл. 150°	119Гц /260° откл. 20°	167Гц /315° откл. 45°	203Гц /110° откл. 165°	213 Гц /250° откл. 50°

На рисунках 3.18, 3.19 и 3.20 представлены ФЧХ, измеренные с помощью различных методов. В таблице 5 приведены значения моментов изменений ФЧХ по частоте, изменению фазы с использованием датчиков перемещения, а также с использованием датчиков вибрации (орбитального анализа вибрации). Синими стрелками на рисунках показаны моменты изменения характеристик в сечении компрессора, оранжевыми моменты измерения в сечении турбины. Из анализа сравнения следует, что ФЧХ с использованием ОАВ обладает высокой сходимостью по частотам изменения фазы колебаний, в пределах погрешности

измерений. По величине фазы данные методы показали меньшую сходимость, не более 31%, и 12% по смещению фаз в процессе изменения (угл на который изменилась характеристика), отличающуюся в зависимости от частоты вращения. Данное явление можно объяснить установкой датчиков в сечениях, удаленных друг от друга. Фаза в сечении компрессора измерялась с использованием ОАВ непосредственно на корпусе опоры, а фаза перемещения в сечении 7 ступени, что имеет довольно большое удаление и может различаться по характеру колебаний в данных сечениях в виду конструктивных особенностей установки. Помимо всего, абсолютная вибрация, в обоих сечениях, измерялась после прохождения колебаний через демпферы подшипниковых опор, что дополнительно вносит погрешность измерения и может изменять характер взаимодействия (контакта) ротора со статором. При этом в сечении турбины помимо упруго-гидравлического демпфера был установлен технологический вал иммитирующий вал низкого давления и дополнительный подшипник, что тоже вносит дополнительные изменения в характер колебаний.

Сравнение полученных характеристик позволяет сделать вывод о качественной сходимости полученных результатов, что в большинстве случаев является достаточным основанием для проведения диагностики. При этом фазовочастотная характеристика, с применением орбитального анализа вибрации, в процессе натурного эксперимента показала высокую чувствительность к вводимым дефектам затяжки резьбовых соединений. Необходимо отметить, что получение ФЧХ с применением орбитального анализа вибрации, в отличие от классического способа, производилось вручную, в результате чего полученные кривые были несколько сглажены в процессе их аппроксимации.

В процессе проведения первого этапа данных работ произошло ослабление резьбового соединения опор установки с элементами конструкции кассона, что привело к повреждению роторов в результате их осевого смещения.

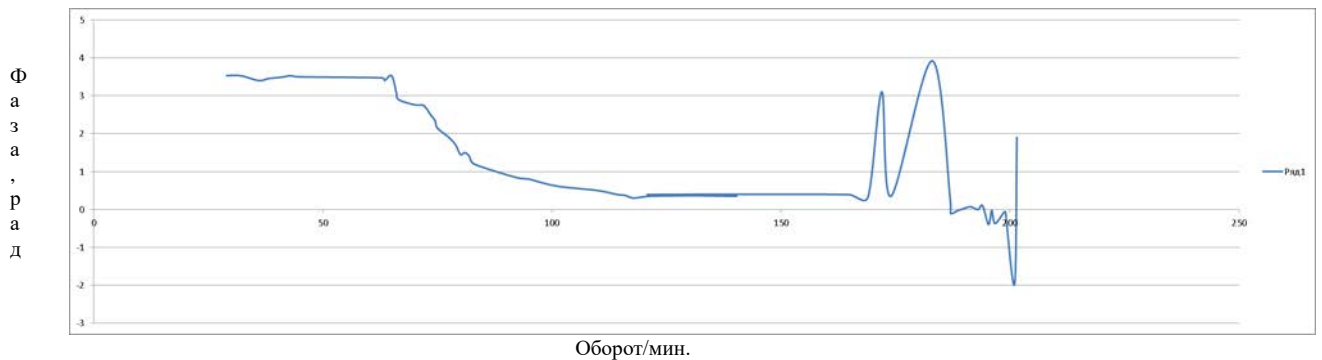


Рисунок 4.15 – Фазочастотная характеристика, построенная с помощью орбитального анализа вибрации в сечении опор компрессора перед повреждением установки

Из-за отсутствия аппаратуры, необходимой для выполнения «классических» ФЧХ и орбитального анализа были применены разработанные методы орбитального анализа вибрации и построены ФЧХ. В результате их анализа была установлена причина выхода из строя установки высокочастотной балансировки ротора ТРДД, позднее подтвержденная методами инструментального контроля и дополнительными экспериментальными исследованиями частот и форм собственных колебаний установки.

На рисунке 4.15 показана фазочастотная характеристика, построенная с помощью орбитального анализа вибрации в сечении опор компрессора перед повреждением установки. В результате анализа записей предыдущих запусков наблюдалось смещение некоторых резонансных частот установки и появление дополнительных, что указывает на протекание процесса ослабления по времени. Из анализа ФЧХ крайнего запуска наблюдается резкое изменение фазы колебаний на резонансной частоте опор и критической частоте одной из дисков компрессора в районе 160-180 Гц, после чего из-за значительного ослабления соединения опор наступил резонанс в районе 200 Гц. А затем, несколько выше 200 Гц наступила «интенсивная» прецессия ротора в результате взаимодействия ротора с опорой.

Вывод проведенного анализа подтвердил предполагаемый сценарий событий по которому, из-за ослабления болтов крепления, опора стенда и закрепленная на ней опора турбины сместились в сторону противоположную компрессору. Это

повлекло осевое смещение наружного кольца подшипника опоры ротора относительно вала и установленного на нем внутреннего кольца подшипника, с выходом тел качения и сепаратора из наружного кольца. Таким образом, подшипник опоры турбины ротора перестал функционировать.

4.3 Диагностика и определение причин выходов из строя подшипниковой опоры ВСУ-117

В процессе разработки и испытаний агрегата ВСУ-117 были отмечены случаи повреждения деталей подшипника III опоры ротора свободной турбины, сопровождающиеся наличием металлической стружки на фильтре системы смазки.

При работе на испытательном стенде агрегата были отмечены случаи увеличения СКЗ виброскорости до 16 мм/с при переходе на режим электрической мощности генератора 30 кВт с дальнейшим снижением до прежнего уровня (8 мм/с) при увеличении электрической мощности генератора до 40 кВт. При этом частота вращения ротора свободной турбины (СТ) с ростом загрузки снижается с 933 Гц до 914 Гц.

При осмотре деталей подшипника III опоры свободной турбины обнаружены повреждения (предположительно питтинг) на максимальном радиусе торцевой поверхности роликов шириной около 2 мм (рисунок 4.16). Наружная поверхность ролика и взаимодействующие с ней при работе поверхности беговых дорожек колец имеют следы проскальзывания. Фаски роликов имеют следы контакта с поверхностью направляющих буртов. Ответные, аналогичные повреждения наблюдаются на минимальном радиусе торцевой поверхности направляющего буртика наружного кольца (рисунок 4.17). Сепаратор подшипника имеет износ, характерный для угловых перемещений ролика по вертикальной и направленной вдоль направления движения ролика осям (по крену и по курсу) (рисунок 4.18). Поврежденный подшипник имеет существенный угловой люфт.



Рисунок 4.16- Ролик подшипника III опоры

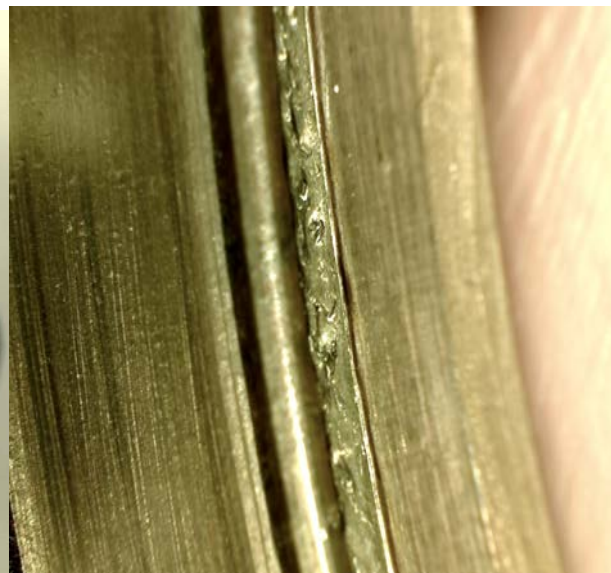


Рисунок 4.17- Бурт наружного кольца подшипника III опоры с увеличением в 50 раз

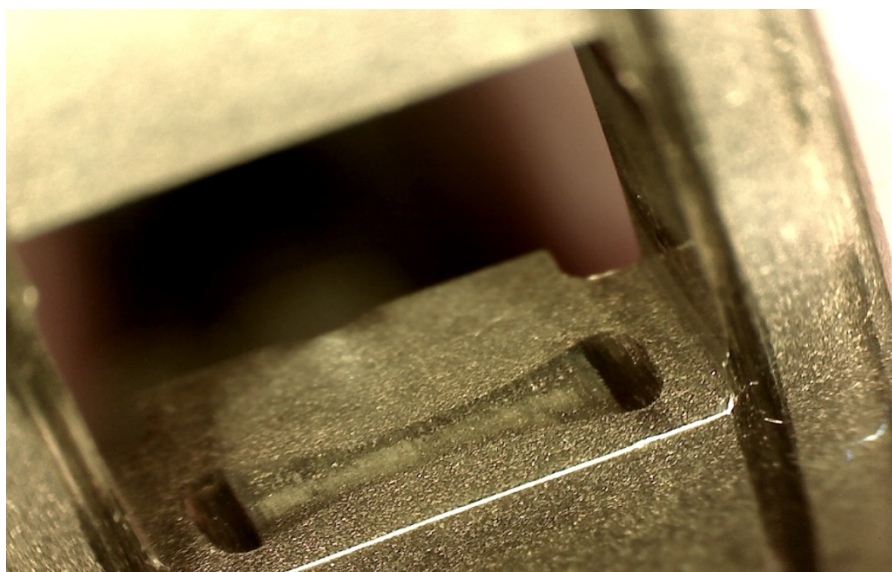


Рисунок 4.18- Сепаратор подшипника III опоры

Для определения причин повышенного износа был проведен орбитальный анализ вибрации ВСУ-117 на испытательных стендах ОАО «Красный Октябрь». На рисунках 4.19, 4.20 представлены орбиты вибрации ротора свободной турбины (СТ) без загрузки электрогенератора и при загрузке электрогенератора 40 кВт, накопленные за 250 миллисекунд.

гармоник роторной частоты привода генератора и частот ротора СТ, модулированных ротором привода генератора ($N_{ст}+N_{рг}$ и $N_{ст}-N_{рг}$, обозначены пунктиром на рисунке 4.21).

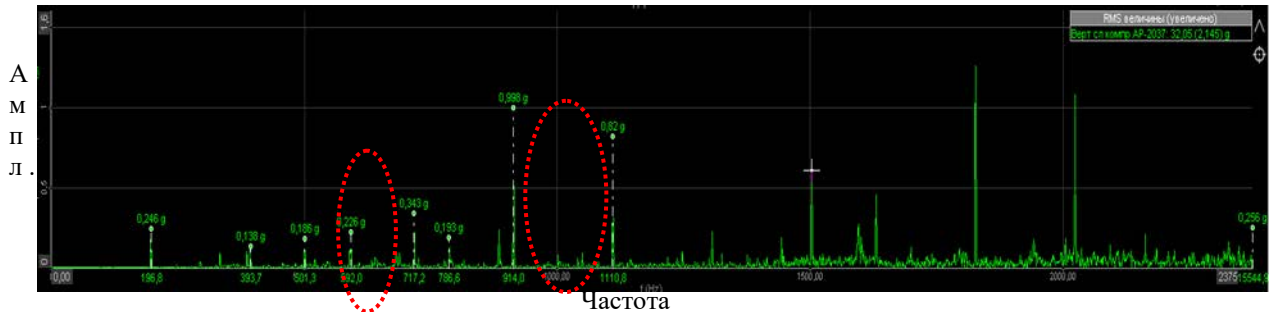


Рисунок 4.21- Частоты редуктора СТ в процессе работы ВСУ-117

Данная собственная частота коррелируется с измеренными СЧ на балансировочном стенде. Т. е. происходит возникновение резонанса (возбуждения собственной частоты суммарными колебаниям ротора СТ и привода электрогенератора) ротора СТ.

На рисунке 4.22 черной линией показано недеформированное положение оси ротора, красными пунктирными линиями обозначены плоскости подшипников III и IV опор.

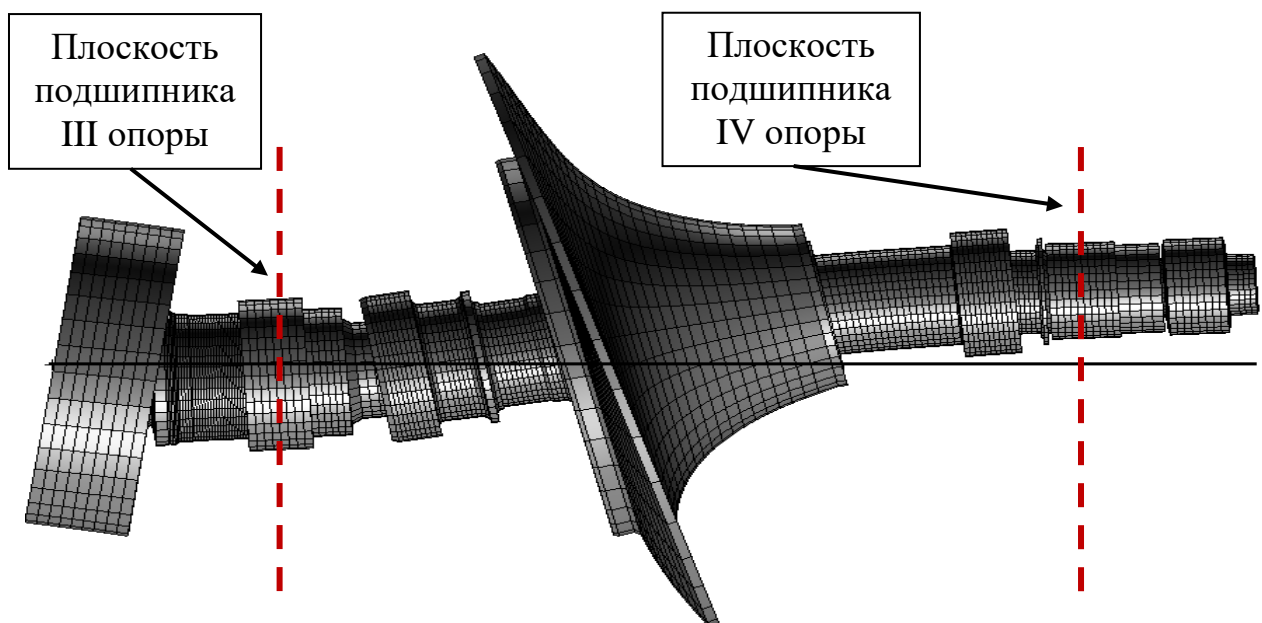


Рисунок 4.22- Форма колебаний ротора СТ на собственной частоте (65046 об/мин)

Наибольшие перемещения возникают со стороны IV опоры, при этом в сечении III опоры наблюдается колебания, вызывающие угловые перемещения и перекос подшипниковой опоры.

В результате спектрального анализа колебаний ротора СТ в сечении служебного компрессора с увеличением загрузки электрогенератора данный перекос подтверждается увеличением амплитуды третьей гармоники роторной частоты.

Увеличение амплитуды на частоте возбуждения (предположительно собственной частоты) возникает только при загрузке электрогенератора, что связано с увеличением амплитуды частоты зубчатого зацепления и вала привода электрогенератора.

Нахождение резонансной частоты в диапазоне частот вращения роторов может создавать дополнительное, нерасчетное нагружение подшипниковых опор, что может приводить к их досрочному выходу из строя.

Таким образом, в результате проведенного исследования была определена причина повреждения подшипниковой опоры и даны рекомендации по доработке конструкции ВСУ (изменению жесткости демпферов опор), подтверждено наличие и определен механизм возникновения резонансных колебаний.

В процессе исследования агрегата с внедренными мероприятиями по изменению жесткости упруго-демпферных опор ротора СТ и проведении орбитального анализа вибрации, на всех режимах работы ВСУ «раскачивания ротора СТ не выявлено», что подтверждает их эффективность (рисунок 4.23, 4.24).

При проведении спектрального анализа вибрации, значительного увеличения колебаний модуляционной частоты генератора $N_{ст}+N_{рг}$ (при котором ее амплитуда выше амплитуды первой роторной гармоники) также не выявлено.

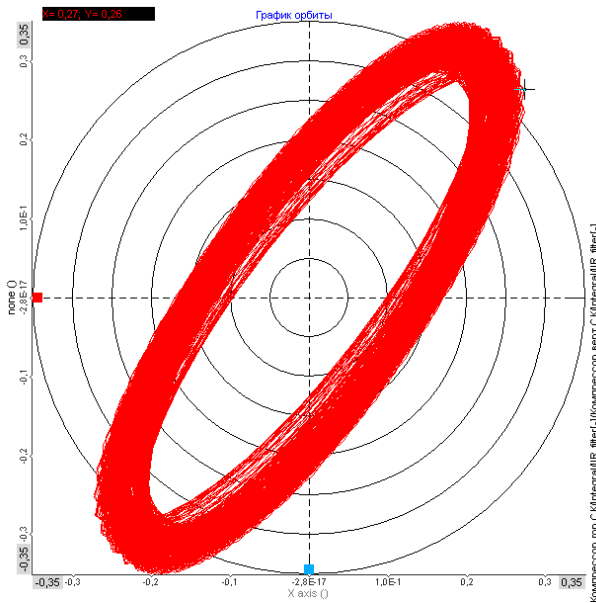


Рисунок 4.23- Орбита вибрации ВСУ-117 без загрузки электрогенератора за 500 мс

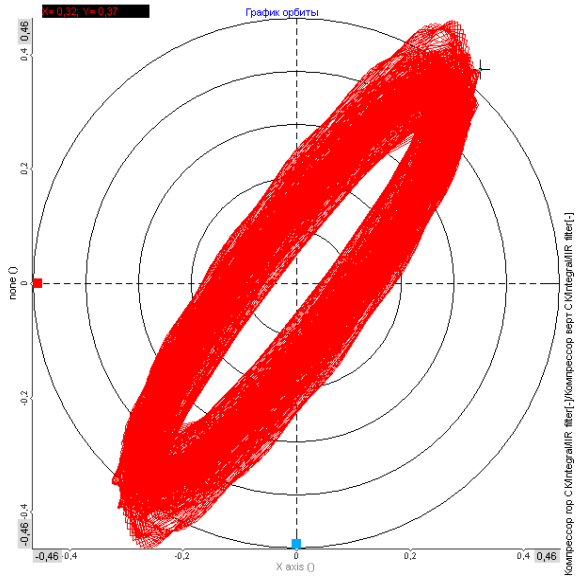


Рисунок 4.24- Орбита вибрации ВСУ-117с загрузкой электрогенератора в 40 кВт за 500 мс

В результате анализа внедренных мероприятий можно сделать вывод о том, что изменение жесткости упруго-демпферных опор привело к отстройке критической частоты от зоны ее возбуждения частотной модуляцией узла электрогенератора. Проведение диагностических процедур с использованием разработанной методики позволило обосновать необходимость проведения дополнительных расчетных исследований, подтвердить наличие и определить механизм возникновения резонансных колебаний, в результате чего были внесены конструктивные изменения, что позволило решить проблему выхода из строя подшипниковой опоры агрегата.

4.4 Реализация элементов комплексной методики в модуле контроля и диагностирования роторных систем, интегрированного в ИДС «АРМ ДК-30(СД) серии М» двигателей АЛ-31ФП и АЛ-41Ф-1С

С целью автоматизации и упрощения проведения диагностики подшипниковых опор авиационных ГТД в эксплуатирующих организациях и осуществления,

контроля качества изготовления и сборки роторных систем на предприятии изготовителе, разработан модуль контроля и диагностирования роторных систем, который был интегрирован в состав серийного ИДС «АРМ ДК-30(СД) серии М» используемый на двигателях АЛ-31ФП и АЛ-41Ф-1С и др. Автор принимал непосредственное участие в создании данного модуля в части разработки технического задания, принципиальной, структурной, функциональной схем, алгоритмов контроля и диагностики технического состояния ГТД. В состав данного модуля вошли алгоритмы, разработанные в процессе создания комплексной методики диагностики технического состояния подшипниковых опор ГТД.

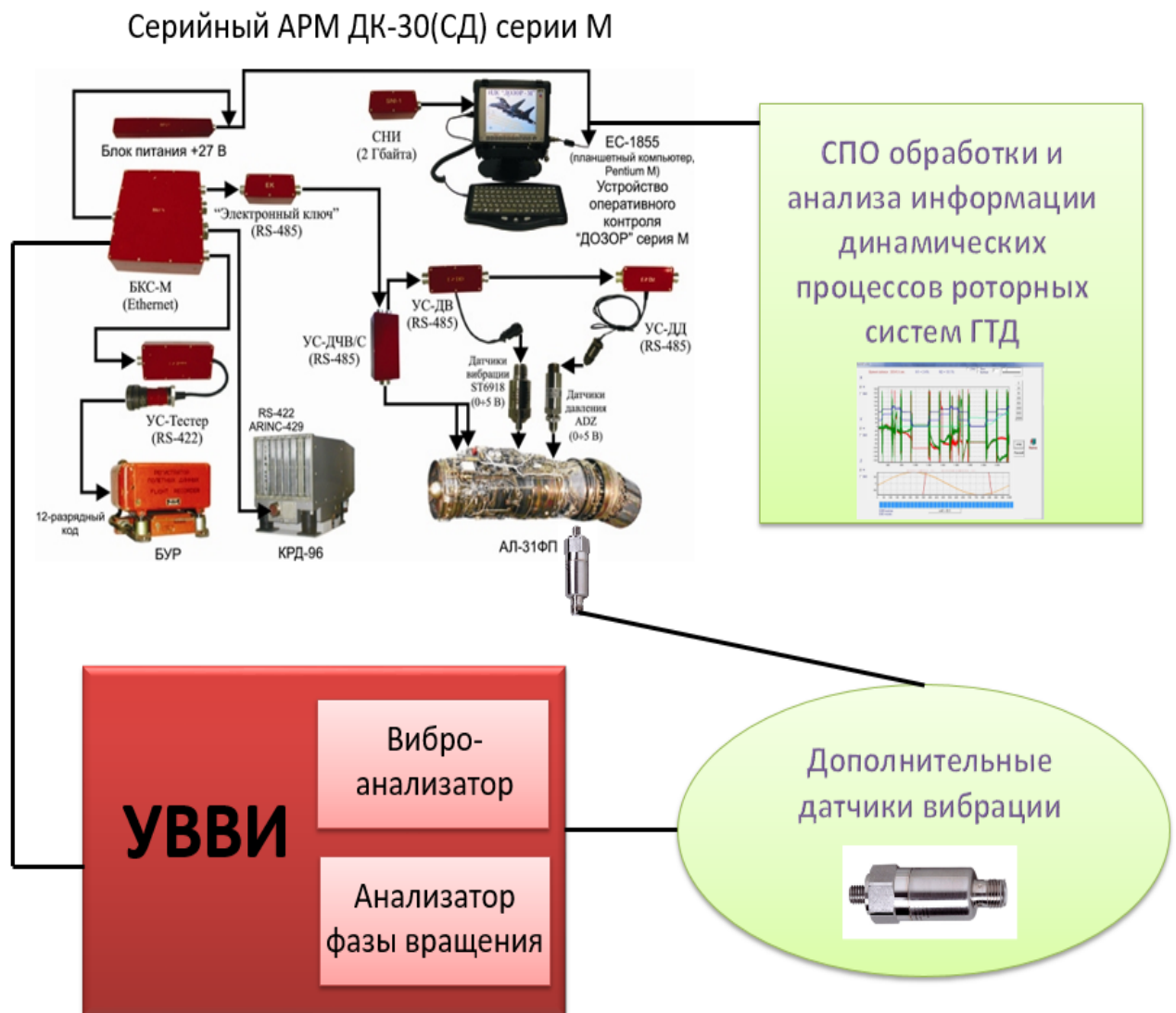


Рисунок 4.25- Принципиальная схема модуля контроля и диагностирования роторных систем двигателя АЛ-31ФП

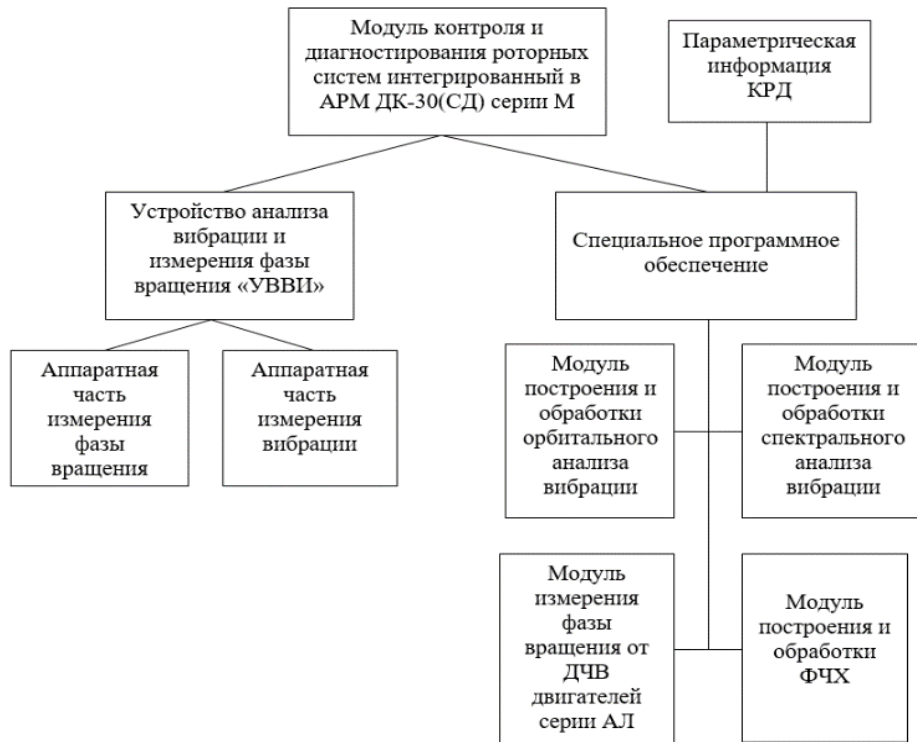


Рисунок 4.26- Структурная схема модуля контроля и диагностирования роторных систем

На рисунке 4.25 представлена принципиальная схема модуля контроля и диагностирования роторных систем, состоящая из схемы серийного ИДС «АРМ ДК-30(СД) серии М» предшествующей комплектации, в которой к блоку коммутации сигналов БКС-М подключается устройство ввода-вывода информации УВВИ, к которому в свою очередь подключаются датчики вибрации и датчики частоты вращения каждого из роторов.

В устройство оперативного контроля устанавливается специальное программное обеспечение обработки и анализа информации динамических процессов роторных систем, которое осуществляет функции вычисления, формирования необходимых данных и их анализа. Датчики вибрации, подключаемые к УВВИ, устанавливаются на двигатель взаимно ортогонально в поперечном сечении промежуточного корпуса с целью диагностики подшипниковых опор ГТД в эксплуатационном варианте. Чувствительность разработанных методов позволяет выполнять диагностику подшипниковых опор с

использованием сбора информации в одном сечении, которое выбрано из условий доступности подключения датчиков к ГТД на летательном аппарате.



Рисунок 4.27- Функциональная схема модуля контроля и диагностирования роторных систем

На рисунке 4.26 представлена структурная схема модуля контроля и диагностирования роторных систем, из которой следует, что УВВИ состоит из аппаратной части измерения вибрации и аппаратной части измерения фазы вращения. Для измерения фазы вращения роторов с требуемой точностью, к УВВИ через контрольный разъем подключаются датчики частоты вращения (ДЧВ-15 или ДЧВ-2500, в зависимости от двигателя).

Специальное программное обеспечение состоит из модуля построения и обработки орбитального анализа вибрации роторов, спектрального анализа вибрации, ФЧХ колебаний роторов и модуля измерения фазы вращения от ДЧВ двигателей АЛ-31ФП и АЛ-41Ф-1С. С целью вывода дополнительных параметров для более точного отображения процессов работы ГТД и их корреляции с динамическими процессами роторных систем в ходе диагностики подшипниковых опор, используется параметрическая информация из КРД двигателя.

На рисунке 4.27 представлена функциональная схема модуля контроля и диагностирования роторных систем, функциями которого являются проведение

орбитального анализа вибрации РНД и РВД (рисунок 4.28), построение фазочастотной характеристики колебаний РНД и РВД (рисунок 4.29), построение амплитудно-частотной характеристики колебаний РНД и РВД (рисунок 4.31), выполнение спектрального анализа вибрации ГТД (рисунок 4.30).

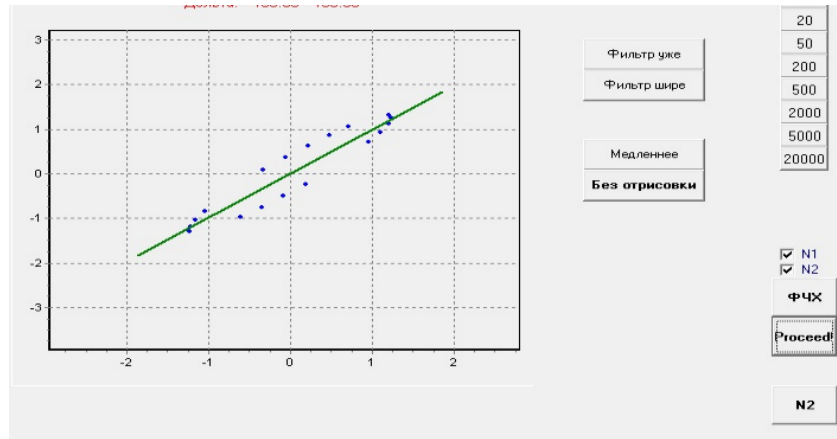


Рисунок 4.28 – Окно отображения орбитального анализа вибрации

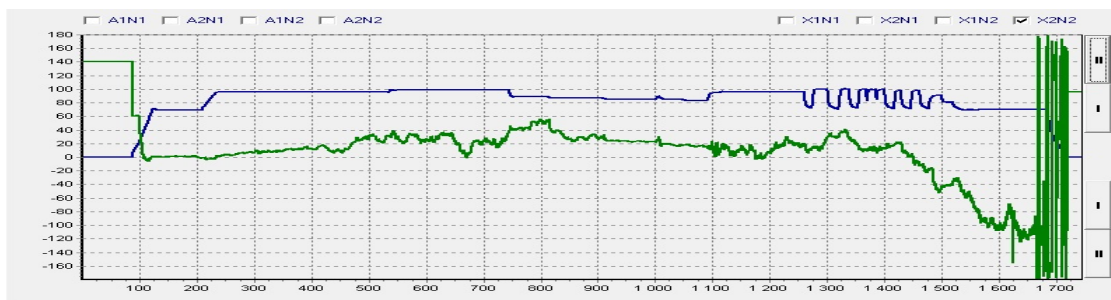


Рисунок 4.29- Окно отображения анализа ФЧХ

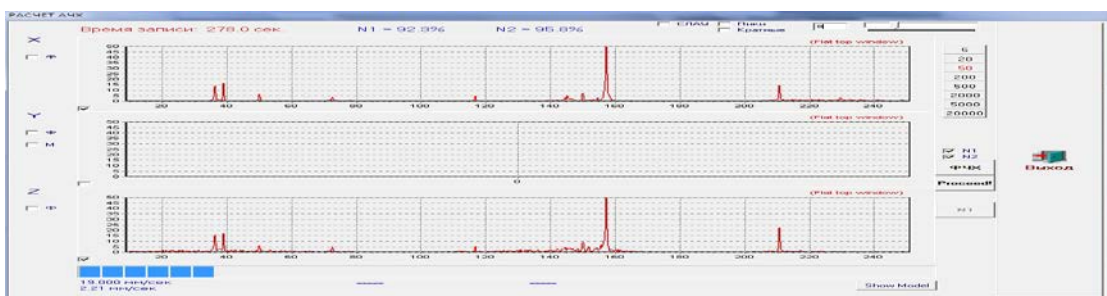


Рисунок 4.30 - Окно отображения спектрального анализа вибрации



Рисунок 4.31 -Окно отображения анализа АЧХ роторов

Для диагностики технического состояния подшипниковых опор проведение орбитального анализа вибрации РНД и РВД выполняется с целью определения прямой не синхронной прецессии на всех режимах работы ГТД. Построение фазочастотной характеристики колебаний РНД и РВД выполняется с целью определения постоянного изменения фазы колебаний. Построение амплитудно-частотной характеристики колебаний РНД и РВД с целью выполнения трендового анализа интенсивности их вибрации. Выполнение спектрального анализа вибрации ГТД осуществляется с целью выявления изменения дисперсии амплитуд колебаний ротор.

В результате создания модуля контроля и диагностирования роторных систем, интегрированного в ИДС «АРМ ДК-30(СД) серии М» двигателей АЛ-31ФП и АЛ-41Ф-1Си использования элементов комплексной методики в качестве основных алгоритмов, была создана автоматизированная система, позволяющая выполнить диагностирование технического состояния подшипниковых опор в условиях эксплуатации (непосредственно на летательном аппарате, базирующемся на аэродроме).

4.5 Реализация элементов комплексной методики в аппаратно-программном комплексе контроля и оценки технического состояния ГТД АЗ-1

С целью определения технического состояния подшипниковых опор в эксплуатации и в процессе изготовления был создан аппаратно-программный комплекс контроля и оценки технического состояния ГТД, в котором реализована функция орбитального анализа вибрации, являющегося элементом разработанной комплексной методики и алгоритмы диагностирования с применением данного вида анализа. Автор участвовал в разработке ТЗ и экспериментальной модели, позволяющей применить алгоритмы, реализующие возможности разработанной методики.

Аппаратно-программный комплекс состоит из аппаратной части (блок экспресс анализа) (рисунок 4.32), осуществляющей сбор и обработку информации к которому подключаются датчики вибрации (реализуется схема установки, требуемая для выполнения орбитального анализа вибрации) и программного обеспечения (ПО).



Рисунок 4.32- Блок измерения и экспресс анализа

Блок измерения и экспресс анализа состоит из компактного переносного устройства, реализованного на базе микроконтроллера STM32F469N1H6. Для реализации ПО модуля экспресс-анализа использована отладочная плата STM32F469I Discovery, на которой установлены все дополнительные устройства.

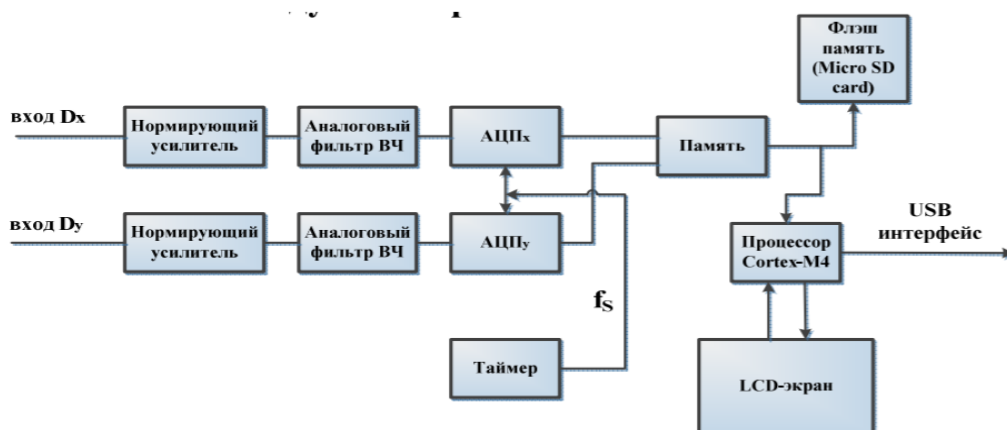


Рисунок 4.33 – Функциональная схема модуля экспресс-анализа

Функционально ПО реализовано в виде двух программных модулей, работающих на различных платформах (рисунок 4.33):

- модуль обработки вибросигналов, обеспечивающий предварительную обработку и орбитальный анализ диагностических данных (рисунок 4.34) в стационарных условиях, как при стендовых испытаниях, так и в полевых условиях, функционирующий на базе стационарного вычислительного комплекса;
- модуль экспресс-анализа, реализующий функции переносного устройства, обеспечивающего возможность экспресс-анализа сигналов вибродатчиков, оценки диагностических параметров и отображения результатов анализа в графической форме на переносном модуле сбора, предварительной обработки и экспресс-анализа данных.

Программное обеспечение модуля экспресс-анализа выполняет следующие функции:

- синхронное аналого-цифровое преобразование по двум независимым каналам;
- накопление блоков оцифрованных данных в памяти;
- запись блоков данных на флэш micro SD карту;
- цифровую фильтрацию оцифрованных данных, автоматическое определение роторных частот, интегрирование реализаций с целью формирования траекторий по ортогональным осям;
- вычисление коэффициента сложности фазовой траектории, сравнение его значения с заданными порогами, определяющими состояния «нормально», «предупреждение», «опасно»;
- вывод на экран LCD реализаций траекторий, графиков орбит и коэффициента сложности фазовой траектории (рисунок 4.35);
- отображение состояний «нормально», «предупреждение», «опасно» на зеленом, желтом и красном световых индикаторах;
- перенос накопленных данных на стационарный вычислительный комплекс по окончании регламентных работ.

Программное обеспечение модуля обработки вибросигналов позволяет выполнять вышеописанные функции анализа на ПК для удобства отображения и дополнительного анализа информации (рисунок 4.34).



Рисунок 4.34 – Структура макета программного обеспечения модуля обработки вибросигналов

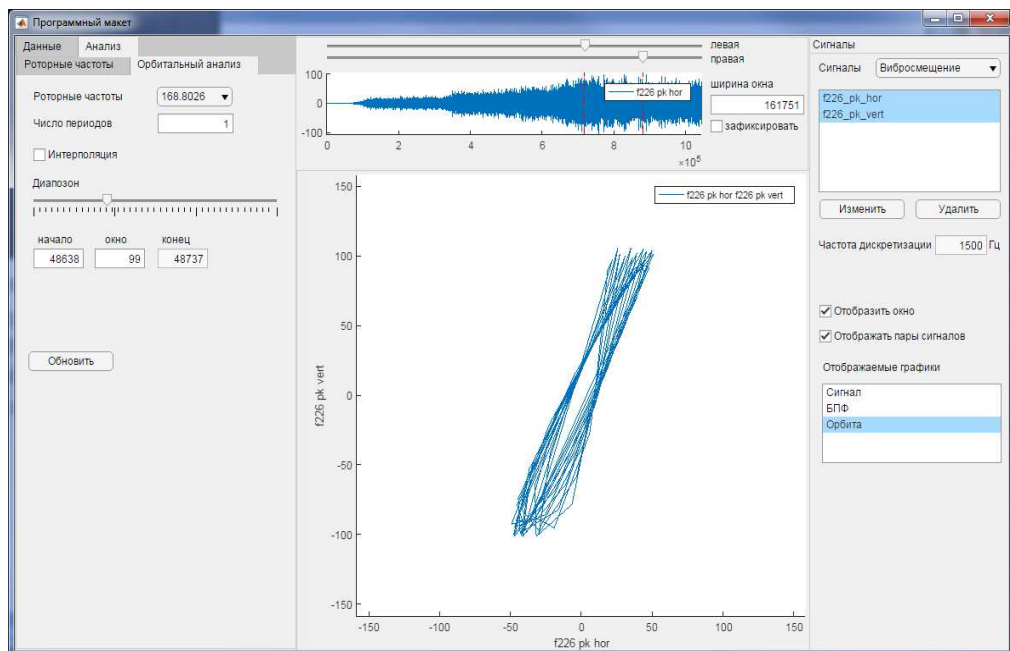


Рисунок 4.35- Отображение орбитального анализа вибрации

В рамках данного комплекса предлагается следующая методика оценки технического состояния ГТД на всем интервале времени его эксплуатации:

- при производстве, заводских испытаниях двигателя и опробовании в составе летательного аппарата регистрируются реализации вибросигналов подшипниковых опор двигателя, которые далее являются эталонными в процессе всего времени эксплуатации двигателя;
- во время эксплуатации двигателя технический персонал проводит регулярные регламентные работы, в процессе которых накапливаются реализации сигналов вибродатчиков, которые вносятся в базу данных паспорта двигателя, входящую в состав интеллектуальной системы оценки технического состояния ГТД;
- при проведении каждых регламентных измерений обеспечивается возможность экспресс-анализа сигналов вибродатчиков и оценка диагностических параметров и отображение результатов анализа в графической форме на переносном модуле сбора, предварительной обработки и экспресс-анализа данных;
- в результате регламентных работ обеспечивается возможность регистрации результатов измерения с последующей загрузкой данных в стационарный вычислительный комплекс с целью более детального анализа и заполнения паспорта двигателя;
- программное обеспечение модуля обработки вибросигналов имеет как самостоятельное значение как инструмент обработки данных вибродиагностики в стационарных условиях, как при стендовых испытаниях, так и в полевых условиях, а также может рассматриваться как компонент интеллектуальной системы оценки технического состояния ГТД.

В результате реализации модуля орбитального анализа вибрации, являющегося элементом разработанной в ходе диссертационного исследования комплексной методики и алгоритмов диагностирования, создан аппаратно-программного комплекса контроля и оценки технического состояния ГТД, позволяющий выполнять диагностику подшипниковых опор различных конструкций двигателей в условиях производства и эксплуатации.

Выводы к главе 4.

1. В результате натурных экспериментов подтверждена работоспособность разработанной комплексной методики диагностики, на основе внедренных и разработанных методов, позволяющая решать задачи оценки технического состояния подшипников опор ГТД.
2. Использование разработанных физической, диагностической моделей и возможностей методики позволяет судить о причинах повреждения МРП двигателей типа АЛ и разрабатывать мероприятия по минимизации их воздействия.
3. С использованием элементов комплексной методики виброакустической диагностики определены динамические характеристики ротора ТРДД на вакуумном разгонно-балансировочном стенде HL-4 Schenck.
4. В результате использование элементов комплексной методики виброакустической диагностики определена причина выходов из строя подшипниковой опоры ВСУ-117.
5. Выполнена реализация элементов комплексной методики в модуле контроля и диагностирования роторных систем, интегрированного в ИДС «АРМ ДК-30(СД) серии М» двигателей АЛ-31ФП и АЛ-41Ф-1С и в аппаратно-программном комплекс контроля и оценки технического состояния ГТД АЗ-1.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенного исследования решена актуальная научно-техническая задача создания способов и методов диагностики, дающих возможность устойчивого определения технического состояния межроторных подшипников и подшипниковых опор ГТД в целом, на различных стадиях повреждений. Увеличение эффективности диагностирования достигается путем объединения отдельных методов в комплексную систему.

Основные выводы по работе сформулированы в следующем виде.

1. Разработан метод орбитального анализа вибрации роторов ГТД и алгоритмы диагностирования подшипниковых опор с его применением. Метод позволяет определить примерное положение ротора в подшипниковых опорах ГТД, что позволяет выполнять задачи диагностики и исследования динамических процессов роторных систем. С целью выполнения задач определения технического состояния определены диагностические признаки выхода из строя подшипниковых опор, в процессе чего была сформирована диагностическая матрица состояния и решены задачи автоматизации.

2. Разработан метод и алгоритмы диагностирования подшипниковых опор по изменениям фазы колебаний роторов ГТД, в процессе чего был проведен анализ возможности измерения фаз колебаний роторов, в результате чего был разработан метод их определения с помощью орбитального анализа вибрации и алгоритмы диагностирования, включающие определение изменения на всех режимах фаз колебаний роторов.

3. Разработан метод и алгоритмы диагностики подшипниковых опор ГТД по анализу амплитуды колебаний роторов, в процессе чего проведены исследования колебаний амплитуд роторных частот исправных и не исправных подшипниковых опор ГТД и экспериментальных подшипников установленных на стендах испытаний подшипников, результатом которых стало определение диагностических признаков по дисперсии амплитуд роторных частот.

4. Разработан метод и алгоритмы диагностики подшипниковых опор по спектральному анализу акустического давления, работающего ГТД. В процессе разработки определена возможность использования технических микрофонов для задач диагностики ГТД, разработано диагностическое приспособление, устанавливаемое в ГВТ и алгоритмы определения технического состояния подшипниковых опор, учитывающие определение высокочастотных колебаний в частотном диапазоне 3-25 кГц.

5. Создана комплексная методика виброакустической диагностики технического состояния подшипниковых опор ГТД и алгоритмы ее функционирования. В процессе создания была разработана структура комплексной методики, включающая разработанные методы и способы, функциональная схема, выполняющая идентификацию диагностических признаков с целью определения повреждения подшипниковых опор. В результате идентификации двух и более диагностических признаков двигатель отстраняется от эксплуатации. При идентификации одного признака, для исключения ложных срабатываний выполняется дополнительная проверка с помощью разработанного диагностического приспособления.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

- АЧХ- амплитудно-частотная характеристика;
АМ- амплитудная модуляция;
АТ- авиационная техника
БПФ- быстрое преобразование Фурье;
ВСУ- вспомогательная силовая установка;
ВЧ- высокочастотный;
ГТД- газотурбинный двигатель;
ДМ- диагностическая модель;
ДЧВ- датчик частоты вращения;
ОАВ- орбитальный анализ вибрации;
РВД- ротор высокого давления;
РНД- ротор низкого давления;
СКЗ- среднеквадратическое значение;
СЧ- собственной частоты;
СТ- свободная турбина;
ТНД- турбина низкого давления;
ТВД- турбина высокого давления;
ТРДД- турбореактивный двухконтурный двигатель;
КНД- компрессор низкого давления;
КВД- компрессор высокого давления;
КРД- комплексный регулятор двигателя;
ЛА- летательный аппарат
МРП- межроторный подшипник;
МГ- режим малого газа;
УВВИ- устройство ввода-вывода информации;
ПО- программное обеспечение;
ПК- персональный компьютер;
ФЧХ- фазочастотная характеристика;

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов И. Л. Вибродиагностика энергетического оборудования. Кемерово: Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева, 2011. 80 с.
2. Азовцев Ю. А., Баркова Н. А., Гаузе А. А. Вибрационная диагностика роторных машин и оборудования целлюлозно-бумажных комбинатов. СПб.: СПб ГУРП, 2014. 127 с.
3. Алексеев А. А., Нецвет В. А., Зубко А. И. Особенности устранения неуравновешенности докритических и закритических роторов // Академические Жуковские чтения: сб. научных статей по материалам VI Всероссийской научно-практической конференции (14–15 ноября 2018). – Воронеж: Изд-во ВУНЦ ВВС ВВА, 2018, Том 2. - С. 136-139 (253 с.)
4. Алексушин С. В., Ашмарин В. В., Букреев А. Н., Громова Н. Ю., Елькин А. В., Зубко А. И., Марчуков Е. Ю. Назаренко Ю. Б и др. Итоги науки. / Выпуск 41. Избранные труды Всероссийской конференции по проблемам науки и технологий. М.: РАН, 2019. 233 с.
5. Аксенов С. П., Валюхов С. Г., Зубко А. И., Нецвет В. А. Исследование путей снижения виброперегрузок многороторных систем ГТД // Насосы. Турбины. Системы. 2017. №4. (25). С. 59-63.
6. Аксенов С. П., Звонарев С. Л., Зубко А. И, Нецвет В. А. Особенности двухконтурного газотурбинного двигателя как объекта диагностирования // Насосы. Турбины. Системы. 2018. № 1 (26). С. 16-24.
7. Аксенов С. П., Нецвет В. А., Зубко А. И., Уваров В. Г. Исследование механизма дестабилизации динамических характеристик ротора ГТД вследствие нарушения плотности стыков ответственных резьбовых соединений с разработкой мероприятий по повышению качества готовой продукции // Насосы. Турбины. Системы. 2019. № 3 (32). С. 55-64.
8. Андриенко Л. А., Ларюшкин П.А., Лычагин В.В., Поляков С. А. Вибродиагностика механизмов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2019. 28 с.

9. Ахметханов Р. С. Метод кластеризации диагностических данных при диагностике технических систем // Вестник научно-технического развития. 2017. №5 (117). URL: <http://www.vntr.ru/vols/2017-05/1vntr5-117.pdf> (дата обращения 03.09.2020).
10. Ахметханов Р. С., Дубинин Е. Ф., Куксова В. И. Некоторые аспекты оценки эффективности диагностических систем // Вестник научно-технического развития. 2016. №4 (104). URL: <http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=950> (дата обращения 03.09.2020).
11. Ахметханов Р. С., Банах Л. Я., Дубинин Е. Ф., Куксова В. И. Влияние связанности подсистем на диагностику повреждений в технических системах // Вестник научно-технического развития. 2011. № 5 (45). URL: <http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=517> (дата обращения 03.09.2020).
12. Балицкий Ф. Я., Генкин М. Д., Иванова М. А., Соколова А. Г., Хомяков Е. И. Современные методы и средства вибрационной диагностики машин и конструкций. М.: МЦНТИ, 1990. 114 с.
13. Балицкий Ф. Я., Соколова А. Г. Диагностическая информативность полных спектров и орбит при анализе сигналов относительных вибро смещений вала в опорах скольжения // Вестник научно-технического развития. 2010. №2 (30). URL: <http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=390> (дата обращения 03.09.2020).
14. Банах Л. Я. Колебания ротора при постоянном контакте с неподвижными и легкими подвижными элементами роторной системы // Вестник научно-технического развития. 2016. № 12 (112). URL: <http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=997> (дата обращения 03.09.2020).
15. Банах Л. Я. Слабые динамические взаимодействия при колебаниях роторных систем. // Вестник научно-технического развития. 2009. №3 (19). URL: <http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=279> (дата обращения 03.09.2020).
16. Банах Л. Я. Воздействие высокочастотной вибрации на крутильные колебания вала. // Вестник научно-технического развития. 2009. № 7 (23). С.18-23. URL: <http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=324> (дата обращения 03.09.2020).

17. Барков А. В., Баркова Н. А., Азовцев А. Ю. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации. СПб.: Издательский центр СПб ГМТУ, 2000. 159 с.
18. Бигус Г. А., Даниев Ю. Ф., Быстрова Н. А., Галкин Д. И. Диагностика технических устройств. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2014. 615 с.
19. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
20. Биргер И. А. Техническая диагностика. М.: Машиностроение. 1978. 240 с.
21. Блехман И. И., Блехман Л. И., Васильков В. Б., Иванов К. С., Якимова К. С. Об износе оборудования в условиях вибрационных ударных нагрузок // Вестник научно-технического развития. 2012. №11 (63). URL: <http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=643> (дата обращения 03.09.2020).
22. Богоявленский А. А. Анализ процедур обеспечения достоверности средств и методов измерения вибрации в процессах поддержания летной годности воздушных судов // Научный Вестник МГТУ ГА. 2017. Т. 20. № 01. URL: <http://avia.mstuca.ru/jour/article/view/1034> (дата обращения 03.09.2020).
23. Бойкин С. Развитие разрушений подшипников из-за контактной усталости при качении / URL: <http://blog.vibroexpert.ru/?tag=sharikovyj-podshipnik> (дата обращения 03.09.2020).
24. Бранцевич П. Ю. Критерии и алгоритмы оценки технического состояния сложных объектов в системе вибрационного контроля. Цифровая обработка информации и управление в чрезвычайных ситуациях. // Материалы второй международной конференции. - Минск: ИТК НАН Беларуси, 2000. Т. 2. – С. 112-117.
25. Бухгольц Н. Н. Основной курс теоретической механики. Ч.2 Динамика системы материальных точек. М.: Изд-во Наука, 1966. 332с.
26. Бюллетень № 896.3.0.0020.4.Б Контроль вибрации двигателей. Контроль состояния межроторного и межвального подшипников.
27. Бюллетень № 896.4.0.0032.4.Б. Контроль технического состояния межвальных и межроторных подшипников.

28. Виброметр диагностический ВАДИМ. Руководство по эксплуатации РЭ 4277-028-00205435-01. М.: ООО Научно-производственное предприятие ВиКонт, 1990. 24 с.
29. Вульфсон И. И. Динамические эффекты и критерии цикловых механизмов с зазорами // Вестник научно-технического развития. 2007. №2 (2). URL: <http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=32> (дата обращения 03.09.2020).
30. Галицейский Б. М. Тепловые и гидродинамические процессы в колеблющихся потоках. М.: Машиностроение. 1977. 256 с.
31. Генкин М. Д. Акустическая динамика машин и конструкций. М.: Наука, 1973. 112 с.
32. Генкин М. Д. Гл. редактор. Вибрации в технике / Справочник в 6-ти томах, Т.5 М.: Машиностроение, 1981. 496 с.
33. Генкин М. Д., Соколова А. Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. М.: Машиностроение, 1987. 288 с.
34. Герике Б. Л. Анализ виброхарактеристик двигателя внутреннего сгорания // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2014. №2. (102). С. 15-18.
35. Герике Б. Л. Диагностика горных машин и оборудования. М.: Машиностроение, 2012. 400 с.
36. Герман Г. К., Зубко А. И., Калюжный О. Н. Проблемы диагностики отказов подшипников качения двухконтурных ГТД и пути их решения // Двигатель. 2013. №1 (85). С. 38–39.
37. Горелик А. Л., Скрипник В. А. Методы распознавания. М.: Высшая школа, 1984. 208 с.
38. ГОСТ 24346-80 Вибрация. Термины и определения. М.: Стандартинформ, 2010. 28 с.
39. ГОСТ 27674-88 Трение, изнашивание и смазка. М.: Комитет стандартизации и метрологии СССР, 1989. 21 с.

40. ГОСТ 20911-89 Техническая диагностика. Термины. Определения. М.: Государственный комитет по управлению качеством продукции и стандартам, 1990. 13 с.
41. ГОСТ ИСО 10816-4-2002 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на не вращающихся частях. Часть 4. Газотурбинные установки. М.: Стандартиформ, 2007. 8 с.
42. ГОСТ ИСО 5348 – 2002 Вибрация и удар. Механическое крепление акселерометров. М.: Стандартиформ, 2003. 16 с.
43. ГОСТ ИСО 7919-1-2002 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Общие требования. М.: Стандартиформ, 2003. 16 с.
44. ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009 Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния маши. Ч.2 Обработка, анализ и представление результатов измерения вибрации. М.: Стандартиформ, 2010. 28 с.
45. Гриб В. В., Жуков Р. В., Перминов М. Д., Кольцов В. Н., Краснокутский А. Н., Эфрос Д. Г. Диагностические модели изменения технического состояния механических систем. Ч. 2.- М.: МАДИ (ГТУ), 2008. 263 с.
46. Грызлова Т. П. Балыкина А. О. Система оценки информативности диагностических признаков и признаков пространств //Авиационно-космическая техника и технология. 2011. №9 (86). С. 148-154.
47. Дименберг Ф. М. Изгибные колебания вращающихся валов. М.: Изд-во академии наук СССР, 1959. 248 с.
48. Дюран Б. Оделл П. Кластерный анализ. М.: Статистика, 1977. 128 с.
49. Егоров И. А. Комплексная сетевая система диагностирования газотурбинных двигателей // Информационные технологии. 2005. №5. С. 181–185.
50. Елисеев Ю. С. Технология эксплуатации, диагностики и ремонта газотурбинных двигателей. М.: Высш.шк., 2002. 355 с.
51. Ендогур А. И., Мелик-Саркисян З. А., Алявдин И. М. Проектирование самолетов. М.: Машиностроение, 1987. 416 с.

52. Епифанцев Ю. А., Полищук С. В. Мониторинг и диагностика механических объектов. Новокузнецк: СибГИУ, 2009. 61с.
53. Зарицкий С. П. Лопатин А. С. Диагностика газоперекачивающих агрегатов. Ч.1 М.: Изд-во РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2003. 177 с.
54. Звонарев С. Л. Измерение и анализ вибрации газотурбинных двигателей. М.: Изд-во МАИ, 2004. 106 с.
55. Звонарев С. Л., Зубко А. И. О возможных причинах отказов подшипников качения // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. Академика С.П. Королева (национального исследовательского университета). 2012. №3. Часть 3. С. 16-22.
56. Звонарев С. Л., Зубко А. И. Диагностика состояния подшипниковых опор роторов газотурбинных двигателей (ГТД) по изменению степени подогрева проходящего через них масла // Актуальные вопросы технических и математических наук: сб. труд. I Международной научно-практической конференции. - Киев: Изд-во Логос, 2013. - С.113 – 120.
57. Звонарев С. Л., Поклад В. А., Потапов А. Ю. Стендовый комплекс вибрационной диагностики авиационных двигателей // Современные технологии автоматизации. 2002. №1. URL: <http://www.cta.ru/cms/f/343222.pdf>
58. Звонарев С. Л., Потапов А. Ю. Вибрационная диагностика подшипников двигателей АИ-222-25 на стендовых испытаниях. // Вестник Московского авиационного института. 2011. Т. 18. № 1. С.75-80.
59. Звонарев С. Л., Рузин В. М. Измерение широкополосной вибрации и диагностика состояния авиационных газотурбинных двигателей в эксплуатации // Материалы Международной научно-технической конференции: Датчики и системы. - Санкт – Петербург: 2004.- С. 42-47.
60. Звонарев С. Л., Клягин С. В., Потапов А. Ю. Исследование вибрации межроторного подшипника двухвального газотурбинного двигателя при медленном вращении ротора // Вестник Московского авиационного института. 2016. Т.23. №3. С. 40-46.

61. Зиновьев Л.А., Филиппов Л. И. Введение в теорию сигналов и цепей. М.: Высшая школа, 1975. 261 с.
62. Зубко А. И. Оценка возможности использования субгармонических колебаний в качестве диагностического признака ухудшения технического состояния опоры вала газотурбинного двигателя (ГТД) // Наука вчера, сегодня, завтра: материалы II Международной заочной научно-практической конференции. — Новосибирск: Изд-во СибАК, 2013. – С. 35-41.
63. Зубко А. И. Перспективный комплекс виброакустической диагностики подшипников опор авиационных газотурбинных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2016. Т.23. №1. С. 47 -55.
64. Зубко А. И. Оценка возможности использование орбитального анализа вибрации для исследования роторных систем газотурбинных двигателей // Насосы. Турбины. Системы. 2015. №1 (14). С. 97–109.
65. Зубко А. И. Вибрационная диагностика технического состояния опоры ротора двухвального газотурбинного двигателя с помощью орбитального анализа. // Научно-технический Конгресс по двигателестроению (НТДК 2014): сб. тезисов Международного форума двигателестроения. - М.: Двигатель, 2014. Ч.2. 2014. - С.57- 59.
66. Зубко А. И. Анализ причин повреждений и диагностика опоры высокого давления двухконтурного ГТД // Наука и технологии: Материалы XII Всероссийской конференции по проблемам новых технологий, посвященной 70-летию Победы. - М.: РАН, 2015. - С. 57- 64.
67. Зубко А. И. Анализ влияния места расположения датчиков на проведение диагностики роторных систем газотурбинных двигателей // Новые технологии и решения в газотурбостроении: Материалы Всероссийской научно технической конференции молодых ученых и специалистов. - М.: ЦИАМ, 2015. - С.309 – 311.
68. Зубко А. И. Метод вибрационной диагностики подшипниковых опор сложных роторных систем газотурбинных двигателей на основе анализа высокочастотных составляющих спектра вибраций // Академические

- Жуковские чтения: сб. научных статей по материалам II Всероссийской научно-практической конференции (25–27 ноября 2014). – Воронеж: Изд-во ВУНЦ ВВС ВВА, 2014. Ч.5 - С. 256-264. (480с.)
69. Зубко А. И. Анализ горения в горелке газотурбинного двигателя методами вибродиагностики // Механика твердого тела. Механика жидкости и газа. НИИ механики МГУ. Всероссийская конференция молодых ученых механиков. YSM-2018. Тезисы докладов 4-14 сентября 2018. (Сочи. Буревестник МГУ). – М.: Изд-во Московского университета. 2018. - С.80. (172 с.). URL:
<http://youngschool.imec.msu.ru/index.php/ru/component/zoo/item/analiz-protsesov-goreniya-v-gorelke-gtd-metodami-vibrodiagnostiki> (дата обращения 03.09.2020)
70. Зубко А. И. Построение фазово-частотных характеристик колебаний роторов с применением орбитального анализа вибрации // Академические Жуковские чтения: сб. научных статей по материалам VI Всероссийской научно-практической конференции (14–15 ноября 2018). – Воронеж: Изд-во ВУНЦ ВВС ВВА, 2018, Т. 2, - С. 195 -197. (253 с.)
71. Зубко А. И., Аксенов С. П., Звонарев С. Л., Нецвет В. А. Создание диагностической модели при решении задачи применения вибродиагностического контроля динамики двухроторного ГТД // Турбины. Насосы. Системы. 2018. №3 (28). С. 35-43.
72. Зубко А. И., Аксенов С. П., Звонарев С. Л., Нецвет В. А., Зубко И. О. Опыт применения экспериментального модального анализа для контроля качества изготовления и сборки роторов ГТД // Насосы. Турбины. Системы. 2020. № 1 (34). С. 21-31.
73. Зубко А. И., Герман Г. К. Исследование комплексной методики вибродиагностики для определения технического состояния роторных систем ГТД // Авиадвигатели 21 века: сб. тезисов докладов всероссийской научно-технической конференции. - М.: ЦИАМ, 2015. - С. 63 - 69.

74. Зубко А. И., Донцов С. Н. Исследование условий работоспособности и разработка диагностики керамических подшипников нового поколения // Электронный журнал Труды МАИ. 2014. №74. URL: <http://www.trudymai.ru/published.php?ID=49296> (дата обращения 03.09.2020).
75. Зубко А. И., Звонарев С. Л. Исследование возможности использования метода орбитального анализа вибрации для определения резонанса роторных систем // Гагаринские чтения – 2017: XLIII Международная молодежная научная конференция: Сборник тезисов докладов: - М.; Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), 2017. – С. 531-532. (1480с.)
76. Зубко А. И., Назаренко Ю. Б., Егоров Е. В. Анализ критических частот роторов методом расчетного и экспериментального расчетного модального анализа // Механика и процессы управления: сб. материалов XLIX Всероссийского симпозиума. - М.: РАН, 2019. – С.60 -74. (119с.)
77. Зубко А. И., Отрох Д. В., Тищенко Ю. П. Определение возможности использования триботехнических методов для прогнозирования технического состояния авиационных двигателей // Перспективы развития авиационных комплексов государственной авиации и их силовых установок: сб. научных статей по материалам V Всероссийской научно-практической конференции (22–23 ноября 2017), – Воронеж: Изд-во ВУНЦ ВВС ВВА, 2018, - С. 195 - 197. (516с.)
78. Зубко А. И. Семенова А. С., Исследование причин повреждения экспериментального модельного керамического подшипника скольжения с использованием метода орбитального анализа // Сборник статей по материалам Всероссийской ежегодной научной конференции: Актуальные проблемы вооруженной борьбы в воздушно-космической сфере.– Воронеж: Изд-во ВУНЦ ВВС ВВА, 2015, Ч. V. - С.935 – 937.
79. Иосилевич Г. Б. Прикладная механика. М.: Машиностроение, 1985. 576 с.
80. Исследование вибраций, прочности конструкции деталей авиадвигателей. М.: Машиностроение, 1968. 132 с.

81. Калинов А. П. Браташ О. В. Анализ методов диагностики асинхронных двигателей // Кременчугский национальный университет им. М. Остроградского, кафедра САУЕ, 2012. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/analiz-metodov-vibrodiagnostiki-asinhronnyh-dvigatelye/viewer> (дата обращения 03.09.2020).
82. Камнев В. С. Подшипники качения в электрических машинах. М.: Гос. энергетическое изд., 1960. 69 с.
83. Кеба И. В. Диагностика авиационных газотурбинных двигателей. М.: Транспорт, 1980. 248 с.
84. Кикоть Н. В. Леонтьев М. К. Анализ динамических характеристик подшипников качения в опорах роторов // URL: http://www.alfatran.com/pubs/Analysis_of_dynamic_rolling%20bearings_characteristics_rus.pdf (дата обращения 03.09.2020).
85. Киселев Ю. В., Киселев Д. Ю., Тиц С. Н. Вибрационная диагностика систем и конструкции авиационной техники. Самара: Изд. СГАУ, 2012. 207 с.
86. Классификатор вибродиагностических признаков отказов центробежного машинного оборудования. Иркутск: Изд-во Иркутского НИИ и КИ химического машиностроения, 1999. 195 с.
87. Ключев В. В. Лозовский В. Н. Савилов В. П. Техническая диагностика деталей летательных аппаратов. М.: Издательский дом Спектр, 2015. 340 с.
88. Ключев В. В. Справочник в 8т. Неразрушающий контроль. Т.7 кн.2 Вибродиагностика /В. В. Ключев Гл редактор. М.: Машиностроение, 2006. 829с.
89. Колодяжный Л. П., Черномаров А. В. Надежность и техническая диагностика. М.: Изд-во ВВА им. Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина, 2010. 452 с.
90. Коровин Б. Б., Былинкина О. Н., Стасевич А. А. К диагностике состояния межроторного подшипника авиационного ГТД в эксплуатационных условиях // Двигатель. 2012. №3 (81). С.18 -21.
91. Костюков В. Н., Науменко А. П. Основы виброакустической диагностики и мониторинга машин. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2011. 360 с.

92. Костюков В. Н., Науменко А. П., Бойченко С. Н., Тарасов Е. В. Основы виброакустической диагностики машинного оборудования. Омск: НПЦ Динамика, 2007. 286 с.
93. Кравченко В. М., Сидоров В. А., Седуш В. Я. Техническое диагностирование механического оборудования. Донецк: ООО Юго_Восток Лтд, 2009. 459 с.
94. Критский В. Ю., Зубко А. И. Исследование возможности использования керамических авиационных подшипников скольжения нового поколения в конструкциях опор роторов газотурбинных двигателей // Двигатель. 2013. №3 (87). С. 24-26.
95. Куинджи А. А., Колосов Ю. А., Народницкая Ю. И. Автоматическое уравнивание роторов быстроходных машин. М.: Машиностроение, 1974. 152 с.
96. Курс Роторная динамика и вибрация турбомашин // BentlyNevada. Вибродиагностика неисправности машинного оборудования, 1992. URL: http://www.vibration.ru/rot_din.shtml (дата обращения 03.09.2020).
97. Леонтьев М. К. Конструкция и расчет демпферных опор роторов газотурбинных двигателей. М.: Изд-во МАИ, 1998. 44 с.
98. Лепский А. Е., Броневиц А. Г. Математические методы распознавания образов. Таганрог: Изд-во ТТИ ЮФУ, 2009. 155 с.
99. Лысов В. Е. Теория автоматического управления. Самара: СГТУ, 2009. 454 с.
100. Любимов И. В., Мешков С. А., Ушаков А. П., Чалый Р. В. Методы и средства диагностирования технических систем. СПб.: Балт. гос. техн. ун-т. , 2012. 95 с.
101. Макарчук В. В., Петров Н. И., Акифьев В. И. Скольжение в межвальном роликовом подшипнике ГТД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. Академика С.П. Королева (национального исследовательского университета). 2009. №3 (19). С. 171-177.
102. Максимов В. П., Егоров И. В., Карасев В. А. Измерение, обработка и анализ быстропеременных процессов в машинах. М.: Машиностроение, 1987. 208 с.

103. Мальцев А. И., Мальцев А. А. Прикладная механика. Техническая диагностика. Электросталь.: ТОО фирма ДАМО, 1997. 260 с.
104. Малышенко Ю. В., Стыцюра Л. Ф., Саяпин Ю. Л. Техническая диагностика. Владивосток.: Изд-во ВГУЭС, 2010. 302 с.
105. Марчуков Е. Ю., Назаренко Ю. Б., Букреев А. Н., Зубко А. И. Итоги науки, Выпуск 41. Влияние осевых связей дисков и пластических деформаций при ослаблении стяжных элементов на динамическое поведение роторов. М.: РАН, 2019. С.107-128. (232с).
106. Матюшкова О. Ю., Тэттер В. Ю. Современные методы виброакустического диагностирования // Омский научный вестник Радиотехника и связь. 2013. №3 (123). С. 294-299.
107. Машошин О. Ф. Диагностика авиационной техники. М.: МГТУ ГА, 2007. 141с.
108. Мельник В. И., Парамонов А. В. Выделение систематических ошибок в бортовых измерениях с использованием нейронных сетей при контроле тех состояния двухконтурного турбореактивного двигателя // Авиационная промышленность. 2007. №4. С. 58-63.
109. Методические указания по балансировке жестких роторов // Приложение к ГОСТ 22061-76. URL:
<http://www.gosthelp.ru/text/Methodicheskieukazaniyapob.html> (дата обращения 03.09.2020).
110. Миргород В. М., Радченко Г. С., Кравченко И. Ф. Применение диагностических моделей и методов трендового анализа для оценки технического состояния газотурбинных двигателей // Авиационно-космическая техника и технология. 2008. №9 (36). С. 192 – 197.
111. Назаренко Ю. Б. Новое в динамике роторов ГТД и проблемы межроторного подшипника АЛ-31Н. М.: ООО Компания Мега Арт, 2014. 110 с.
112. Назаренко Ю. Б., Зубко А. И., Даречкин А. М. Влияние ослабления стяжных элементов на критические частоты вращения роторов // Сборник трудов

- XXXIX Всероссийской конференции по проблемам науки и технологий. - М.: РАН, 2019. Т.1.– С. 100-108.
113. Назаренко Ю. Б., Потапов А. Ю. Устранение критических частот вращения роторов ГТД путем регулирования жесткости опоры // Двигатель. 2014. №1 (91). С. 14-16.
114. Нестеренко В. Г. Никитин Ю. М. Конструкция и расчет основных опор и валов ВРД. М.: Изд. МАИ, 1999. 112 с.
115. Нецвет В. А., Зубко А. И. Отстройка роторов газотурбинных двигателей от резонансных частот путем регулирования жесткостных характеристик ротора // Насосы. Турбины. Системы. 2020. №1 (34). С. 14-20.
116. Никифоров А. Н. Состояние проблемы уравнивания роторов // Вестник научно-технического развития. 2013. №4 (68). С. 20-28. URL: <http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=676> (дата обращения 03.09.2020).
117. Новиков А. С., Пайкин А. Г., Сиротин Н. Н. Контроль и диагностика технического состояния газотурбинных двигателей. М.: Наука, 2007. 469 с.
118. Основы анализа данных и поиска неисправностей / [Электронный ресурс] ByGlenn D. White, DLI Engineering Corporation (Пер. с англ.– И. Р.Шейняк, под ред. В. А.Смирнова). URL: <http://www.cnt-moscow.ru/ru/bible/oadipn/> (дата обращения 03.09.2020).
119. Оценка долговечности межроторного подшипника для режима с максимальными оборотами, перегрузками и максимальной длительностью работы среди всех боевых режимов. / Техническая справка 96ФП.1220.169 ТС. 2012. 15 с.
120. Охтилев М. Ю., Хищенко В. И., Коромысличенко В. Н., Ключарёв А. А. Зубко А.И. Мониторинг прецессии роторных систем газотурбинных двигателей и оценка состояния межроторных подшипников // Проблемы региональной энергетики. 2018. № 1 (36). URL: https://journal.ie.asm.md/assets/files/02_01_36_2018.pdf (дата обращения 03.09.2020).

121. Пановко М. Я. Математическая модель смазанного контакта при качении деформируемого шара по жесткому полупространству // Вестник научно-технического развития. 2012. № 7 (59). С. 27-34. URL: <http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=610> (дата обращения 03.09.2020).
122. Пат. 2537669 Российская Федерация, МПК G01M 15/14. Способ диагностики технического состояния межроторного подшипника двухвального газотурбинного двигателя / Герман Г. К., Зубко И. О., Зубко А. И.; заявитель и патентообладатель ПАО ОДК - УМПО (RU). - № 2014102861; заявл. 29.01.2014; опубл. 10.01.2015, Бюл. № 1.
123. Пат. 2551447 Российская Федерация, МПК G01M 15/14. Способ вибрационной диагностики технического состояния подшипниковой опоры ротора двухвального газотурбинного двигателя / Герман Г. К., Зубко И. О., Зубко А. И.; заявитель и патентообладатель ПАО ОДК - УМПО (RU). - № 2014107283/06; заявл. 27.02.2014; опубл. 27.05.2015, Бюл. № 15.
124. Пат. 2552389 Российская Федерация, МПК G01M 13/04. Устройство для диагностики технического состояния межроторного подшипника двухвального газотурбинного двигателя / Герман Г. К., Зубко А. И., Зубко И. О., Костикова Е. В., Отрох Д. В.; заявитель и патентообладатель ПАО ОДК - УМПО (RU). - № 2014102862/28; заявл. 29.01.2014; опубл. 10.06.2015, Бюл. № 16.
125. Пат. 2658118 Российская Федерация, МПК G01M 13/04. Способ диагностики подшипниковых опор газотурбинного двигателя / Герман Г. К., Зубко А. И., Зубко И. О.; заявитель и патентообладатель ПАО ОДК - УМПО (RU). - № 2017124964; заявл. 13.07.2017; опубл. 19.06.2018., Бюл. № 17.
126. Пат. 2575243 Российская Федерация, МПК G01M 13/04. Способ виброакустической диагностики технического состояния подшипников в составе газотурбинного двигателя / Герман Г. К., Зубко И. О., Зубко А. И.; заявитель и патентообладатель ПАО ОДК - УМПО (RU). - № 2014139569/06; заявл. 01.10.2014; опубл. 20.02.2016, Бюл. № 5.

127. Пат. 2729561 Российская Федерация, МПК F02МС 7/06. Опора ротора высокого давления газотурбинного двигателя / Зубко А. И., Лукин В. А., заявитель и патентообладатель ПАО ОДК - УМПО (RU). - №2019127866; заявл. 04.09.2019; опубл. 07.08.2020, Бюл. № 22.
128. Пат. 2608512 Российская Федерация, МПК F01С 7/06, F16С 33/66. Межроторная опора газотурбинного двигателя / Зубко А. И., Лукин В. А.; заявитель и патентообладатель ПАО ОДК - УМПО (RU). - № 2015112581; заявл. 07.04.2015; опубл. 19.01.2017, Бюл. № 2.
129. Пат. 2609887 Российская Федерация, МПК F02С 7/06. Межроторная опора газотурбинного двигателя / Зубко А. И., Кикоть Н. В., Лукин В. А., Щербаков В. В.; заявитель и патентообладатель ПАО ОДК - УМПО (RU). - № 2014114187; заявл. 11.04.2014; опубл. 06.02.2017, Бюл. № 4.
130. Пат. 2614908 Российская Федерация, МПК G01М 15/14. Способ вибрационной диагностики подшипниковых опор в составе газотурбинных двигателей по изменению размаха амплитуды роторных частот/ Герман Г. К., Зубко И. О., Зубко А. И.; заявитель и патентообладатель ПАО ОДК - УМПО (RU). - № 2015155644; заявл. 24.12.2015; опубл. 30.03. 2017, Бюл. № 10.
131. Пат. 2614463 Российская Федерация, МПК F16С17/03, F16С23/04. Многосегментный радиальный подшипник скольжения / Герман Г. К., Зубко И. О., Зубко А. И.; заявитель и патентообладатель ПАО ОДК - УМПО (RU). - № 2016107213; заявл. 29.02.2016; опубл. 28.03.2017, Бюл. № 10.
132. Пат. 2613047 Российская Федерация, МПК G01М 7/00. Способ вибрационной диагностики подшипниковых опор в составе газотурбинных двигателей с применением технического микрофона / Герман Г. К., Зубко И. О., Зубко А. И.; заявитель и патентообладатель ПАО ОДК - УМПО (RU). - № 2015150544; заявл. 25.11.2015; опубл. 15.03.2017, Бюл. № 8.
133. Пат. 2623602 Российская Федерация, МПК G01М 15/14. Способ определения собственных частот и форм колебаний деталей сложной формы / Герман Г. К., Зубко И. О., Зубко А. И.; заявитель и патентообладатель ПАО

- ОДК - УМПО (RU). - № 2016108705; заявл. 11.03.201; опубл. 28.06.2017, Бюл. № 19.
134. Пат. 2627750 Российская Федерация, МПК G01M 15/14. Способ определения динамического дисбаланса ротора авиационного газотурбинного двигателя / Герман Г. К., Зубко И. О., Зубко А. И.; заявитель и патентообладатель ПАО ОДК - УМПО (RU). - № 2016132676; заявл. 09.08.2016; опубл. 11.08.2017, Бюл. № 23.
135. Пат. 2668358 Российская Федерация, МПК G01H 13/00. Способ обнаружения резонансных колебаний ротора газотурбинного двигателя / Герман Г. К., Зубко И. О., Зубко А. И.; заявитель и патентообладатель ПАО ОДК - УМПО (RU). - № 2017139961; заявл. 17.11.2017; опубл. 28.09.2018, Бюл. № 28.
136. Пат. 2642963 Российская Федерация, МПК G01M 15/00. Устройство для измерения акустического сигнала от деталей турбомшины / Герман Г.К., Зубко И. О., Зубко А. И.; заявитель и патентообладатель ПАО ОДК - УМПО (RU). - № 2017112768; заявл. 13.04.2017; опубл. 29.01.2018, Бюл. № 4.
137. Пат. 2651406 Российская Федерация, МПК F16C 21/00. Комбинированный подшипник / Герман Г.К., Зубко И. О., Зубко А. И.; заявитель и патентообладатель ПАО ОДК - УМПО (RU). - №2017106591; заявл. 28.02.2017; опубл. 19.04. 2018, Бюл. № 11.
138. Пат. 2680024 Российская Федерация, МПК F23N 5/12. Способ определения технического состояния датчиков пламени ионизационных / Зубко А. И., Зубко И. О., Герман Г. К., Ярмаш А. Д.; заявитель и патентообладатель ПАО ОДК - УМПО (RU). - № 2018109393; заявл. 16.03.2018; опубл. 14.02.2019, Бюл. № 5.
139. Пат. 2682561 Российская Федерация, МПК G01M 13/00, H01R 41/00. Способ определения технического состояния токосъемников / Зубко А. И., Зубко И. О., Мухин А. Н., Мухина С. Д.; заявитель и патентообладатель ПАО ОДК - УМПО (RU). - № 2018105725; заявл. 15.02.2018; опубл.19.03.19, Бюл. № 8.

140. Пат. 2705699 Российская Федерация, МПК F02С 7/06, F01М 1/18. Сигнализатор температуры и магнитных продуктов износа в системе смазки / Давыдова Л. Д., Замышляев А. Н., Зубко А. И.; заявитель и патентообладатель ПАО ОДК - УМПО (RU). - №2018138739; заявл. 02.11.2018; опубл. 11.11.2019, Бюл. № 32.
141. Пат. 2730758 Российская Федерация, МПК F01D 25/04, F16F 9/00. Способ управления жесткостью гидродинамических демпферов опор турбомашин / Аксенов С. П., Нецвет В. А., Грасько Т. В., Хакимов Т. М., Семенова А.С., Зубко А.И.; заявитель и патентообладатель Военно-воздушная академия им. Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина (г. Воронеж) МО РФ (RU). - №2019116041; заявл. 24.05.2019; опубл. 25.08.20, Бюл. № 24.
142. Пересада В. П. Автоматическое распознавание образов. Л.: Энергия, 1970. 92 с.
143. Петрухин В. В., Петрухин С. В. Основы вибродиагностики и средств измерения вибрации. М.: Инфра-Инженерия, 2010. 176 с.
144. Пинегин С. В. Прецизионные опоры качения и опоры с газовой смазкой. М.: Машиностроение, 1984. 216 с.
145. Пинегин С. В. Опоры качения в машинах. М.: Изд-во АН СССР, 1961. 152 с.
146. Пирумов У. Г. Зарубин В. С., Крищенко А. П и др. / - Машиностроение. Энциклопедия. Математика .Т 1-1. М.: Машиностроение, 2003. 992 с.
147. Повреждение подшипников качения и их причины. URL: https://prmech.ru/pub/catalogues/skf/data/installation_and_maintenance_service/reasons_damage_bearings.pdf (дата обращения 03.09.20)
148. Подольский М. Е., Черенкова С. В. Физическая природа и условия возбуждения прямой и обратной прецессии ротора // Теория механизмов и машин. 2014. Т. 12. №1. С. 27-40.
149. Разработка контроля начальной стадии развития дефекта наиболее ответственных узлов ГТД по периодическому спектральному анализу проб масла. Определение предельно-допустимой концентрации посторонних

- частиц в масле / Отчет по договору от 27 августа 2014г. № 6523-004, ЦИАМ. 2016. 170 с.
150. Результаты комплексного исследования межроторных и межвальных подшипников двигателей типа АЛ-31ФП / Отчет по договору от 28 мая 2013г. № 32/13-41-215, Люберцы. 2013. 120 с.
151. Розенберг Г. Ш., Мадорский Е. З., Голуб Е. С. и др. Вибродиагностика. СПб.: ПЭИПК, 2003. 284 с.
152. Русов В. А. Спектральная вибродиагностика. Пермь, 1996. 176 с.
153. Седунин А. М., Афанасьев Д. О., Сидельников А. Г. Методы и проблемы вибродиагностики асинхронных двигателей // Пермский ГТУ, ООО Тест Сервис г. Пермь. URL:
<http://netess.ru/3knigi/1131436-1-metodi-problemi-vibrodiagnostiki-asinhronnih-dvigatelay-sedunin-afanasev-sidelnikov-permskiy-gosudarstvenniy-tehnichesk.php>
(дата обращения 03.09.2020).
154. 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.
155. Сидоров В. А. Классификатор повреждений подшипников // URL:
<http://ea.donntu.org:8080/bitstream/123456789/33207/1/Сидоров%201%20часть.pdf>
(дата обращения 03.09.2020).
156. Симаков В. С., Луценко Е. В. Адаптивное управление сложными системами на основе теории распознавания образов. Краснодар: Техн. ун-т Кубан. гос. технол. ун-та, 1999. 318 с.
157. Соколова А. Г. Метод локализации источников повышенной виброактивности машинного оборудования по данным дискриминантного анализа вибрации в задачах вибромониторинга и диагностики неисправностей // Вестник научно-технического развития. 2010. №1 (29). С.26-42. URL:
<http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=385> (дата обращения 03.09.2020).

158. Соколова А. Г., Балицкий Ф. Я. Вибромониторинг машинного оборудования и ранее обнаруженных эксплуатационных повреждений // Вестник научно-технического развития. 2008. №7 (11). С.45 – 50. URL: <http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=200> (дата обращения 03.09.2020).
159. Соколова А. Г., Балицкий Ф. Я., Брусиловский Ю. В., Минкин И. В., Изотов А. В., Вишняков С. А., Морозов О. В. Программный комплекс дискриминантного анализа вибрации как средство раннего обнаружения эксплуатационных повреждений газотурбинных установок. // Вестник научно-технического развития. 2008. №8 (12). С.65-72. URL: <http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=207> (дата обращения 03.09.2020).
160. Спицин Н. А. и др. Расчет и выбор подшипников качения. / Справочник. М.: Машиностроение, 1974. 56 с.
161. Тихомиров В. П. и др. Методы моделирования процессов в триботехнических системах. М.: МГИУ, 2004. 292 с.
162. Тихонов В. И. Хименко В. И. Проблемы пересечений уровней случайными процессами, радиофизические приложения // Радиотехника и электроника. 1998. №5. Т. 43. С. 501-523.
163. Тихонов Н. А., Токмачев М. Г. Основы математического моделирования. М.: МГУ, 2013. 84 с.
164. Ту Д., Гонсалес Р. Принципы распознавания образов. М.: Мир, 1978. 411 с.
165. Фукунага К. Введение в теорию распознавания образов. М.: Наука, 1979. 368 с.
166. Хименко В. И. Вероятностная структура фазовых траекторий случайных процессов // Информационно-управляющие системы. 2016. №3 (2016). С. 85-94.
167. Хименко В. И. Случайные данные: структура и анализ. М.: Техносфера, 2018. 423 с.
168. Хисамеев И. Г. и др. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных насосов. Казань: Изд-во ФЭН, 2010. 671 с.

169. Чабан Л. Н. Теория и алгоритмы распознавания образов. М.: МИИГАиК, 2004. 70 с.
170. Чеботарев А. М. Введение в теорию вероятностей и математическую статистику для физиков. М.: МФТИ, 2008. 246 с.
171. Черменский О. Н., Федотов Н. Н. Подшипники качения. / Справочник-каталог. М.: Машиностроение-1, 2003. 577 с.
172. Чернавский С. А. Подшипники скольжения. М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1963. 243 с.
173. Чичинадзе А. В. и др. Основы трибологии: трение, износ, смазка. М.: Машиностроение, 2001. 664 с.
174. Шабаев В. М., Казанцев А. С., Леонтьев М. К., Гаранин И. В., Карасев В. А. Вибродиагностика повреждений подшипников качения при монтаже и сборке тяжелых роторных узлов // URL: http://www.alfatran.com/pubs/vdrbdahrma_ru.pdf (дата обращения 03.09.2020).
175. Шабаев В. М., Леонтьев М. К. и др. Использование режима выбега роторов для определения резонансных режимов газотурбинных двигателей // URL: http://www.alfatran.com/pubs/uroirrt_ru.pdf (дата обращения 03.09.2020).
176. Шепель В. Т, Комаров Б. И., Грызлова Т. П. Выбор признаков для диагностики состояния трансмиссионных подшипников ГТД // Авиационно-космическая техника и технологии. 2005. №8 (24). С. 200-205. URL: <http://nti.khai.edu:57772/csp/nauchportal/Arhiv/АКТТ/2005/АКТТ805/Shepel.pdf>
177. Ширман А. Р., Соловьев А. Б. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. М.: Машиностроение, 1996. 276 с.
178. Шишкин Е. В., Астанков А. М., Ревяков Б. А. Анализ существующих методов оценивания технического состояния насосных агрегатов на основе методов неразрушающего контроля // Фундаментальные исследования. 2016. № 11-1. С. 102-106. URL: <https://www.fundamental-research.ru/ru/article/view?id=40935> (дата обращения 03.09.2020).

179. Яворский Б. М., Детлаф Ф. Ф. Справочник по физике. М.: Наука, 1981. 360 с.
180. Языков А. Е., Мурманский Б. Е. Повреждения подшипников паровых турбин. М.: НТФ Энергопрогресс, 2015. 94 с.
181. Bently D. Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics. Minden: Bently Pressurized Bearing Press, 2002. 726 p .
182. Mekhrengin M., Miroshnichenko G., Chistiakov A., Bolotov D., Ashirov A., Zubko A., Meshkovskiy I. Combination of soot pyrometry and C₂ emission spectroscopy for temperature measurement during combustion of hydrocarbons, // «Measurement», volume 166, 15 December 2020. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0263224120307818> (дата обращения 03.09.2020).
183. Agnieszka (Agnes) Muszyn´ska Rotordynamics. Consulting Minden, Nevada, U.S.A. 2005. 1085 p.
184. Alena Bilosova, Jan Bilos. Vibration Diagnostics. Ostrava, 2012. 115 p.
185. Filden A. Nonlinear Oscillations in Mechanical Engineering. Buhl: Germany, 2000. 274 p.
186. Newland D.E. Random vibrations, spectral and wavelet analysis. United States. John Wiley & Sons. New York. 1993. 477p.
187. Scheffer C. Practical Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance. Amsterdam, 2004. 256 p.
188. Vibration diagnostics of rolling bearings using the time series analysis SERI., David Kutalek, Milos Hammer, Brno University of Technology Faculty of Mechanical Engineering, Czech Republic, 1993. 177p.
189. Zubko A. Kritsky V. Implementation of Higt Strength Composite Ceramic Materials for Producing Tribotechnical Parts of Gas Turbine Engeines as Constructional Nano-Structured Materials. / 29 Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, (St. Peterburg, September 7-12, 2014). URL: https://icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2014/data/papers/2014_0746_paper.pdf (дата обращения 03.09.2020).