

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

На правах рукописи

Сундуков Александр Евгеньевич

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКИХ
ПРОЦЕССОВ И ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ ГТД**

2.5.15. Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных
аппаратов

Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант:
Шахматов Евгений Владимирович,
академик РАН,
доктор технических наук, профессор

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	7
1.СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА	27
1.1.Типовые дефекты зубчатых зацеплений и их вибродиагностика	27
1.2.Влияние износа боковых поверхностей зубьев зубчатого зацепления на характеристики его вибрационного состояния	31
1.3.Особенности вибрации планетарных редукторов, их основные источники	33
1.4.Анализ состояния вопроса по диагностике износа зубьев зубчатых зацеплений и величины бокового зазора	37
2. РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ВЫЯВЛЕНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РЕДУКТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД	49
2.1.Метод оценки технического состояния редуктора, нечувствительный к перестановке двигателя со стенда в состав летательного аппарата за счёт использования выявленных диагностических признаков по параметрам девиации мгновенных значений частоты узкополосного процесса вибрации и частоты вращения вала ГТД	49
2.1.1.Способ оценки параметров текущей частоты узкополосного случайного процесса	50
2.1.2.Способ диагностики дефектов зубьев зубчатых колёс редуктора ГТД по сигналам его тахометрических датчиков	53
2.1.3.Способ диагностики дефектов зубьев зубчатых колёс редуктора турбовинтового двигателя	55
2.1.4.Способ оценки изменения энергетической ширины спектральной составляющей вибрации машин	57
2.1.5.Способ диагностики дефектов кинематических пар роторных машин	58
2.2.Метод демодуляции на основе анализа максимумов широкополосной вибрации редуктора ГТД	59
2.2.1.Разработка критерия узкополосности для использования спектра огибающей	60
2.2.2.Разработка способа оценки параметров амплитудной мо-	

дуляции при анализе широкополосной вибрации	66
2.2.3.Каскадная демодуляция с использованием максимумов широкополосной вибрации роторных машин	75
2.2.4.Способ вибродиагностики технического состояния зубчатых зацеплений	79
Выводы и результаты второго раздела	81
3. НЕКОТОРЫЕ ОЦЕНКИ МЕТОДИЧЕСКИХ И ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ ПОГРЕШНОСТЕЙ ПРИ АНАЛИЗЕ ИССЛЕДУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ	82
3.1.Оценка влияния шума на эффективность метода интерполяции коэффициентов Фурье при повышении точности ДПФ	82
3.2.Выбор ширины фильтра следящего анализа при заданной величине погрешности оценки интенсивности гармоник	87
3.3.Анализ влияния внешних условий на оценку вибрационного состояния ГТД при приемистости	88
3.4.Оценка погрешностей тахометрических датчиков частот вращения роторов исследуемых ТВД	91
Выводы и результаты третьего раздела	92
4. РАЗРАБОТКА ДИАГНОСТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РЕДУКТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД	94
4.1.Кинематический расчёт основных источников вибрации дифференциального редуктора ТВД НК-12МППМ	94
4.2.Имитационная математическая модель вибрационного состояния пары «солнечная шестерня – сателлиты» при развитии износа зубьев	97
4.3.Математическая модель оценки ширины оценкиспектральной линии составляющей зубцовой гармоник	105
4.4.Математическая модель оценки ширины спектральной линии составляющей сигнала «штатного» тахометрического датчика частоты вращения выходного вала редуктора	112
4.5.Математическая модель оценки ширины спектральной линии составляющей вибрации роторной гармоник выходного вала редуктора	114

4.6.Обоснование диагностических признаков расцентровки приводного вала редуктора с солнечной шестерней	114
Выводы и результаты четвертого раздела	117
5.ОЦЕНКА ПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ОПАСНОСТИ ОСНОВНЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ ВИБРАЦИИ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА ТВД	119
5.1.Экспериментальная база разработки комплексной оценки технического состояния планетарных редукторов	119
5.2.Анализ интенсивностей гармоник ряда с шагом $3f_p$ *	123
5.3.Идентификация источника возбуждения резонансных колебаний элементов конструкции компрессора двигателя	127
5.4.Оценка возможности возбуждения резонансных колебаний центральных колёс	133
5.5. Оценка возможности возбуждения резонансных колебаний рабочих лопаток компрессора двигателя	135
Выводы и результаты пятого раздела	136
6. РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСА ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ ИЗНОСА В ПАРЕ «СОЛНЕЧНАЯ ШЕСТЕРНЯ – САТЕЛЛИТЫ» ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА	138
6.1.Диагностический признак технического состояния роторных машин на основе относительной ширины спектра	138
6.2.Диагностические признаки износа на основе интенсивностей составляющих автоспектра и спектра максимумов	140
6.3.Диагностические признаки износа боковых поверхностей зубьев на основе анализа параметров зубцовой спектральной составляющей	152
6.4.Вибродиагностика износа зубьев зубчатого зацепления по диагностическим признакам расцентровки	157
6.5.Диагностические признаки на основе анализа модуляционных явлений и оценки текущей частоты узкополосного процесса	160
6.5.1.Признаки на основе глубины амплитудной модуляции	161
6.5.2.Интенсивность n-мерного вектора в спектре огибающей	162
6.5.3.Признаки на основе изменения параметров частоты узкополосного процесса	164
6.6.Диагностические признаки на основе взаимных характеристик	166

6.7.Диагностические признаки на основе анализа сигналов со «штатных» датчиков частот вращения валов ГТД	171
6.8.Вибрационный шум в диагностике износа зубьев редукторов ГТД	178
6.9.Структурные диагностические признаки износа	182
6.10.Диагностические признаки на базе каскадной демодуляции	183
Выводы и результаты шестого раздела	188
7. РАЗРАБОТКА ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ ВЕЛИЧИНЫ БОКОВОГО ЗАЗОРА ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА	190
7.1.Диагностические признаки на базе интенсивностей спектральных составляющих вибрации редуктора	190
7.2.Диагностические признаки на основе анализа сигналов со «штатных» тахометрических датчиков оборотов вращения ТК и ВЗВ	197
7.3.Диагностические признаки на основе анализа параметров модуляции	198
7.4.Диагностические признаки на основе биполярного анализа	205
7.5.Структурные диагностические признаки	206
Выводы и результаты седьмого раздела	208
8. ВОПРОСЫ ПРАКТИЧЕСКОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАЗРАБОТАННЫХ ПОДХОДОВ В ОЦЕНКЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РЕДУКТОРОВ ГТД	210
8.1Проблемы разработки методик вибродиагностики технического состояния редукторов авиационных ГТД	210
8.2.Оценка влияния места постановки двигателя и типа воздушного винта на диагностические признаки износа зубьев его редуктора	213
8.3.Разработка рекомендаций по назначению предельных значений диагностических признаков износа	218
8.4.Общие рекомендации по разработке методик диагностики износа боковых поверхностей зубьев и величины бокового зазора в редукторах ГТД	222
Выводы и результаты восьмого раздела	224
Заключение	226
Список сокращений и условных обозначений	229

Список литературы	241
Приложение А Расчёт интенсивности n -мерного вектора	272
Приложение Б Выделение положительной части процесса	276
Приложение В Спектр максимумов	279
Приложение Г Частота узкополосного процесса	288
Приложение Д Методика вибродиагностики износа зубьев шестерён редуктора изделия НК-12МП (НК-12МППМ)	298
Приложение Е Методика оценки величины износа зубьев на основе анализа изменения ширины и формы зубцовой спектральной составляющей	309
Приложение Ж Методика оценки величины бокового зазора на основе анализа интенсивности зубцовой гармоника	312
Приложение З Методика Оценки износа боковых поверхностей зубьев шестерен редуктора изделия НК-12 МП (НК-12МППМ) по сигналу «штатного» тахометрического датчика частоты вращения вала заднего винта в условиях эксплуатации	315

ВВЕДЕНИЕ

Современные авиационные ГТД – основное звено летательных аппаратов, определяющее его лётно-технические характеристики: безопасность, надёжность, экономичность, стоимость эксплуатации и др. [261, 35]. Они входят в тройку главных достижений научно-технической революции XX века наряду с атомным проектом и выходом в космос [34]. Практика эксплуатации авиационных ГТД показывает, что, несмотря на высокий уровень выполненных расчётов и большой объём экспериментального материала поузловой доводки двигателей, доказывающих назначенный ресурс, это не является абсолютной гарантией их эксплуатационной надёжности. Поэтому требуется наличие систем диагностики технического состояния ГТД как на этапах доводки, производства так и всего цикла эксплуатации. В работах [241, 242] отмечается, что безаварийная, рациональная и экономически обоснованная эксплуатация машин и механизмов обеспечивается при наличии:

- диагностики технического состояния серийных машин;
- прогнозирующего мониторинга безаварийной работы;
- перехода к эксплуатации по техническому состоянию;
- научно обоснованной оценки остаточного ресурса;
- надёжной аварийной защиты.

До настоящего времени для сложных технических систем, в том числе ГТД, окончательное решение этих задач не обеспечено. Перевод авиадвигателей на эксплуатацию по техническому состоянию, когда решение о продлении эксплуатации и ресурса принимается на основе периодического или непрерывного контроля состояния основных их узлов и деталей, требует решения ряда научных задач, которые реализуются при тщательных экспериментальных исследованиях. Прочность и надёжность двигателя во многом определяется динамическими нагрузками, вызывающими колебания элементов его конструкции. Это повышает роль экспериментальных исследований [34, 234]. Решение отмеченных проблем невозможно без широкого использования методов технической диагностики [41, 51, 52]. Виброакустическая диагностика к настоящему времени сложилась как самостоятельное научное направление технической диагностики [31, 75, 209] и яв-

ляется наиболее эффективной среди неразрушающих методов контроля [209,358]. Она получила широкое применение в различных отраслях техники. Отечественный и зарубежный опыт показывает, что контроль вибрации роторных машин позволяет выявить до 80% их дефектов [42, 47, 209]. Первыми отечественными фундаментальными трудами в области виброакустической диагностики явились работы Б.В. Павлова [221, 222]. Дальнейшее развитие новое научное направления получило в работах Э.Л. Айрапетова [10-22, 67,68 и др.], Ф.Я. Балицкого [22, 36-40, 58, 69, 70, 72, и др.], Ю.Г. Барина [43, 42 и др.], А.В. Баркова и Н.А. Барковой [23, 44-46, 23, и др.], М.Д. Генкина [10, 12-14, 16, 18, 19, 20, 31, 33, 36, 37, 40, 68, 69, 70, 72, 211, 212, 217, 260, 74-81 и др.], А.С. Гольдина [88 и др.], С.М. Дорошко [121 и др.], В.А. Карасёва [152, 153,189 и др.], В.М. Костюкова [178, 215 и др.] С.С. Кораблева [167, 168 и др.], А.В. Мозгалевского [201, 202 и др.], В.А. Русова [250 и др.], М.К. Сидоренко [152, 255 и др.], А.Г. Соколовой [26, 27, 36, 36, 58, 70, 72, 75, 80, 113, 263 и др.], А.Р. Ширмана [320 и др.], К.Н. Явленского [328 и др.], Kedall G.H. [343 и др.], R.A. Collacott [336 и др.], G.V. Randall [356, 357, и др.], J.C. Mitchell [344, 351 и др.], R.M. Stewart [341, 361, 362 и др.] и др.

В 80-е и 90-е годы прошлого столетия наблюдалось бурное развитие этого направления. Здесь следует отметить работы таких организаций как ИМАШ АН РАН, ЦНИИ им. академика Крылова, ЦИАМ, ЦНИИТМАШ, ЦНИДИ, МНПО «Спектр», ЦНИИ СЭТ, НПО «Энергия», ассоциация ВАСТ, ДИАМЕХ, ИНКОТЕС и ряд других. Многие из этих организаций, помимо разработки методов вибродиагностики, производят соответствующие измерительные средства. Ю.И. Барин [42] выделяет три этапа развития вибродиагностики в нашей стране. Первый характеризуется использованием узкоспециализированных приборов для оценки интенсивности отдельных составляющих вибрации машины с использованием спектрального и корреляционного анализа. Второй этап отмечается активным использованием средств вычислительной техники, созданием специализированных измерительно-вычислительных комплексов с более углубленным анализом вибрационных процессов. Третий этап определяется активным развитием специализированного программного обеспечения и созданием экспертных систем, позволяющих в определенном смысле аккумулировать опыт и знания квалифицированных вибродиагностов. Главная задача виброакустической диагностики за-

ключается в определении степени отклонения технического состояния машин от нормы. Оценка этого отклонения осуществляется на основе использования соответствующих информативных диагностических признаков. Их выявление – наиболее трудоёмкий, сложный и ответственный этап вибродиагностики [7, 133, 209]. Поэтому развитие методов обработки и анализа динамических процессов является самостоятельной проблемой виброакустической диагностики [31, 75, 209].

В достаточно обширной литературе по вибродиагностике авиационных ГТД [41, 121, 152, 152, 153, 255, 257, 308, 328 и др.] показано, что в большинстве случаев диагностическими признаками их технического состояния являются дискретные составляющие спектра вибрации. Объективная оценка параметров этих составляющих осложняется влиянием большого количества факторов, многие из которых не представляется возможным стабилизировать. В литературе даются различные оценки нестабильности величин интенсивности, достигающей до 10–100 раз [308]. Сложность конструкции ГТД и протекающих рабочих процессов, взаимодействие большого количества сопряжённых деталей, высокие частоты вращения роторов вызывают генерацию колебательных процессов в широком частотном диапазоне [152, 153, 255, 257]. При этом, как отмечается в [75], сила и слабость виброакустической диагностики заключается в том, что сигнал вибрации дефектного узла содержит как полезную информацию, так и огромный поток данных от других узлов двигателя, выступающих в качестве помехи. Для разрешения этой дилеммы предложено достаточно большое количество методов анализа вибропроцессов [16, 17, 59, 75, 83, 110, 121, 126, 127, 151, 152, 214, 219, 185–189, 191, 196, 200, 247, 251, 256, 262, 303, 315, 324, 327, 329, 333, 332, 335, 336, 355, 356, 359 и др.]. Для обнаружения, идентификации вида и величины дефекта результаты количественной оценки диагностических признаков сравниваются с эталонами (предельными значениями, нормами) бездефектных машин, а также с эталонами различных дефектов. Эталоны строятся по данным измерений следующими способами [45, 75, 209]:

- построение без предварительного обучения системы диагностики;
- обучение по множеству однотипных машин;
- по периодическому измерению вибрации машин на начальном этапе эксплуатации системы диагностики.

Это требует достаточно существенных затрат на разработку методики диагностики машины. Для общей вибрации роторных машин существует ряд нормативных документов (см., например, [102-108]), определяющих предельные значения. Для диагностических признаков дефектов эта задача находится на стадии накопления наиболее обоснованных и рациональных подходов. Есть рекомендации ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009 [105]. Практика показывает, что зависимости диагностических признаков от уровня дефекта описываются различными аналитическими соотношениями. Интуитивно понятно, что особенности типа дефекта и соответствующего вида аппроксимации зависимости диагностического признака от его величины необходимо учитывать при назначении норм.

Многочисленными исследованиями показано, что появление большинства дефектов роторных машин сопровождается появлением и развитием модуляционных явлений [26, 27, 42-46, 114, 159, 215, 263, 281]. В 80-е годы прошлого века специалистами ассоциации ВАСТ был предложен спектр огибающей, позволяющий идентифицировать дефект по параметрам амплитудной модуляции высокочастотных колебаний [24, 25, 44-46]. К настоящему времени метод получил широкое распространение. Главное его достоинство заключается в возможности в ряде случаев поставить диагноз по однократному измерению. К ограничениям метода следует отнести относительно узкий диапазон частот выявленных диагностических признаков, связанный с необходимостью использования узкополосного фильтра для построения огибающей. При этом ширина спектра огибающей не может быть больше половины ширины фильтра, выделяющего узкополосный случайный процесс [89]. Получение узкополосного процесса предполагает наличие критерия узкополосности, который однозначно не определён [314]. Практика использования спектра огибающей показывает, что разные авторы применяют фильтры с относительной шириной от 14% до 1 октавы (71%). В большинстве случаев выделение огибающей осуществляется для процесса шириной в 1/3 октавы ($\Delta f/f_0 = 0,23$, Δf – ширина фильтра, f_0 – его центральная частота). В радиотехнике принято считать узкополосными фильтры, удовлетворяющие условию $\Delta f/f_0 \ll 1$ [89]. Авторы работы [7] показали, что преобразование Гильберта, ис-

пользуемое при выделении огибающей узкополосного процесса, позволяет получить практически неискажённую квадратурную составляющую при $f_0/\Delta f \leq 5-7$ ($\Delta f/f_0$ 14–20%). В работе [203] к классу узкополосных отнесены процессы, удовлетворяющие условию $\Delta f/f_0 \leq 0,67$. Автор работы [314] предлагает считать узкополосными процессы, для которых относительная ширина спектра $\varepsilon \leq 0,6324$. Применительно к данному параметру в работе [124] в качестве границы узкополосности предлагается значение параметра $\varepsilon = 0,40$. Очевидно, что такое разнообразие в определении границ узкополосности связано с тем, что авторы рассматривали эту проблему при решении различных задач. В работе [276] показано, что на полученные результаты оказывают влияние не только ширина используемого фильтра, но и его затухание, а также выбранная частотная область из общего вибрационного процесса. Для обеспечения однозначности и сопоставимости результатов измерений при использовании спектра огибающей необходимо рассмотреть эту проблему с позиции получения соответствующих характеристик амплитудной модуляции исследуемых процессов.

Эффективность использования спектра огибающей подвигла ряд авторов на дальнейшее развитие данного подхода. Например, повторное использование полосовой фильтрации с получением спектра огибающей позволяет более надёжно выделять диагностические признаки при наличии существенной нелинейности и нескольких дефектов [2, 42]. Метод получил название каскадной демодуляции. Однако повторная узкополосная фильтрация ещё в большей степени сужает информативный частотный диапазон.

При развитии дефектов контактирующих поверхностей узлов механизма, таких как зубчатые зацепления, подшипники качения и ряд других, амплитудная и частотная модуляции присутствуют одновременно [17, 245]. В практике вибродиагностики выделение амплитудной и частотной огибающих выполняется с помощью преобразования Гильберта [344]. Однако в этом случае применительно к оценке параметров частотной модуляции возникают существенные погрешности [238]. Это дало основание авторам работы отметить, что практически отсутствуют

публикации с успешным использованием спектра частотной огибающей в диагностике дефектов роторных машин.

Известно, что погрешности изготовления и сборки зубчатых зацеплений, износ боковых поверхностей их зубьев возбуждают поперечно-крутильные колебания [3, 4, 9, 25, 47, 50, 116, 169, 172, 180-183, 322, 325, 353]. Это приводит к росту девиации частоты вращения выходного вала [9, 28, 73], что может быть использовано в разработке соответствующих методов оценки их технического состояния. В двигателях внутреннего сгорания (главным образом дизелей) активно используется анализ сигнала с датчика частоты вращения коленчатого вала в оценке параметров их рабочих процессов [244, 224, 227, 304]. Во всех известных случаях используются специально установленные высокочастотные датчики частоты вращения роторов посредством дополнительных элементов. В системах контроля параметров авиационных ГТД предусмотрены «штатные» тахометрические датчики частот вращения их роторов. При анализе литературных источников не удалось найти публикации, посвященные оценке технического состояния редукторов ГТД по анализу их сигналов. При положительном решении данной проблемы возможна оценка величины износа непосредственно в процессе эксплуатации двигателя путём установки на объект соответствующего устройства измерения и обработки сигналов с имеющихся тахометрических датчиков или его использование при проведении регламентных работ.

Основу цифровых методов обработки сигналов составляет дискретное преобразование Фурье. Его использование приводит к погрешности оценки уровня и частоты составляющих спектра [86, 87]. Для снижения отмеченных погрешностей предложен метод весовых функций [87] и метод интерполяции коэффициентов Фурье [126]. В первом случае величина погрешности определяется видом окна, во втором – влиянием шумовой составляющей, которое авторами не определено.

Одним из важных инструментов анализа вибрационных процессов много-режимных машин является следящий анализ. В литературных источниках оценка погрешностей данного вида анализа рассмотрена с позиции влияния качества управляющего сигнала [65, 84, 87]. При этом нет чётких рекомендаций по выбору

ширины используемого фильтра при назначенной точности оценки исследуемого параметра.

Зубчатые зацепления ГТД наряду с подшипниками являются наиболее распространёнными узлами их конструкций. Виброактивность роторных машин в существенной степени зависит от наличия дефектов в их зубчатых передачах [349]. Среди зубчатых зацеплений ГТД максимальные нагрузки передаются планетарными редукторами, применяемыми для обеспечения увеличения крутящего момента и оптимальной частоты вращения воздушных винтов и вентиляторов. Благодаря присущим им преимуществам по сравнению с переборными редукторами, они получили широкое распространение в общем машиностроении и особенно в авиации [5, 24, 85, 130, 234, 246]. Актуальность развития и совершенствования методов вибродиагностики планетарных редукторов связана не только с их применением в конструкции ТВД, но и с их использованием в перспективных схемах двигателей пятого и шестого поколений. Редукторы ГТД должны удовлетворять ряду требований [253]:

- обеспечение заданных разработчиком летательного аппарата направления и частоты вращения воздушных винтов;
- обеспечение необходимых значений надёжности и долговечности;
- уровни и спектр издаваемых редуктором шумов должны укладываться в установленные пределы;
- уровень вибраций, возбуждаемых редуктором, не должен превышать установленных норм, а их спектр не должен содержать резонансные частоты;
- исключение возможности возбуждения крутильных колебаний в валопроводе от силовой турбины до воздушного винта.

Исследования СНТК им. Н.Д. Кузнецова и ГП «Ивченко–Прогресс» показали, что градиент роста массы двигателей с безредукторным приводом вентилятора существенно выше, чем у двигателей с приводом через редуктор [109]. Установлено, что с ростом степени двухконтурности трудоёмкость изготовления двигателей с редуктором существенно ниже, чем с приводом вентилятора от турбины. При этом снижение оборотов вентилятора посредством редуктора приводит к увели-

чению его диаметра и тяги, поднимает обороты турбины, что обеспечивает уменьшение размера и веса газогенератора. Кроме того, это позволяет избежать превышения окружной скорости на периферии лопаток 400 м/с, после которой существенно увеличивается интенсивность генерируемого вентилятором шума [109]. Как отмечают авторы работы, другой перспективной схемой с редукторным приводом является схема «открытый ротор», которую можно рассматривать как развитие ТВД. Такая схема реализована в двигателях НК-93 (СССР), Д-27 (Украина), ТРЕ-731, LF-507 (США) [352]. Выполненный сотрудниками ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова анализ перспективных разработок ГТД фирм США и Европы показывает, что при величине степени двухконтурности больше 14 используется привод вентилятора через редуктор [90, 222]. Однако, как отмечено в [325], работоспособность двигателя с редуктором в большой степени будет определяться этой зубчатой передачей. Существующая практика подтверждает этот тезис. Так, доводка турбовинтового двигателя (ТВД) НК-12 с дифференциальным редуктором и двумя соосными воздушными винтами сопровождалась обрывом лопаток 3-й ступени компрессора, появлением трещин на дисках ряда ступеней, разрушением ободов дисков 3-й и 7-й ступеней [184]. Проведенные исследования показали, что это связано с повышенным износом зубьев шестерён редуктора, прежде всего пары «солнечная шестерня – сателлиты». Выбор варианта модификации профиля зубчатых колёс двигателя АЛ-31Ф сопровождался многочисленными разрушениями зацепления и всего двигателя [64]. При доводке двигателя самолета АН-24 вибрация, генерируемая редуктором, приводила к обрыву рабочих лопаток 1, 3, 8, 9-й и 10-й ступеней компрессора, появлению трещин на дисках некоторых ступеней [315]. Доводка двигателя Д-27 потребовала изготовления 6 модификаций солнечной шестерни и 16 дополнительных комплектов шестерён [238]. Во всех рассматриваемых случаях решение отмеченных проблем удалось найти на основе проведения большого комплекса исследований и внедрения мероприятий конструктивного и технологического характера.

Износ, возникающий при трении сопряжённых поверхностей, является наиболее характерным видом повреждения большинства машин и их механизмов

[131, 142, 205, 212, 213, 222, 247, 305, 330, 323]. При этом подчёркивается, что установление зависимости между износом сопряжений и динамическими параметрами машины является важнейшей задачей, позволяющей прогнозировать как её параметрическую надёжность, так и отказы, связанные с функционированием. Отмечается, что для быстроходных и тяжело нагруженных машин именно динамика лимитирует допустимые величины износов и ресурс изделия. Редукторы ГТД работают в широком диапазоне частот вращения валов и передаваемой нагрузки. При этом значительную часть наработки составляют переменные по частоте и нагрузке режимы, что повышает вероятность возбуждения резонансных колебаний, провоцирует генерацию крутильных колебаний и увеличивает интенсивность износа боковых поверхностей зубьев.

Главными источниками возбуждения колебаний зубчатыми зацеплениями с зубцовой частотой и её гармониками являются: ошибка шага зацепления, погрешности профиля зубьев, полученные при изготовлении и в процессе эксплуатации в виде износа, изменение жёсткости зацепления при переходе от однопарного зацепления к двухпарному и наоборот, импульсное нагружение зубьев [32, 50, 166, 232]. Свой вклад вносят изменения направления действия сил трения при кромочном зацеплении и проблемы в опорах вращения зубчатых колёс [116]. Колебания с частотами вращения колес и их гармониками определяются накопленной погрешностью зубчатого колеса и его неуравновешенностью. Модуляционные явления связаны с переменной жесткостью зацепления, зазорами и гармониками накопленной погрешности [325]. Эти причины называют первичными. Неравномерность вращения приводных валов, их дисбаланс – вторичными [164]. Погрешность шагов зацепления приводит к появлению комбинационных составляющих [90].

Ресурс зубчатой передачи при износе зубьев определяется уменьшением изгибной прочности и увеличением циклической погрешности [237]. Для авиационных зубчатых зацеплений критичным является второй фактор, генерирующий опасные колебания, возбуждающие резонансы элементов конструкции двигателя [184]. Под циклической погрешностью принято считать наибольшую сумму изно-

сов в точках зацепления сопряженных зубьев [232]. При этом следует отметить, что кинематическая погрешность в статике и динамике существенно отличается. Эта характеристика является одной из основных, определяющих вибрационное состояние зубчатых зацеплений [334]. Она определяется рядом факторов: технологическими (погрешности изготовления и сборки), режимными (частота вращения, температура, передаваемая нагрузка), конструктивными (податливость деталей привода, модификация боковой поверхности зубьев) и износом [33, 53, 110, 128, 162-164, 190, 319, 323]. Поэтому применительно к зубчатым зацеплениям ГТД основное требование заключается в обеспечении минимальной величины износа и низком уровне генерируемой вибрации. Причина износа вызвана повышенным скольжением эвольвентных профилей зубьев, высоким уровнем контактных давлений, связанным с малым радиусом кривизны кромки зубьев и наличием посторонних включений в масле [133]. Важным фактором, ускоряющим процесс износа, является расцентровка в планетарных редукторах [88] и неравномерность распределения нагрузки [206]. Следует отметить, что фланкирование зуба зубчатого зацепления принято считать способом снижения его динамической нагруженности [171, 173]. Однако, начиная с некоторой величины износа головки зуба, существенно возрастает генерируемая вибрация.

Контроль состояния авиационных редукторов осуществляется несколькими способами: визуальный эндоскопический осмотр, измерение температуры и давления масла, оценка наличия стружки в масле, анализ вибросигналов. Единственным безразборным способом оценки величины износа боковых поверхностей зубьев редукторов на ранней стадии развития дефекта является виброакустическая диагностика. Однако, как отмечается в [42, 142, 146], опыт вибродиагностики планетарных редукторов крайне ограничен. Это связано со сложностью их конструкции по сравнению с переборными редукторами и несовпадением частот колебаний в источнике с частотами, регистрируемыми вибропреобразователями, установленными на картере редуктора [38]. Другой сложной проблемой при разработке методик вибродиагностики дефектов авиационных ГТД является существенное изменение их вибрационного состояния при перестановке со стенда завода-

изготовителя на объект [138, 329]. Это связано с тем, что, как правило, разработка соответствующих методик диагностики выполняется на экспериментальном материале, полученном на стенде завода-изготовителя двигателя, а диагностику ГТД необходимо выполнить в условиях его эксплуатации на объекте.

Степень разработанности проблемы. Вибродиагностике дефектов зубчатых передач и исследованию их динамики посвящено достаточно большое количество публикаций. Здесь следует отметить работы Э.Л. Айрапетова [10-22, 67,68 и др.], И.И. Артоболевского [31 и др.], Ф.Я. Балицкого [22, 36-40, 58, 69, 70, 72, и др.], Ю.Г. Барина [43, 42 и др.], А.В. Баркова [23, 44-46, 23, и др.], М.Д. Генкина [10, 12-14, 16, 18, 19, 20, 31, 33, 36, 37, 40, 68, 69, 70, 72, 211, 212, 217, 260, 74-81 и др.], А.Г. Соколовой [26, 27, 36, 36, 58, 70, 72, 75, 80, 113, 263 и др.], P.D. Macfadden [348, 353 и др.], R.V. Randall [356, 357, и др.], R.M. Stewart [341, 361, 362 и др.], I.C. Cheeseman [335 и др.]. Однако публикаций, посвящённых вибродиагностике износа боковых поверхностей зубьев и соответствующей величины бокового зазора не так много. При этом существенно ограничен перечень работ, посвящённых диагностике данного дефекта применительно к такому сложному механизму, как планетарный редуктор.

Эффективность использования параметров модуляции свидетельствует о необходимости дальнейшего развития данного подхода. Для планетарных редукторов характерны изгибно-крутильные колебания [13, 42, 43]. Интенсивность крутильных колебаний растёт с развитием износа [181-184]. Логично предположить, что именно этот вид вибрации возбуждает резонансные колебания элементов конструкции компрессоров ГТД. Однако измерение крутильных колебаний в условиях реальной конструкции двигателя, да еще в условиях его эксплуатации, представляет достаточно сложную и часто невыполнимую задачу. Наличие сложного кинематического ряда планетарных редукторов с зазорами в каждой паре зацеплений приводит к существенной нелинейности. Это вызывает генерацию субгармонических и комбинационных составляющих, что в неполной мере учтено в известных математических моделях. Как отмечалось выше, в системах регулирования двигателя используются «штатные» индукционные датчики частот враще-

ния его валов. При наличии крутильных колебаний эти датчики отчасти выступают как измерители этой вибрации [323]. Нам не удалось найти сведений о разработке диагностических признаков износа на основе анализа сигналов с этих датчиков. В.И. Пронякин отмечает [240, 241], что практически не используются для диагностики технически сложных машин кинематические параметры движения их элементов.

Износ зубьев и боковой зазор в определенном смысле связаны между собой. Повышенный боковой зазор, вызванный погрешностью изготовления и сборки, температурной деформацией корпуса, износом опор вращения колёс, приводит к ударному вхождению зубьев в зацепление, что ускоряет процесс износа. В свою очередь, износ рабочих поверхностей зубьев вызывает увеличение бокового зазора. Поэтому с точки зрения диагностики целесообразно рассматривать эти дефекты совместно.

Традиционно до настоящего времени поиск диагностических признаков дефектов ведётся на основе обработки и анализа статистического материала, полученного по измерению вибрации дефектных и бездефектных машин. Это требует больших временных и материальных затрат. В последнее время всё в большей степени решение задачи выявления диагностических признаков дефектов осуществляется с использованием соответствующих математических моделей. Это существенно сокращает указанные затраты, позволяет оценить влияние различных факторов на эффективность выбранных диагностических признаков. Применительно к планетарному редуктору, известные математические модели в основном решают задачу оценки динамической нагруженности зубьев и других элементов конструкции редуктора [144–146, 155, 176], расчёта собственных частот элементов его конструкции. Перечень работ по моделям, созданным для решения задач вибродиагностики, весьма ограничен [42, 43, 58, 75].

Из практики виброметрии и вибродиагностики роторных машин известно, что в частотной области дискретные составляющие спектра вибрации имеют некоторую ширину их спектральных линий [66, 124]. Причём, например, зубцовые гармоники, сепараторная составляющая подшипников качения, как правило,

имеют несколько большую ширину спектральных линий, чем остальные компоненты. Наличие ширины спектральных линий связывается с девиацией частоты вращения ротора машины на стационарном режиме её работы, вызывающей расширение спектральной составляющей за счёт частотной модуляции. Анализ литературных источников и наши исследования показывают, что для зубчатых зацеплений характерен более сложный механизм формирования ширины спектральных линий зубцовой составляющей и некоторых других.

В связи с проведением работ на ПАО «ОДК–Кузнецов» по модернизации двигателя НК-12МППМ под воздушный винт большей тяги ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова поставило условие на допуск к проведению государственных лётных испытаний модернизированных двигателей в составе объекта. Оно заключалось в необходимости разработки на предприятии методики вибродиагностики износа зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты» дифференциального редуктора двигателя. Правомерность постановки данного условия подтвердилась после проведения первого этапа лётных испытаний модернизированного двигателя (НК-12МППМ). Его разборка выявила наличие трещины на пере рабочей лопатки седьмой ступени компрессора. Поломка носила усталостный характер. Наличие дефектов материала лопатки не выявлено. Форма резонансных колебаний рабочей лопатки седьмой ступени компрессора имела частоту, близкую к частоте, на которой происходили поломки рабочей лопатки третьей ступени компрессора при доводке двигателя НК-12. При этом, как будет показано в следующих разделах, износ зубьев шестерён редуктора двигателя с трещиной на пере рабочей лопатки седьмой ступени компрессора имел максимальное значение среди исследуемых экземпляров двигателей.

Отмеченные проблемы и широкое использование планетарных редукторов для привода вентилятора в двигателях следующих поколений обуславливают важность и актуальность совершенствования и развития методов диагностики износа боковых поверхностей зубьев шестерён и величины бокового зазора планетарных редукторов ГТД. Предлагаемая работа выполнена на примере дифференциального редуктора двигателя НК-12МП и его модернизированного варианта.

Целью диссертационной работы является обеспечение надёжности двигателей за счёт повышения достоверности оценки технического состояния планетарных редукторов ГТД путём разработки моделей и методов анализа вибрации и динамических составляющих сигналов штатных тахометрических датчиков.

Для достижения поставленной цели в работе сформулированы следующие основные задачи:

– разработать новые методы анализа колебательных процессов ГТД, позволяющие выделять диагностические признаки технического состояния редуктора двигателя с целью повышения его надёжности;

– разработать имитационную математическую модель вибрации пары «солнечная шестерня – сателлиты», учитывающую генерацию основных вибрационных составляющих, при наличии износа на боковых поверхностях зубьев;

– разработать математические модели оценки ширины спектральных линий зубцовой компоненты и роторной составляющей частоты вращения выходного вала редуктора в вибрационном процессе и сигнале штатного тахометрического датчика, позволяющие выявить диагностическую информацию для оценки технического состояния редуктора ГТД в условиях эксплуатации;

– выявить связь вибрационного состояния редуктора при износе зубчатого зацепления с техническим состоянием элементов конструкции двигателя и определить источник их резонансных колебаний;

– определить комплекс диагностических признаков износа боковых поверхностей зубьев и величины бокового зазора в паре «солнечная шестерня – сателлиты» планетарного редуктора на основе анализа вибрации двигателя и сигналов штатных тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного валов редуктора, с целью повышения эксплуатационной технологичности, надёжности, эффективности эксплуатации ГТД;

– исследовать влияние перестановки двигателя со стенда на объект и типа используемого воздушного винта на диагностические признаки, выявленные в условиях стендовых испытаний. Предложить признаки нечувствительные к данным факторам, что существенно сократит затраты на разработку методик оценки тех-

нического состояния ГТД в условиях объекта за счет исключения проведения соответствующих измерений на двигателе;

– разработать предложения по назначению предельных величин для диагностических признаков износа, описываемых разными зависимостями. Предложить рекомендации по созданию комплекса диагностических признаков износа боковых поверхностей зубьев и оценки величины бокового зазора в зубчатом зацеплении «солнечная шестерня – сателлиты» планетарных редукторов для повышения надёжности эксплуатации ГТД.

Объект исследования – вибрационные процессы и сигналы штатных тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного валов планетарных редукторов авиационных ГТД.

Предмет исследования – редукторы и компрессоры ГТД.

Научная новизна работы:

1. Впервые предложен метод оценки технического состояния редуктора, нечувствительный к перестановке двигателя со стенда в состав летательного аппарата за счёт использования выявленных диагностических признаков по параметрам девиации мгновенных значений частоты узкополосного процесса вибрации и частоты вращения вала ГТД.

2. Разработан метод демодуляции на основе анализа максимумов широкополосной вибрации редуктора ГТД, обеспечивающий выявление и существенное повышение чувствительности диагностических признаков в широком диапазоне частот вибрационного процесса двигателя.

3. Разработана имитационная математическая модель вибрационного состояния пары «солнечная шестерня – сателлиты» планетарного редуктора при развитии износа зубьев, отличающаяся наличием основных генерируемых составляющих вибрации, что позволяет выявить дополнительные диагностические признаки износа и идентифицировать источник резонансных колебаний элементов конструкции компрессора двигателя.

4. Предложен комплекс математических моделей, позволяющий оценивать ширину спектральных линий: зубцовой составляющей вибрации, сигнала частоты

вращения выходного вала редуктора в вибрационном процессе и в сигнале штатного тахометрического датчика, учитывающий рост ширины зубцовой компоненты с развитием износа зубчатого зацепления, что позволило предложить новые диагностические признаки оценки технического состояния ГТД.

5. Впервые установлена возможность использования динамических составляющих сигналов штатных тахометрических датчиков не только для оценки частот вращения валов ГТД, но и для диагностики износа зубьев редуктора.

6. Разработан комплекс новых диагностических признаков на основе анализа сигналов вибрации и динамических составляющих сигналов штатных тахометрических датчиков, позволяющий оценивать износ зубчатого зацепления редукторов ГТД, для обеспечения надёжности в процессе эксплуатации.

Теоретическая значимость работы состоит в том, что разработанные методы анализа динамических процессов расширяют научные основы выявления дефектов роторных машин. Предложенные модели создают теоретическую базу для выявления новых типов диагностических признаков, не применяемых ранее в практической деятельности.

Практическая значимость работы заключается в том, что на основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований:

- разработан комплекс новых диагностических признаков дефектов на основе анализа вибрации и сигналов штатных тахометрических датчиков планетарных редукторов ГТД, существенно расширяющий возможности оценки их технического состояния. Для части из них предложено соответствующее программное обеспечение, включённое в пакет программ исследования причин повышенной вибрации ГТД, выпускаемых ПАО «ОДК – Кузнецов» и ряда других организаций;
- предложен метод устранения необходимости пересчёта уровней интенсивности диагностических признаков износа редуктора ГТД, построенных на базе интенсивностей вибрации, которые получены в условиях стенда, при переходе на объект, за счёт использования разработанных диагностических признаков на основе параметров мгновенных значений частоты узкополосного процесса вибрации и частоты вращения вала ГТД, что практически в два раза сокращает затраты при

разработке методик диагностики дефектов за счёт исключения необходимости дополнительных измерений сигналов в условиях эксплуатации;

– предложен комплекс методик оценки технического состояния редукторов ГТД: «Методика оценки величины износа зубьев на основе анализа изменения ширины и формы зубцовой спектральной составляющей», «Методика оценки величины бокового зазора на основе анализа интенсивности зубцовой гармоник», «Методика оценки износа боковых поверхностей зубьев шестерен редуктора изделия НК-12 МП (НК-12МППМ) по сигналу штатного тахометрического датчика частоты вращения вала заднего винта в условиях эксплуатации», «Методика вибродиагностики износа зубьев шестерен редуктора изделия НК–12МППМ» (утверждена ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова и использовалась при проведении ГСИ модернизированного турбовинтового двигателя на объекте);

– обеспечена возможность существенного упрощения оценки технического состояния редукторов ГТД в эксплуатации на объекте за счёт только анализа сигналов штатных тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного роторов;

– разработаны рекомендации по назначению норм на диагностические признаки износа для обеспечения надёжности двигателя в эксплуатации;

– разработаны программные продукты обработки сигналов и методики мониторинга технического состояния планетарных редукторов ГТД;

– разработанные подходы внедрены и используются на предприятиях ПАО «ОДК–Кузнецов», АО «НК Дулисъма», ООО «НПС».

Методы исследования. В работе используются эмпирические и теоретические методы исследования. Решение поставленных задач базируется на анализе разработанных математических моделей и предложенных методов выявления диагностических признаков, полученных экспериментальных данных, известных положений технической диагностики, теории колебаний, теории вероятностей и математической статистики, положений статистической радиотехники, цифровой обработки сигналов.

На защиту выносятся следующие основные положения:

– метод оценки технического состояния редуктора, нечувствительный к перестановке двигателя со стенда в состав летательного аппарата за счёт использования выявленных диагностических признаков по параметрам девиации мгновенных значений частоты узкополосного процесса вибрации и частоты вращения вала ГТД;

– метод демодуляции на основе анализа максимумов широкополосной вибрации редуктора ГТД, обеспечивающий выявление и существенно повышающий чувствительность диагностических признаков в широком диапазоне частот вибрационного процесса двигателя;

– имитационная математическая модель вибрационного состояния пары «солнечная шестерня – сателлиты» при развитии износа зубьев, отличающаяся наличием основных генерируемых составляющих вибрации, что позволяет выявить дополнительные диагностические признаки износа и идентифицировать источник резонансных колебаний элементов конструкции компрессора двигателя;

– комплекс математических моделей оценки ширины спектральных линий: зубцовой составляющей вибрации, сигнала частоты вращения выходного вала редуктора в вибрационном процессе и в сигнале штатного тахометрического датчика, учитывающий рост ширины составляющих с развитием износа зубчатого зацепления, что позволило предложить новые диагностические признаки оценки технического состояния ГТД;

– комплекс диагностических признаков на основе анализа сигналов вибрации и штатных тахометрических датчиков, позволяющий оценивать техническое состояние редукторов ГТД для обеспечения надежности в процессе эксплуатации.

Реализация результатов работы. На базе разработанной имитационной модели создана «Методика вибродиагностики износа зубьев шестерён редуктора изделия НК-12МППМ», согласованная с ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова, использовалась в совместных государственных лётных испытаниях на объекте ВП-021. Разработанные методы и диагностические признаки дефектов ГТД внедрены на АО «НК Дулисьма», ООО «НПС», для оценки технического состояния мобиль-

ных электростанций ПАЭС 2500, ГТЭС 2500 ГЖ на базе двигателя АИ-20 со «штатным» редуктором и ПАО «ОДК–Кузнецов» при оценке технического состояния выпускаемых двигателей.

Апробация работы. Основные результаты диссертации докладывались и обсуждались: на международной научно–технической конференции «Актуальные проблемы диагностики и прочности материалов и конструкций: модели, методы, решения» (Орёл, 2007); на III международной научно–практической конференции «Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта», (Самара, 2006); на IV международной научно–практической конференции «Актуальные проблемы развития транспортного комплекса» (Самара, 2008); на XI международной научно–практической конференции «Современные технологии в машиностроении», (Пенза, 2007); на международной научно–технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», (Самара 2009, 2016, 2018); на международной научно–технической конференции «Динамика и виброакустика машин», (Самара 2012, 2014, 2020); на международном научно–техническом форуме, посвящённом 100–летию ОАО «Кузнецов» и 70–летию СГАУ, (Самара, 2012).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 57 работ, в том числе 25 статей в периодических изданиях, включённых в перечень ВАК России, и 27 статей в изданиях, индексируемых РИНЦ, получено 5 патентов на изобретения.

Объём и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, восьми разделов, заключения, списка используемой литературы из 362 наименований и восьми приложений. Общий объём диссертации – 321 страница, содержит 166 рисунков, 22 таблицы.

При выполнении работы были использованы материалы, полученные автором при исследованиях совместно с сотрудниками КНИО ПАО «ОДК–Кузнецов» и ООО «ПКФ «ТСК» в процессе выполнения комплекса работ по оценке динамической нагруженности и вибрационного состояния двигателей НК-12МП и модернизированного варианта, а также двигателя АИ-20 в составе мобильной электростанции. Автор выражает благодарность ПАО «ОДК-Кузнецов» за предостав-

ленную возможность использования соответствующего экспериментального материала, а также сотрудникам КНИО за помощь в работе. Особая признательность и благодарность научному консультанту работы, академику АН РФ Е.В. Шахматову за оказанную помощь и всестороннее содействие.

1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Основные направления исследований определены на базе критического анализа состояния вопроса по диагностике износа боковых поверхностей зубьев и величины бокового зазора зубчатых зацеплений, представленного далее.

1.1. Типовые дефекты зубчатых зацеплений и их вибродиагностика

Несмотря на определённое разнообразие типов зубчатых зацеплений [130, 85] и видов соответствующих механизмов, существуют общие типовые дефекты, наиболее характерные для них [5, 24, 85, 130, 234, 240, 249, 255, 284, 302].

Биение зубчатого колеса. Является широко распространённым дефектом. Вызван:

- погрешностями посадки зубчатого колеса на вал;
- непараллельностью пары зубчатых колес;
- деформацией вала под действием передаваемых нагрузок;
- деформацией корпуса зубчатого зацепления под действием нагрузок и повышенных температур.

Основной диагностический признак – амплитудная модуляция зубцовой составляющей гармоники на частоте вращения зубчатого колеса.

Непараллельность осей зубчатых колес. Определяется погрешностями изготовления, сборки и эксплуатационными факторами. Как правило, диагностируется составляющими спектра огибающей в виде наличия ряда гармоник с шагом, равным частоте вращения зубчатого колеса [75, 69, 208]. При незначительном перекосе число гармоник меньше 5, при существенном – больше 10.

Расцентровка. Для авиационных планетарных редукторов – это, прежде всего, шлицевое соединение приводного вала с солнечной шестерней. Характеризуется обычно появлением второй роторной гармоники, иногда третьей [221, 249]. Не менее ответственным является качество центровки солнечной шестерни и сателлитодержателя, которое растёт с увеличением износа. В процессе анализа литературных источников не удалось найти теоретического обоснования данных диагностических признаков расцентровки и соответствующих пояснений, в каких

случаях возникает ещё и третья гармоника.

Масляное голодание. Диагностируется по существенному росту интенсивности ряда от зубцовой гармоники и появлением половинной субгармоники от зубцовой [75].

Излом зубьев. Различают два вида излома: от больших нагрузок и от перекося валов с неравномерным нагружением по ширине зуба. Излом усталостный. Диагностируется по росту амплитуд гармоник кепстра от ряда гармоник на частоте вращения поврежденного колеса [75, 208].

Заедание зубьев. Характерно для высокоскоростных быстроходных передач. В месте контакта зубьев развиваются высокое давление и температура. Масляная пленка разрывается и появляется металлический контакт. Происходит как бы сваривание частиц металла с последующим его отрывом от менее прочной поверхности. Характеризуется наличием ряда гармоник на частоте вращения колес в спектре частотной огибающей узкополосного процесса около зубцовых гармоник [75].

Изнашивание рабочих поверхностей зубьев. Согласно ГОСТ 27674–88 [100] изнашивание есть процесс отделения материала с поверхности твёрдого тела и (или) увеличения его остаточной деформации при трении, проявляющийся в постепенном изменении размеров и (или) формы тела. Износ – результат изнашивания, определяемый в установленных единицах (значение износа может выражаться в единицах длины, объёма, массы и др.). Предельный износ – износ, соответствующий предельному состоянию изнашиваемого изделия или его составной части. Допустимый износ – значение износа, при котором изделие сохраняет работоспособность. Одними из основных характеристик являются: скорость изнашивания – отношение значения износа к интервалу времени, в течение которого он возник, и интенсивность изнашивания – отношение значения износа к обусловленному пути, на котором происходило изнашивание, или объёму выполненной работы. Различают механическое, коррозионно-механическое, абразивное, гидроэрозионное (газоэрозионное), гидроабразивное, усталостное, кавитационное, изнашивание при заедании, окислительное, изнашивание при фреттинге, изнашивание при фреттинг-коррозии, электроэрозионное изнашивание. При этом рекомен-

дуются в качестве предельного износа по параметрам безопасности принимать начало резкого возрастания интенсивности изнашивания элементов машины, приводящего к росту вибрации. Дефект является следствием длительного действия переменных контактных напряжений, вызывающих усталость поверхностного слоя материала. Износ зубьев связан с недостаточной твердостью боковых поверхностей зубьев, снижением качества смазки, её загрязнением. Определяющей является скорость изнашивания, которая зависит от конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. На работоспособность зубчатой передачи оказывает влияние комбинация внешних и внутренних факторов:

- конструкция зубчатой передачи;
- особенности эксплуатации;
- передаваемый крутящий момент;
- частота вращения зубчатых колёс;
- соотношение времени работы на стационарных и переходных режимах;
- состояние поверхностного слоя (твердость, шероховатость);
- вид трения на поверхности контактирующих частей зубьев;
- неполное сцепление (дефект монтажа, расцентровка, изменение радиального зазора);
- повышенное трение и др.

В зубчатых зацеплениях имеет место граничное трение качения с проскальзыванием. Максимальная скорость проскальзывания реализуется в начальной и конечной точках зацепления [205]. Износ неравномерен по высоте зуба. Минимальное значение в околополюсной зоне, максимальное – у корня зуба и вершины.

Интенсивность износа зависит от большого количества факторов, в том числе:

- от твердости поверхностного слоя металла;
- удельного давления;
- термообработки;
- относительной скорости скольжения;

- качества смазки;
- наличия загрязнения смазки;
- передаваемой мощности;
- наличия перекосов, в том числе от расцентровки;
- доли нестационарных режимов работы в общей наработке;
- химических и механических характеристик материала;
- степени агрессивности среды;
- окружной скорости;
- погрешностей шагов;
- наличия кромочных ударов;
- условий нагружения;
- температуры;
- свойств контактирующих поверхностей;
- количества зубчатых колёс, находящихся одновременно в зацеплении и др.

В общем машиностроении требование высокой износостойкости связано с необходимостью обеспечения:

- отсутствия поломки;
- снижения уровня шума;
- точности позиционирования (робототехнические системы);
- точности изготовления продукции (например, прокатные станы) и др.

Как было показано во введении, для авиационных зубчатых зацеплений, и прежде всего редукторов, одним из наиболее опасных дефектов является износ рабочих поверхностей зубьев, генерирующий вибрацию, вызывающую резонансные колебания элементов конструкции двигателя.

Скорость изнашивания зубьев не одинакова в процессе наработки. Она максимальна в начале работы соединения и далее убывает по мере увеличения площади контакта. После достижения максимально возможного контакта скорость износа постепенно увеличивается из-за снижения твердости материала зубьев по глубине. Износ зубьев вызывает изменение профилей зубьев, их размеров, рост

зазоров, падение КПД, увеличение кинематической погрешности, уменьшение крутильной жесткости, рост динамических нагрузок, ударное возбуждение широкополосных колебаний [4, 321, 322]. Средняя составляющая кинематической погрешности влияет на интенсивность только зубцовых гармоник, переменная вызывает или меняет интенсивность комбинационных частот [67]. Даже при малой величине износа отмечается значимое изменение характеристик взаимодействия контактирующих поверхностей [189]. Обычно диагностируется по интенсивности n -мерного вектора ряда зубцовых гармоник [75, 208]. Рекомендованное число гармоник – 5. При этом наиболее чувствительными к данному дефекту считается интенсивность высших гармоник [251].

Повышенный боковой зазор может быть вызван как некачественным изготовлением и сборкой, так и действующими факторами в процессе эксплуатации (износы в опорах вращения зубчатых колёс, деформация корпусных конструкций, износ боковых поверхностей зубьев и др.). Увеличение бокового зазора приводит к ударному входу зубьев в зацепление, что приводит к возбуждению резонансных колебаний колёс, ускоренному износу боковых поверхностей зубьев. Диагностируется по наличию двух рядов гармоник с шагами, равными частотам вращения шестерни и колеса [75, 208]. Два последних дефекта, безусловно, связаны между собой, следовательно, разработку их диагностических признаков целесообразно проводить вместе.

1.2. Влияние износа боковых поверхностей зубьев зубчатого зацепления на характеристики его вибрационного состояния

Как отмечено во введении, износ боковых поверхностей зубьев авиационных редукторов является одним из наиболее распространённых и опасных дефектов. Основным вибрационным параметром зубчатой пары принято считать зубцовую гармонику, частота которой определяется по соотношению

$$\dots\dots\dots f_z = z_1 \cdot f_1 = z_2 \cdot f_2, \dots\dots\dots (1.1)$$

где z_1, z_2 – соответственно число зубьев шестерни и колеса, f_1, f_2 – частоты их вращения.

Интенсивность зубцовой гармоник определяется ошибками основного шага, исходной погрешностью профилей зубьев, переменной жёсткостью зубьев по фазе зацепления, дискретностью нагружения зубьев, профильной погрешностью, переменными силами трения скольжения зубьев [4, 7, 19, 68]. При развитии дефекта изменяется величина суммарного износа и его распределение по линии зацепления [174, 175]. Длительность контакта боковых поверхностей зубьев зависит от длины линии зацепления и окружной скорости [205]. При этом должна меняться интенсивность зубцовой гармоник, ширина её спектральной линии, форма колебательного процесса, что приводит к появлению и изменению интенсивности кратных зубцовых гармоник. Растёт интенсивность на частоте вращения зубчатых колёс и их гармониках за счёт гармоник накопленной погрешности зубчатых колёс и их неуравновешенности. Усиливаются модуляционные явления, вызванные переменной жёсткостью и гармониками накопленной погрешности [7, 68]. Износ приводит к изменению распределения контактной нагрузки, которая на начальном этапе эксплуатации определяется погрешностями изготовления и сборки [21]. Отмеченные явления приводят как к изменению импульсов параметрического возбуждения, так и входа зубьев в зацепление. В первом случае возникает амплитудная модуляция зубцовой гармоник, во втором – частотная [36, 38, 249]. Отмеченные выше погрешности, деформации зубчатого зацепления вызывают колебания текущего передаточного отношения [59], что также должно привести к увеличению ширины спектральной линии на частоте зубцовой гармоник и кратных ей.

Износ боковых поверхностей зубьев вызывает рост бокового зазора, увеличение динамического взаимодействия зубьев и скорость их износа. Изменяется коэффициент перекрытия зацепления [122, 141]. Данный параметр считается одним из важнейших во влиянии на виброакустические характеристики зубчатой передачи. Наличие нескольких фаз во взаимном проскальзывании боковых по-

верхностей зубьев, отличие во взаимодействии различных пар зубьев генерирует неоднородный вибрационный шум около зубцовых гармоник [75, 209].

1.3. Особенности вибрации планетарных редукторов, их основные источники

Для планетарных редукторов характерна симметрия по геометрическим, жесткостным и силовым параметрам. Это обеспечивает им существенное преимущество по весовым и габаритным характеристикам по сравнению с переборными редукторами, связанное с разделением потока мощности по параллельным ветвям, что приводит к существенному снижению усилий, передаваемых зубчатым зацеплениям. Особенности конструкции планетарных редукторов, связанные с «плавающей» подвеской центральных колёс и податливостью отдельных элементов, делают этот механизм многократно статически неопределённым [13]. Для неё характерно свободное перемещение центральных колёс в пределах боковых зазоров [20, 234]. Тогда увеличение-уменьшение бокового зазора в одном зацеплении (солнечная шестерня – сателлиты) уменьшает-увеличивает боковой зазор в другом зацеплении (шестерня-вал – эпицикл). Это приводит к неравномерности распределения нагрузки по сателлитам и к росту динамических нагрузок [19]. Сложность конструкции и взаимодействия элементов редуктора определяют его непростую динамику. В работе [75] отмечается ряд особенностей планетарных передач:

- необязательная пропорциональность частот вращения входного и выходного валов;
- циклическое перемещение точек приложения сил в зацеплении относительно вибропреобразователя, установленного на картере редуктора;
- возбуждение колебаний при появлении дефекта, крутильной и поперечной вибрации при различных путях их прохождения до вибропреобразователя;
- более сложная картина модуляционных процессов по сравнению с переборными редукторами.

Анализ динамических нагрузок в зубчатых зацеплениях принято рассматри-

вать по вибрационному и ударному направлениям. В соответствии с первым, они являются следствием кинематической погрешности и изменением жёсткости зубьев [79]. По второму – следствием удара зубьев в момент контакта [232]. Оба направления имеют ряд неточностей. Наибольшее количество публикаций посвящено вибрационному подходу, который будет нами использован в дальнейших исследованиях.

При динамическом анализе планетарных редукторов принято выделять следующие четыре подсистемы [17]:

- эпицикл с подвеской;
- солнечная шестерня с подвеской;
- сателлиты с водилом;
- корпус редуктора.

При этом авторы подчёркивают, что все вращающиеся подсистемы совершают как изгибные, так и крутильные колебания. Вибрационное состояние редуктора рекомендуется оценивать при совместном анализе собственных колебаний и возмущающих сил [119, 164]. Собственные колебания определяются геометрическими и кинематическими параметрами (числами зубьев колёс и сателлитов). Как уже отмечалось выше, к особенностям планетарных редукторов относится многопоточность системы (определяемая числом сателлитов), наличием деталей с распределёнными (эпицикл) и сосредоточенными параметрами (солнечная шестерня). Многопоточность системы определяется синфазностью её работы, зависящей от соотношения числа зубьев солнечной шестерни, эпицикла и сателлитов. Наличие податливых элементов конструкции расширяет частотный диапазон возбуждаемой вибрации, связанной с высшими формами колебаний.

Отмеченные особенности планетарных редукторов приводят к возбуждению широкого спектра колебаний, который можно разделить на три поддиапазона [14, 18]: низких, средних и высоких частот. Первый определяется процессами «плавания» центральных колёс и особенностями работы ротора с солнечной шестерней (роторная вибрация, её гармоники, в том числе связанные с числом сателлитов), Второй – «плаванием» центральных колёс и взаимодействием их зубьев.

Третий генерируется пересопряжением зубьев зубчатых колёс и их гармониками. При этом зубцовые гармоники зависят от соотношения числа зубьев центральных колёс и числа сателлитов [30]. В работе [20] отмечается, что «плавание» центральных колёс является одним из основных источников возбуждения высокочастотных вибраций. Изменение крутильной жёсткости зубчатых зацеплений за оборот возбуждает параметрические и автоколебания. Колебания элементов планетарного ряда являются связанными как по поперечной, так и по крутильной составляющим [116]. Возмущающие силы в зубчатом зацеплении планетарного редуктора в большой степени зависят от геометрических (торцевого и осевого перекрытий) и кинематических (числа зубьев зубчатых колёс и сателлитов) параметров [68]. При этом не рекомендуется, чтобы числа зубьев сцепляющихся колёс имели общий множитель, а числа зубьев центральных колёс были кратными числу сателлитов [30]. Следует отметить, что в рассматриваемом редукторе нарушены оба этих условия.

В работе [75] отмечается несколько практических аспектов особенности вибрации планетарных редукторов. В частности, подчеркивается, что частота вращения выходного вала не обязательно пропорциональна частоте вращения ведущего вала, что усложняет процедуру расчёта кратных гармоник. Кроме того, циклическое перемещение точек приложения сил зацепления относительно вибропреобразователя на корпусе редуктора генерирует дополнительную помеху в виде балансовой модуляции. Так, например, при дефекте типа локального износа возникает амплитудная модуляция крутильных и поперечных колебаний с частотой вращения дефектного колеса. Отмечается, что при регистрации вибрации на корпусе переборного редуктора имеется наличие трёх составляющих, а планетарного – девяти (рисунок 1.1).

Причём для крутильных колебаний возбуждаются составляющие $(\omega_z \pm \omega_1)$, для поперечных – $(\omega_z \pm \omega_1 \pm \omega_2)$, где ω_z – круговая зубцовая частота, ω_1 , ω_2 – соответственно, круговые частоты вращения шестерни и колеса.

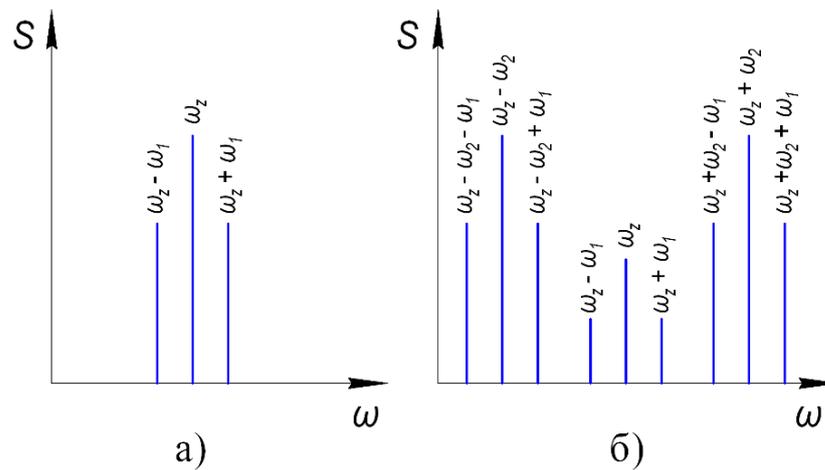


Рисунок 1.1 – Спектры вибраций переборного (а) и планетарного (б) редукторов в окрестности зубцовой частоты при наличии локальных дефектов контактирующих поверхностей

Увеличение кинематической погрешности при износе приводит и к частотной модуляции, что ещё в большей степени усложняет спектр вибрации планетарного редуктора. При этом поперечные и крутильные колебания имеют разные каналы распространения и, соответственно, разные математические преобразования сигнала, воспринимаемые неподвижным вибропреобразователем, при этом возможно их взаимное влияние [75, 208]. При несовпадении центра масс сечений с центрами жёсткостей возбуждаются совместные изгибно-крутильные колебания [144]. Помимо указанных особенностей следует отметить:

- сильное затухание вибраций при переходе из зоны их возбуждения до вибропреобразователя на корпусе редуктора, связанное с «плавающим» исполнением центральных колёс, большим количеством контактирующих поверхностей в каналах передачи вибрации, высокой частотой зубцовых гармоник;

- многопоточность передачи вибраций, повышенная податливость центральных колёс, определяемая количеством сателлитов и возможным влиянием неравномерности распределения нагрузки по ним [208];

- возможные разные фазы зацепления в данный момент времени зубьев сателлитов с зубьями центральных колёс;

- сложность измерения вибрации отдельных узлов планетарной передачи (например, подшипников сателлитов) [55].

Все вышеотмеченные факторы существенно усложняют решение задач оценки вибрационного состояния авиационных планетарных редукторов и разработку методов вибродиагностики их технического состояния.

1.4. Анализ состояния вопроса по диагностике износа зубьев зубчатых зацеплений и величины бокового зазора

Износ боковых поверхностей зубьев зубчатых колёс и соответственно увеличение бокового зазора являются одними из распространенных дефектов редукторов ГТД [5]. На рисунке 1.2 представлен пример износа зубьев солнечной шестерни дифференциального редуктора двигателя НК-12 [184].

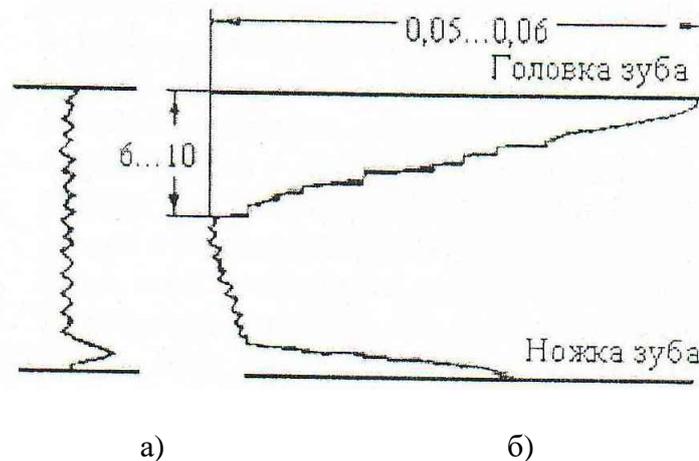


Рисунок 1.2 – Эвольвентограммы зубьев солнечной шестерни двигателя с бездефектным редуктором (а) и двигателя, имевшего поломку рабочей лопатки 3-й ступени компрессора (б), размеры даны в миллиметрах

Рассматриваемые два дефекта приводят к увеличению энергии ряда частот, кратных частоте пересопряжения зубьев, перераспределению интенсивности в пользу высокочастотных компонент [75, 208, 251]. Поэтому наиболее распространенным диагностическим признаком является величина n -мерного вектора составляющих ряда зубцовых гармоник [5, 22, 69, 75, 132, 208].

$$d_n = \left(\sum_{i=1}^n A_i^2 \right)^{1/2}, \quad (1.2)$$

где A_i – интенсивность i -й составляющей ряда, n – число составляющих.

Причем изменение профиля при износе больше проявляется на высших

гармониках [251]. Однако для высокооборотных ГТД использование данного признака ограничено рядом факторов:

– относительно высокой частотой даже первой составляющей ряда (несколько килогерц), что требует измерения вибрации (с учётом рекомендованных пяти кратных гармоник) в широком диапазоне частот до $20 \div 30$ кГц;

– низкой интенсивностью гармоник данного ряда, особенно высших составляющих, определяемой высокой точностью изготовления и сборки авиационных редукторов, «плавающих» центральных колёс и сложных путей передачи высокочастотного сигнала вибрации от источника до вибропреобразователя, установленного на картере планетарного редуктора.

Широко распространённый тезис о том, что износ боковых поверхностей зубьев прежде всего проявляется в росте интенсивности кратных зубцовых гармоник, не в полной мере подтверждается применительно к планетарным редукторам. Этот тезис полностью справедлив для переборных редукторов. В планетарных редукторах с «плавающим» исполнением центральных колёс этот тезис не всегда подтверждается. Анализ спектров вибрации ТВД НК-12МППМ по вибропреобразователю, установленному на передней опоре двигателя (стык картеров компрессора и дифференциального редуктора) показывает, что наибольшее увеличение интенсивности с износом происходит по 1-й зубцовой гармонике. Суммарная интенсивность кратных гармоник для двигателей с износом не всегда больше, чем у отремонтированного двигателя. Пример соответствующих данных представлен в нижеследующей таблице для зубцовой гармонике пары «шестерня-вал – эпицикл» (f_{z2}).

Таблица 1.1 – Интенсивность гармоник ряда с шагом f_{z2}

Гармоника	f_{z2}	$2f_{z2}$	$3f_{z2}$	$4f_{z2}$	$5f_{z2}$	$6f_{z2}$	n -мерный вектор
Двигатель Отремонтированные двигатели	26,33	17,30	3,82	1,33	0,420	0,26	17,78
	4,93	6,41	0,57	0,20	0,080	0,026	6,50
Двигатели с максимальным износом	41,29	5,49	5,32	2,25	0,511	0,40	8,00
	12,92	1,12	1,42	0,75	0,18	0,59	1,96

Здесь n -мерный вектор посчитан по 5-ти составляющим, начиная с гармоники $2f_{z2}$. В верхней строчке приведены максимальные уровни на режиме приёмистости при следящем анализе. В нижней – результаты спектрального анализа на максимальном режиме работы двигателя. Как видно из представленных данных, на двигателе с максимальным износом интенсивность 1-й гармоники ряда существенно выше. Для n -мерного вектора его интенсивность выше для отремонтированного двигателя.

Следующим ограничением использования диагностического признака по (1.2) является так называемая бифуркация зубцовых вибраций трансмиссий [324], то есть скачкообразное изменение жёсткости зацепления при переходе от однопарного зацепления к двухпарному и наоборот, являющаяся причиной параметрических колебаний. В [224] экспериментально подтверждено двукратное изменение интенсивности зубцовой гармоники при вращении зубчатых колёс на одной частоте. Видимо, этим явлением объясняется нестационарность зубцовых гармоник авиационных редукторов [224]. Для повышения эффективности диагностики предлагается использовать интегральные размерные и безразмерные критерии на основе различных комбинаций составляющих ряда зубцовых гармоник вибрации зубчатых зацеплений. Однако и в этом случае из отмеченных выше явлений не следует ожидать существенного повышения эффективности такого подхода для авиационных редукторов.

В работе [251] отмечается, что при диагностировании редукторных систем необходимо достаточно строго поддерживать постоянство нагрузки и частоты. Подчёркивается, что при диагностике износа наиболее чувствительны высшие зубцовые гармоники, поэтому достаточно высока эффективность использования кепстра, который имеется не во всех пакетах обработки и анализа данных.

В работах [44-46, 177, 249, 319] предлагается использовать в качестве диагностического признака износа параметры амплитудной модуляции зубцовой гармоники составляющей на частоте вращения дефектной шестерни и повышение уровня шума около зубцовой гармоники. Следует отметить, что амплитудная модуляция зубцовой гармоники роторной составляющей может быть вызвана бие-

нием шестерни, появлением других (единичных) дефектов на боковых поверхностях зубьев. Изменение интенсивности шумовой составляющей может быть вызвано другими факторами (изменением условий смазки, флуктуацией общего вибрационного шума и др.). При этом практика показывает, что для зубчатых зацеплений характерно одновременное проявление амплитудной (АМ) и частотной модуляций (ЧМ) [225, 251]. В работе [27] показано, что при использовании преобразования Гильберта параметры ЧМ оцениваются со значительными погрешностями. В [56] отмечается, что эффективность диагностики по параметрам модуляции случайной широкополосной вибрации во многом зависит от выбора средней частоты узкополосного фильтра и его ширины. Однозначной рекомендации по выбору ширины фильтра нет. Как отмечено во введении, в принятой практике отмечается большое разнообразие в её выборе.

В работе [126] предложено диагностировать износ с использованием нескольких довольно сложных признаков спектральных и статистических характеристик огибающей узкополосного процесса. Рекомендуется узкополосный процесс выбирать на резонансной частоте узла, которая должна совпадать с зубцовой гармоникой или быть кратной ей. Указанные условия часто трудновыполнимы. Метод сложен в применении и требует использования специально созданной программы обработки и анализа. Автор не показывает, как идентифицировать износ от повышенного бокового зазора, который может быть вызван деформациями картера, износом подшипниковых опор и т.д.

Наиболее информативной к дефектам боковых поверхностей зубьев является кинематическая погрешность [5]. Согласно ГОСТ 1643-83 [93], кинематическая погрешность определяется как разность между фактическим (φ_1) и расчетным ($\varphi_{\text{ном}}$) углами поворота ведомого зубчатого колеса

$$\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_{\text{ном}}. \quad (1.3)$$

Для оценки кинематической погрешности используется несколько методов её измерения (фотоэлектрический, импульсный, фазохроматический, индукционный и др.) [28, 29, 143, 159, 133, 236]. Методы обладают высокой точностью, но для их реализации необходима постановка высокоточных дорогостоящих датчи-

ков и монтажа дополнительных элементов. Поэтому использование этих подходов возможно на специальных установках для исследовательских работ. Их применение, например, в условиях эксплуатации ГТД, весьма затруднительно. Здесь также встает проблема идентификации износа относительно одиночных дефектов боковых поверхностей зубьев.

В работе [73] показана возможность диагностики износа по анализу неравномерности вращения ведомого вала зубчатого зацепления. В качестве диагностических признаков предложено использовать дискриминанты Цемпеля, эксцесса распределения значений текущей частоты вращения ведомого вала. Здесь также используется высокоточный датчик углового положения вала (крутильная составляющая), что исключает возможность его применения в условиях эксплуатации двигателя. При этом не учитывается влияние неравномерности вращения входного вала.

Интересный подход предложен в [64]. Авторы также отмечают, что недостатком традиционной кинематометрии, то есть методов, описанных выше, является необходимость использования высокоточных датчиков частоты и фазы, что в условиях эксплуатации ГТД весьма проблематично. Для преодоления указанных трудностей предложена математическая модель фазовой модуляции зубцовой частоты сигнала с вибродатчика. Показано, что чувствительным диагностическим признаком к зарождающимся дефектам боковых поверхностей зубьев является девиация первой производной угловой скорости пересопряжения зубьев на времени одного периода роторной частоты. Здесь также не представляется возможным идентифицировать износ от других дефектов рабочих поверхностей зубьев, используется достаточно сложная обработка сигнала. Практическое использование сложной виброизмерительной аппаратуры в условиях эксплуатации не всегда выполнимо.

Как было отмечено выше, износ зубьев и боковой зазор в зубчатых зацеплениях в определённом смысле связаны между собой. С одной стороны, повышенный боковой зазор приводит к ударному входу зубьев в зацепление, что ускоряет процесс их износа. С другой – износ рабочих поверхностей зубьев приводит к

увеличению бокового зазора. Он необходим для компенсации силовых и температурных деформаций зубьев, погрешностей изготовления и сборки, а также размещения смазки. Значимость этого параметра для качества работы зубчатого зацепления предопределила необходимость его нормирования (ГОСТ 1643-83) [93]. Известные диагностические признаки повышенного бокового зазора, такие как увеличение дисперсии вибрации в широкой полосе частот и в октавных полосах, появление составляющей половинной от частоты пересопряжения зубьев [75, 208] применительно к такому сложному узлу, как планетарный редуктор, не всегда обеспечивают успешную диагностику данного дефекта. Увеличение дисперсии сигнала может быть вызвано рядом других факторов, рост интенсивности половинной зубцовой гармоники происходит и при масляном «голодании» [75].

В подавляющем числе случаев при разработке методик вибродиагностики дефектов машин и механизмов используется подход, основанный на наборе статистики и анализе их вибрации в дефектном и нормальном состояниях. Это требует больших материальных и временных затрат. Очевидно, что их снижение возможно на основе разработки и анализа физических и математических моделей. Понятие математического моделирования поведения технических систем было введено в 50-60-е годы прошлого века [251]. Как отмечает автор данной работы, модели зубчатых зацеплений строятся несколькими способами. С использованием фундаментального анализа динамики механизма и на основе эмпирических данных статических и динамических погрешностей исследуемого узла. Автор считает, что первый подход целесообразен в случае, когда требуется сделать вывод о внутренних напряжениях по замеру колебаний (например, при проектировании машины). В большинстве случаев требуется оценка ухудшения технического состояния работающего оборудования. Для решения этой задачи принятая модель должна обеспечить инструментарий, позволяющий контролировать это ухудшение. Однако ряд авторов отмечают, что исключительная особенность зубчатых передач заключается в сложности построения адекватных им математических моделей и анализа реальных вибрационных спектров [75, 142, 208].

В работе [118] подчёркивается, что главным требованием к авиационным зубчатым передачам является отсутствие износа и низкого уровня генерирования соответствующей вибрации. Для обеспечения выполнения этого требования предлагается использовать систему прямого моделирования зубчатых передач «AEROFLANK». На примерах применения данной системы при доводке авиационных ГТД ТВ3-117ВМА-СБМ1, АИ-222, АИ-436-148, Д27 показана её эффективность. Известны также компьютерные модели динамики прямозубого эвольвентного зацепления в редукторах [111, 155, 156, 176, 199, 245]. Главным их недостатком, с точки зрения решаемой в данной работе задачи, является тот факт, что не учитывается специфика вибрационного состояния планетарных редукторов и их кинематика. Есть предложения по моделям планетарных передач. В работе [252], используя геометрические и кинематические параметры планетарной передачи, универсализирована и автоматизирована методика расчёта её кинематики. В.П. Тарасик [299] на примере модели одноступенчатого редуктора выполнил анализ переходных процессов при разгоне системы с учетом и без учета упругих свойств зубчатого зацепления и двух вариантов крепления редуктора к фундаменту. Показано существенное отличие резонансных характеристик редуктора для рассмотренных вариантов. В работе [329] для планетарного редуктора с тремя сателлитами и плавающей солнечной шестерней определён спектр собственных частот и показано, что снижение приведенной крутильной жесткости эпицикла приводит к существенному снижению ряда собственных частот. В работах [144–146] рассмотрена гибридная динамическая модель планетарного редуктора. Это позволило моделировать нелинейные параметрические колебания в авиационных зубчатых передачах при проходе системы через резонанс, исследовать влияние податливости опор зубчатых колес и модификации их профилей на распределение динамических нагрузок, показана возможность их снижения за счет подбора синфазности зацеплений сателлитов с центральными колесами. Рассмотренные модели главным образом созданы для оценки степени динамической нагруженности элементов планетарных редукторов. В работах [122, 195] оценено влияние отдельных параметров планетарной передачи на изменение собственной частоты

крутильных колебаний зубчатых колёс. В перечисленных выше моделях не учитываются возбуждения вынужденных колебаний при появлении дефектов на боковых поверхностях зубьев. В работах [70, 75] представлены достаточно универсальные модели, определяющие структуру спектра вибрации редуктора с учетом возбуждаемых гармонических рядов и генерации модуляционных составляющих. Однако не учтены конструкция и особенности планетарных редукторов, не учтена генерация субгармонических колебаний. В работах [42, 43] представлена динамическая модель одноступенчатого планетарного редуктора с тремя сателлитами. При этом учтены крутильные степени свободы всех элементов передачи, «плавающее» исполнение центральных колёс, демпфирующие свойства опор центральных колёс. При математическом описании системы используются уравнения Лагранжа 2-го рода. Полученные системы уравнений позволяют учитывать ряд конструктивных и режимных факторов. На основе анализа получен ряд интересных результатов. В частности, установлено, что погрешности зубьев наиболее ярко сказываются на вибрационном состоянии при низких частотах вращения. Автор подчеркивает чрезвычайную трудность измерения крутильных колебаний такого механизма. Данная модель больше применима к проведению исследовательских работ при оценке качественных изменений характеристик вибрации в функции изменяемых параметров и достаточно сложна в практическом использовании при выявлении диагностических признаков дефектов. Не учтены основные гармонические ряды, генерируемые износом. Авторы работы [316] провели анализ и выбор модели виброакустического сигнала для описания возбуждаемых колебаний редуктора военно-транспортного вертолётa. Выбранная модель включает ряд узкополосных процессов плюс вибрационный шум. Рассмотрение отдельных узкополосных составляющих предусматривает анализ модуляционных явлений. Анализ вибрации планетарных редукторов показывает наличие нескольких рядов узкополосных колебаний, которые также не учтены моделью. В работе [310] предпринята попытка моделирования переходных характеристик и процессов разгона редуктора с учётом упругих свойств зубчатого зацепления. Показана необходимость учёта рассмотренного фактора на резонансные свойства системы. На

примере шестерённого насоса в [177] предложена обобщённая диагностическая модель объектов периодического действия. Рассмотрены крутильно-поперечные колебания шестерён и крутильные колебания привода. Исследуемые параметры определяют наличие зубцовых гармоник, возбуждение импульсного случайного процесса, наличие амплитудной и частотной модуляций, возбуждение комбинационных составляющих. К недостаткам модели следует отнести отсутствие ряда составляющих, генерируемых дефектами на боковых поверхностях зубьев.

Авторы работы [75] подчеркивают, что динамические модели механизмов в виде системы дифференциальных уравнений лишь в некоторых случаях обеспечивают количественную связь дефекта с изменением свойств виброакустического процесса. Поэтому они считают, что при решении задач вибродиагностики более целесообразно строить имитационные диагностические модели.

В работах [138, 331] показано, что перестановка двигателя со стенда на объект приводит к существенному изменению его вибрационного состояния. В диапазоне частот вращения роторов (40–200 Гц) интенсивность вибрации может увеличиться до 2,5 раз. Это обстоятельство серьёзно усложняет разработку методик вибродиагностики дефектов авиационных ГТД. Это связано с тем, что, как правило, набор необходимого статистического материала выполняется в условиях испытательного стенда завода-изготовителя двигателя, а практическое использование полученных результатов осуществляется в условиях эксплуатации после постановки двигателя на объект. Оценка соответствующих коэффициентов пересчёта полученных на стенде результатов к условиям объекта потребует большого объёма измерений в условиях эксплуатации. Учитывая широкий частотный диапазон генерируемой редуктором вибрации, выполнение данной работы потребует существенных временных и материальных затрат. В ряде случаев выполнение этих работ в условиях эксплуатации двигателя практически невозможно. При этом неизбежно возрастут сопутствующие погрешности из-за влияния дополнительных факторов и разброса данных от двигателя к двигателю. Анализ литературы не позволил выявить предложений по преодолению отмеченных проблем.

Оценка степени опасности развития дефекта предполагает необходимость установления соответствующих предельных значений. Учитывая наличие разных критериев предельного состояния износа, очевидно, что будут разными и подходы к определению этого параметра. Согласно действующей нормативной документации, для общей вибрации роторных машин [98, 99] устанавливается три контрольных уровня на диагностические признаки: базовый, предупреждение и останов. Базовый уровень определяется в виде среднего значения при хорошем состоянии машины. В соответствии с ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009 [105] уровень предупреждения при вибродиагностике рассчитывается по статистике машин в хорошем состоянии в соответствии с соотношением

$$A_{\text{ПР}} = \bar{A} + (2,5 \div 2,8) \cdot S \quad (1.4)$$

где \bar{A} и S_A – соответственно среднее и среднеквадратическое значения.

Уровень останов определяется условием сохранения целостности машины. При отсутствии статистических данных в ряде работ предельное увеличение интенсивности вибрации рекомендуется ограничить в 6 дБ [334]. Авторы работ [59–61] классифицируют уровень развития дефекта на три: слабый, средний и сильный. Для составляющих спектра вибрации в логорифмическом масштабе порог среднего дефекта определяют в 10 дБ, сильного – 20дБ. По глубине амплитудной модуляции порог среднего дефекта определён в 10%, сильного – в 20% (данные приведены для подшипников качения).

Сложность обоснования предельных значений при решении задач вибродиагностики связана с рядом факторов:

- широким диапазоном частот исследуемой вибрации;
- большим разнообразием используемых диагностических признаков, построенных не только на параметрах интенсивности и их комбинаций, но и по параметрам девиации мгновенных значений частоты;
- необходимостью для каждого вида дефекта иметь соответствующую математическую модель его развития, которые имеют разный вид и др.

Важным моментом является выбор вида измерения: периодический или непрерывный. Учитывая, что применительно к редукторам авиационных ГТД опас-

ность износа связана с накоплением усталостных повреждений в элементах конструкции двигателя, было бы логичным назначать предельные значения с учётом этой специфики. Сложность реализации такого подхода связана с необходимостью получения соответствующих передаточных функций от источника возбуждения до всего многообразия элементов конструкции, испытывающих соответствующие резонансные колебания. Получение таких данных сопряжено с необходимостью проведения экспериментов по совместному измерению вибрации и тензометрированию элементов конструкции двигателя, что требует существенных материальных и временных затрат. При этом полученные результаты будут являться некоторой текущей оценкой в пределах разброса исследуемых характеристик от двигателя к двигателю.

В [46] отмечается, что важным условием выбора диагностического признака дефекта машины является наличие информации о модели развития исследуемого процесса. Очевидно, что наиболее информативный диагностический признак должен иметь близкую модель. На рисунке 1.3 представлена типовая модель изнашивания [101].

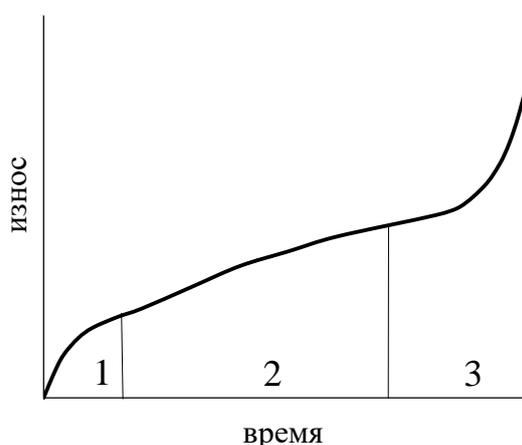


Рисунок 1.3 – Характер процесса изнашивания: 1 – период приработки, 2 – период нормального рабочего износа, 3 – период интенсивного изнашивания

Как будет показано далее, математические модели полученных диагностических признаков износа имеют различные математические модели. Очевидно, что в этом случае должны отличаться подходы в назначении предельных значений.

Проведенный анализ показывает, что в задаче диагностики износа и величины бокового зазора в планетарных редукторах авиационных ГТД есть ряд недостаточно проработанных проблем:

- относительно беден набор диагностических признаков рассматриваемых дефектов, что требует необходимости разработки новых методов их выявления и использования других диагностических параметров;

- совместное присутствие в зубчатых зацеплениях АМ и ЧМ требует уточнения некоторых вопросов соответствующей обработки данных;

- известные математические модели зубчатого зацепления требуют уточнения в плане учета кинематики и конструктивных особенностей редуктора и более полного представления возбуждаемых составляющих вибрации при проявлении дефектов боковых поверхностей зубьев;

- не выявлено предложений по математическим моделям некоторых спектральных составляющих, учитывающих изменение ширины их спектральных линий от влияющих факторов и развивающихся дефектов. Нет оценок соответствующих долей от действующих факторов исследуемых динамических процессов при развитии износа зубчатого зацепления;

- отсутствует теоретическое обоснование диагностических признаков расцентровок, объясняющее, в каких их вариантах генерируется вторая роторная гармоника и при каких условиях появляется третья;

- нет эффективных предложений по преодолению проблем, связанных с изменением вибрационного состояния двигателя при его перестановке со стенда завода-изготовителя на объект, что усложняет разработку методик вибродиагностики;

- требуется дальнейшее развитие вопросов назначения предельных значений диагностических признаков износа боковых поверхностей зубьев.

2. РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ВЫЯВЛЕНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РЕДУКТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД

Подавляющее число методов выявления диагностических признаков основываются на оценке интенсивности характеристик вибрационного процесса. Разработка ДП осуществляется, как правило, на экспериментальном материале, полученном в условиях испытательного стенда завода-изготовителя авиационного ГТД. При этом практическое их использование в большинстве случаев осуществляется в условиях эксплуатации на объекте. Однако в работах сотрудников ПАО «Туполев» показано, что перестановка ГТД со стенда на объект приведет к существенному росту интенсивности вибрации. Очевидно, что разработка ДП на базе параметров частоты устраняет отмеченную проблему.

Эффективность ДП, построенных на параметрах интенсивности, можно существенно повысить, перейдя к анализу максимумов широкополосной вибрации, вместо мгновенных значений.

В данном разделе представлены результаты разработки двух новых методов выявления диагностических признаков дефектов роторных машин. Их новизна подтверждена соответствующими патентами на изобретения.

2.1. Метод оценки технического состояния редуктора, нечувствительный к перестановке двигателя со стенда в состав летательного аппарата за счёт использования выявленных диагностических признаков по параметрам девиации мгновенных значений частоты узкополосного процесса вибрации и частоты вращения вала ГТД

Способы практической реализации метода представлены ниже на блок-схеме (рисунок 2.1) (цветом выделены оригинальные решения автора).



Рисунок 2.1 – Алгоритмы реализации метода устранения проблемы влияния перестановки двигателя со стенда

2.1.1. Способ оценки параметров текущей частоты узкополосного случайного процесса

Как показано в [26], получение частотной огибающей посредством преобразования Гильберта при одновременном наличии АМ и ЧМ приводит к существенным погрешностям оценки параметров последней. Для зубчатых зацеплений наличие обоих видов модуляции является типичной ситуацией. Кроме того, как будет показано далее, возможность получения текущего значения частоты узкополосного процесса позволяет предложить ряд новых диагностических признаков дефектов роторных машин на базе характеристик частоты. Для этого предлагается следующий алгоритм [217].

Интересующая составляющая спектра отфильтровывается из общего сигнала узкополосным фильтром (с учётом рекомендаций раздела 2.2.1). Полученный сигнал квантуется достаточно высокой частотой (соответствующие рекомендации даны в конце настоящего раздела). На каждом полупериоде полученного узкопо-

лосного процесса рассчитывается текущее значение периода путем суммирования целых значений Δt ($\Delta t = 1/F_{\text{КВ}}$, $F_{\text{КВ}}$ – частота дискретизации процесса) и неполной величины Δt (Δx) (рисунок 2.2).

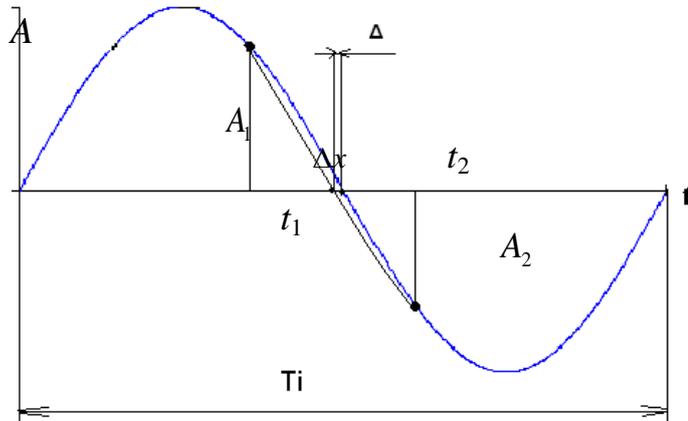


Рисунок 2.2 – Иллюстрация погрешности Δ оценки периода

Время полупериода определяется до смены знака текущего уровня сигнала.

Определяется величина $\Delta x = \frac{A_1 \Delta t}{A_1 + A_2}$. Погрешность оценки Δx можно определить,

используя линейную интерполяцию между двумя ближайшими к нулевому уровню точками с разными знаками. Для этого уравнение прямой запишем в следующем виде

$$\frac{t_x - t_1}{t_2 - t_1} = \frac{y - \sin\left(\frac{2\pi}{T_i} t_1\right)}{\sin\left(\frac{2\pi}{T_i} t_2\right) - \sin\left(\frac{2\pi}{T_i} t_1\right)},$$

где t_x – точка пересечения прямой с осью t (по ней определяется конец полупериода); t_1, t_2 – соответственно предыдущей и последующий значения отсчетов

при смене знака текущего уровня сигнала; $y = \sin\left(\frac{2\pi}{T_i} t\right)$ – уравнение процесса на

периоде T_i ; T_i – текущий период.

Несложно показать, что величина погрешности Δ оценки значения x определится в следующем виде

$$\Delta = \left| \frac{T_i}{2} + \frac{\Delta t \sin\left(\frac{2\pi}{T_i} t_1\right)}{\sin\left[\frac{2\pi}{T_i}(t_1 + \Delta t) - \sin\left(\frac{2\pi}{T_i} t_1\right)\right]} - t_1 \right|. \quad (2.1)$$

Взяв первую производную по t от выражения (2.1) и приравняв её к нулю, получим соотношение для t_1 , определяющее максимум величины Δ ,

$$t_1 = \frac{T_i}{2\pi} \arccos\left(\pm \sqrt{\frac{\pi \Delta t}{4T_i} \operatorname{ctg}\left(\frac{\pi}{T_i} \Delta t + \frac{\Delta t}{2}\right)}\right).$$

Можно показать, что независимо от частоты процесса, относительная величина Δ_{max}/T_i имеет одинаковые значения при фиксированном количестве точек N на период процесса. Графический вид этой зависимости представлен на рисунке 2.3.

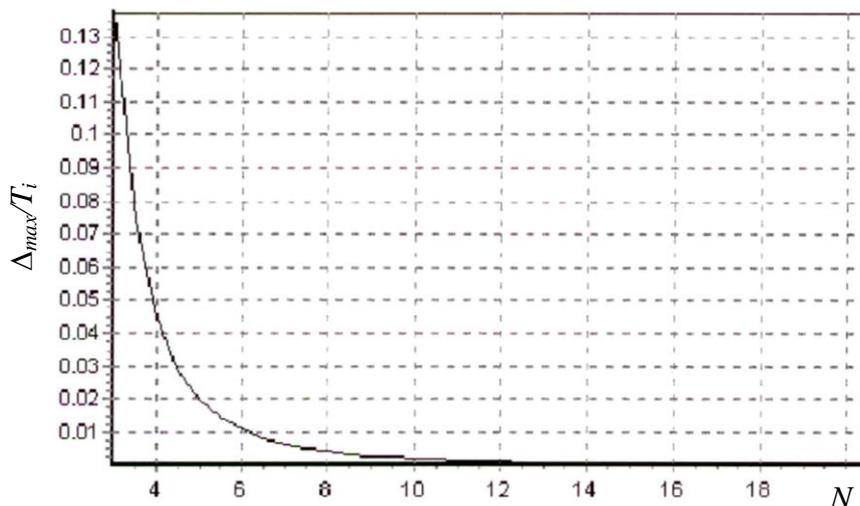


Рисунок 2.3 – Зависимость максимальной относительной погрешности от количества точек на период

Для полученного вышеуказанным способом массива данных текущих значений частот процесса определяются среднее и среднеквадратическое значения. Рассчитывается интервал $\pm 3\sigma_f$ и отбрасываются все значения за его пределами. Эта операция повторяется до тех пор, пока все значения периодов не окажутся внутри интервала $\pm 3\sigma_f$. Полученный массив данных может быть обработан по любому из требуемых алгоритмов. При практических расчетах в общем случае величина погрешности Δx присутствует как в конце, так и в начале полупериода. Опи-

санный алгоритм расчета массива данных составляющей значений частоты реализован в виде динамически загружаемой библиотеки для пакета WinП ОС на языке С++ (см. Приложение Г). Тестирование разработанного метода оценки значений текущей частоты на примере синусоидального сигнала (на частоте 100 Гц) показало, что уже при числе точек на период, равном шести, максимальная относительная погрешность составила $3 \cdot 10^{-3}$.

Расчёт параметров частотной модуляции осуществляется путём получения автоспектра по массиву данных текущей частоты узкополосного процесса с оценкой индекса ЧМ как отношения интенсивности спектральной составляющей (в герцах) по оси y к значению её частоты по оси x . Следует отметить, что предложенная методика может быть использована для определения исходных данных при оценке ширины спектральных линий составляющих вибрационных процессов роторных машин. Это связано с тем, что известные соотношения для расчёта ширины составляющих спектральных линий используют дисперсию девиации частоты модулирующего процесса [66, 203, 218, 250].

2.1.2. Способ диагностики дефектов зубьев зубчатых колёс редуктора ГТД по сигналам его тахометрических датчиков

Вибродиагностика зубчатых зацеплений ГТД и в частности, их редукторов, предполагает измерение параметров вибрации в широком диапазоне частот, что требует постановки дополнительных вибропреобразователей и использование широкополосной виброизмерительной аппаратуры. Это обстоятельство серьёзно затрудняет возможность выполнять диагностику технического состояния редукторов ГТД в условиях эксплуатации. Наличие «штатных» тахометрических датчиков частоты вращения (ДЧВ) входного и выходного валов редукторов ТВД даёт возможность решать некоторые задачи диагностики путём анализа сигналов с ДЧВ [3, 8, 216]. Это достигается тем, что анализируются сигналы со «штатных» тахометрических датчиков частоты вращения входного вала редуктора (вал турбокомпрессора – ТК) и выходного (вал заднего винта – ВЗВ). Узкополосными фильтрами выделяются из их сигналов частоты, соответствующие частотам вра-

щения этих валов. Используя алгоритм, изложенный в разделе 2.1.1, определяются текущие значения частот на каждом полупериоде, рассчитываются дисперсия девиации частоты входного ($D_{ТК}$) и выходного ($D_{ВЗВ}$) валов редуктора и берётся их разность (ΔD). Полученное значение сравнивается с эталонным значением.

Пример использования предлагаемого метода показан с использованием данных, полученных на турбовинтовых двигателях НК-12МППМ, прошедших ремонт, и двигателей с разной степенью износа боковых поверхностей зубьев редуктора (данные приведены в разделе 5). Была получена статистика разности дисперсий текущих частот при работе двигателя на режиме 0,85 номинального для отремонтированных двигателей. По полученным данным, в соответствии с ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009 [105], рассчитывается значение ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ (соотношение 1,4). Для рассматриваемого случая – $\bar{A} = 0,02$ Гц, $S_A = 0,0073$ Гц. Приняв перед S_A среднее значение коэффициента (2,65), получим: $A_{ПР} = 0,0213$ Гц. На рисунке 2.4 представлены данные по 14 двигателям, пришедшим в ремонт и имеющим различные уровни максимального износа зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно исходных эвольвентограмм. Уравнение линейной аппроксимации имеет вид: $y = 1,596x - 0,012$.

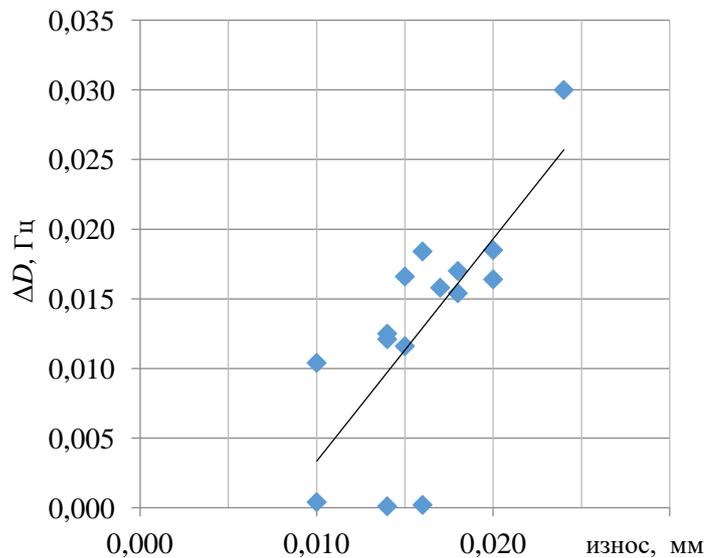


Рисунок 2.4 – Зависимость разницы дисперсий от величины износа, $r = 0,73$

Перепишем соотношение для износа (x)

$$x = (y + 0,012) / 1,596. \quad (2.16)$$

Подставив в (2.16) величину $A_{\text{ДПР}} = 0,0213$, получим норму на эталонное максимальное значение износа солнечной шестерни, равное 0,021 мм. Как видно из рисунка 2.3, превышение полученного эталонного значения отмечается только для одного двигателя. На нём была выявлена трещина на пере рабочей лопатки 7-й ступени компрессора [182,183].

Предлагаемый метод позволяет диагностировать величину износа без использования дополнительных датчиков и дорогостоящего виброизмерительного оборудования. При этом открывается возможность проводить диагностику данного дефекта в процессе эксплуатации двигателя. Предлагаемый способ применим для различных типов машин, имеющих ДЧВ входного и выходного валов редуктора. На данный метод получен патент на изобретение [228].

2.1.3. Способ диагностики дефектов зубьев зубчатых колёс редуктора турбовинтового двигателя

Точность и чувствительность описанного выше способа оценки износа боковых поверхностей зубьев планетарных редукторов ГТД можно существенно повысить. Дело в том, что износ боковых поверхностей зубьев является не единственным фактором изменения параметров исследуемых составляющих. На них оказывает влияние ряд других: технологических (погрешности изготовления и сборки зубчатого зацепления), конструктивных (податливость деталей редуктора, модификация рабочих поверхностей зубьев), эксплуатационных (частота вращения зубчатых колёс, температура, передаваемая нагрузка), девиация частоты вращения валов от работы системы поддержания режима работы двигателя.

Тогда перед началом эксплуатации изготовленного или отремонтированного редуктора двигателя на выбранном стационарном режиме его работы снимаются сигналы с тахометрических датчиков, входящих в состав двигателя. Узкополосным фильтром с центральной частотой, равной среднему значению частот вращения валов, выделяются узкополосные процессы текущего значения частот их вращения. По полученным массивам данных частот вращения рассчитываются дисперсии девиации частот вращения входного и выходного валов редуктора и

берётся их разница ($\Delta D_{\text{иск}}$). Оценивается разница дисперсий ΔD_1 при проведении диагностики технического состояния редуктора. Результаты измерений перед началом эксплуатации и при диагностике технического состояния редуктора вычитаются. Полученная разница (ΔD_1) сравнивается с эталонным значением. На рисунке 2.5 представлены данные по 11 двигателям с разной степенью износа боковых поверхностей зубьев редуктора, полученные при оценке их технического состояния. Зависимость параметра ΔD_1 от величины износа носит линейный характер. Уравнение аппроксимации имеет вид $y = 0,530x - 0,00008$, коэффициент корреляции $r = 0,88$.

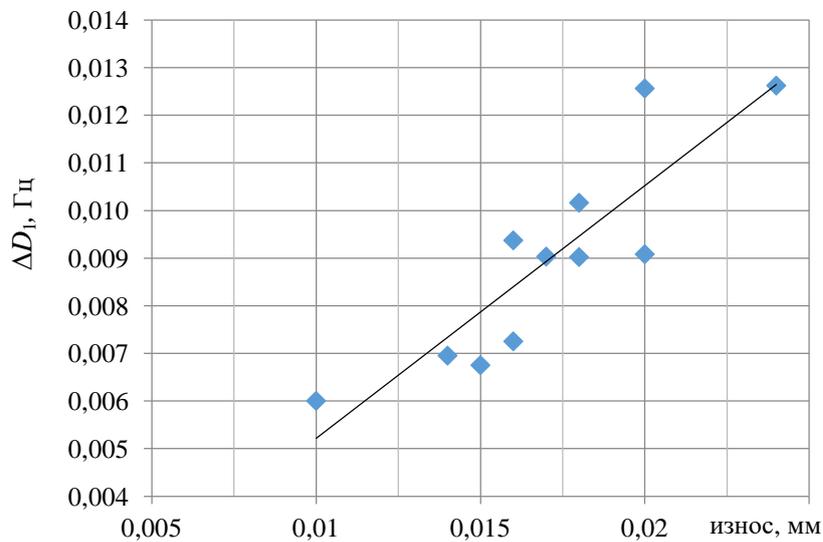


Рисунок 2.5 – Зависимость параметра ΔD_1 от величины износа на режиме работы двигателя 0,85 номинального

Техническим результатом заявленного изобретения является повышение чувствительности и точности оценки дефекта за счёт учёта влияния отмеченных выше факторов путем расчёта разности дисперсий перед началом эксплуатации редуктора и вычитания полученного результата из разности дисперсий, полученной при проведении диагностики технического состояния редуктора. На данный способ получен патент на изобретение [230].

2.1.4. Способ оценки изменения энергетической ширины спектральной составляющей вибрации машин

Метод основан на определении ширины составляющей спектральной линии на двух выбранных уровнях и применяется следующим образом. Сигнал вибрации с вибропреобразователя обрабатывается с целью получения узкополосного спектра мощности с шагом меньше ширины линии исследуемой составляющей, но достаточным для получения сглаженной формы её огибающей. Далее определяют её ширину на двух заданных уровнях от максимума и рассчитывают их разность. Пример использования предлагаемого способа показан при оценке изменения параметров спектральной линии составляющей при износе боковых поверхностей зубьев солнечной шестерни и сателлитов дифференциального редуктора двигателя НК-12МПМ (рисунок 2.6).

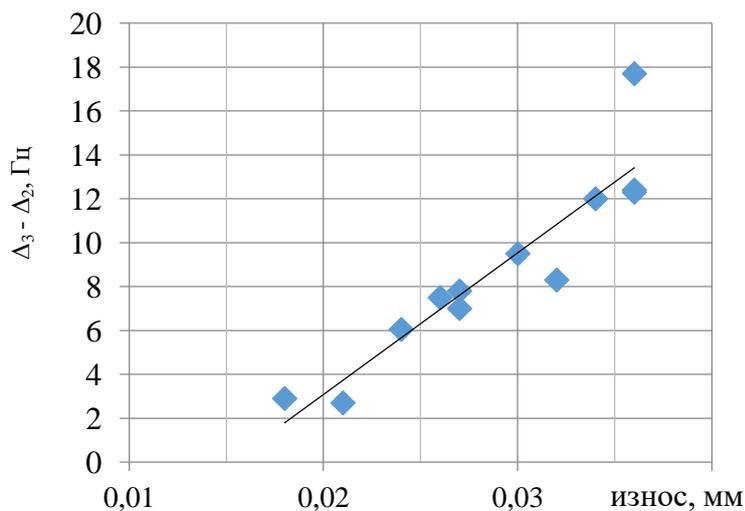


Рисунок 2.6 – Зависимость ($\Delta_3 - \Delta_2$) от величины износа

Была проанализирована спектральная составляющая зубцовой гармоники пересопряжения зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты» по 11 двигателям с разной степенью износа перед их ремонтом при работе двигателя на максимальном режиме. Ширина составляющей спектральной линии определялась в нижней её части (Δ_3) в месте пересечения её огибающей справа и слева с общим вибрационным фоном и на уровне 0,5 (Δ_2) от максимального значения. Коэффициент пар-

ной линейной корреляции полученных данных $r = 0,92$, уравнение аппроксимации: $y = 649,5x - 9,920$. По 18 двигателям после ремонта была получена статистика разности ($P = \Delta_3 - \Delta_2$) для отремонтированных редукторов.

Аналогичным образом по соотношению (1.4) рассчитана норма на исследуемый параметр и установлено, что её превышение выявлено для двигателя с трещиной на пере рабочей лопатки седьмой ступени компрессора. На данный способ получен патент на изобретение [229].

2.1.5. Способ диагностики дефектов кинематических пар роторных машин

Способ относится к вибродиагностике технического состояния кинематических пар роторных машин, например, зубчатых зацеплений. Он заключается в том, что снимают сигнал с вибропреобразователя, установленного на корпусе исследуемой кинематической пары. В режиме спектральной плотности мощности с шагом меньше ширины исследуемой спектральной составляющей, но достаточной для получения относительно гладкой её огибающей, определяют площадь (S) под кривой спектральной составляющей в полосе частот, определяемой по точкам её пересечения справа и слева с вибрационным шумом. Технический результат заключается в повышении точности и чувствительности способа за счет интегральной оценки изменения параметров спектральной составляющей. Достоинство данного способа заключается в том, что при развитии дефекта изменяется не только ширина спектральной линии составляющей, но и её форма и интенсивность, что приводит к изменению площади под ней [287].

На рисунке 2.7 представлен пример использования предлагаемого способа. Здесь приведены данные изменения площади под кривой зубцовой спектральной составляющей пары «солнечная шестерня – сателлиты» редуктора турбовинтового двигателя на максимальном режиме его работы.

Уравнение аппроксимации имеет вид:

$$y = 1E+0,8x^3 - 3E+0,6x^2 + 19406x - 26,62.$$

Коэффициент корреляции – 0,67.

На данный способ получен патент на изобретение [231].

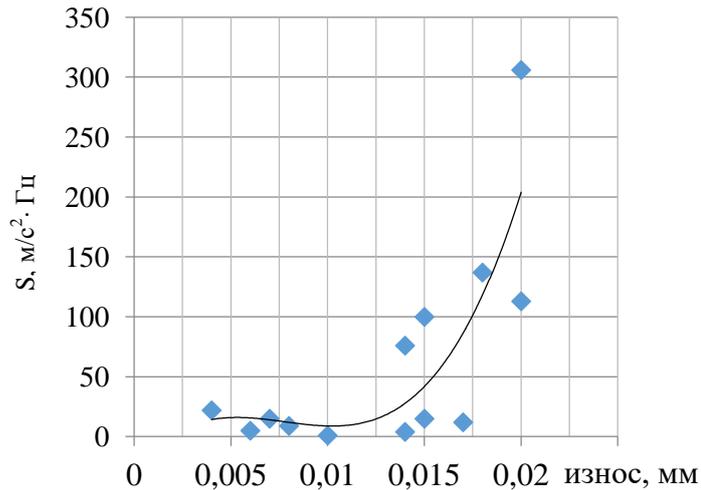


Рисунок 2.7 – Зависимость параметра S от величины износа

2.2 Метод демодуляции на основе анализа максимумов широкополосной вибрации редуктора ГТД

На блок-схеме (рисунок 2.8) цветом выделены варианты оригинальных решений автором двух известных способов выявления диагностических признаков дефектов роторных машин: каскадной демодуляции и биполярного анализа.

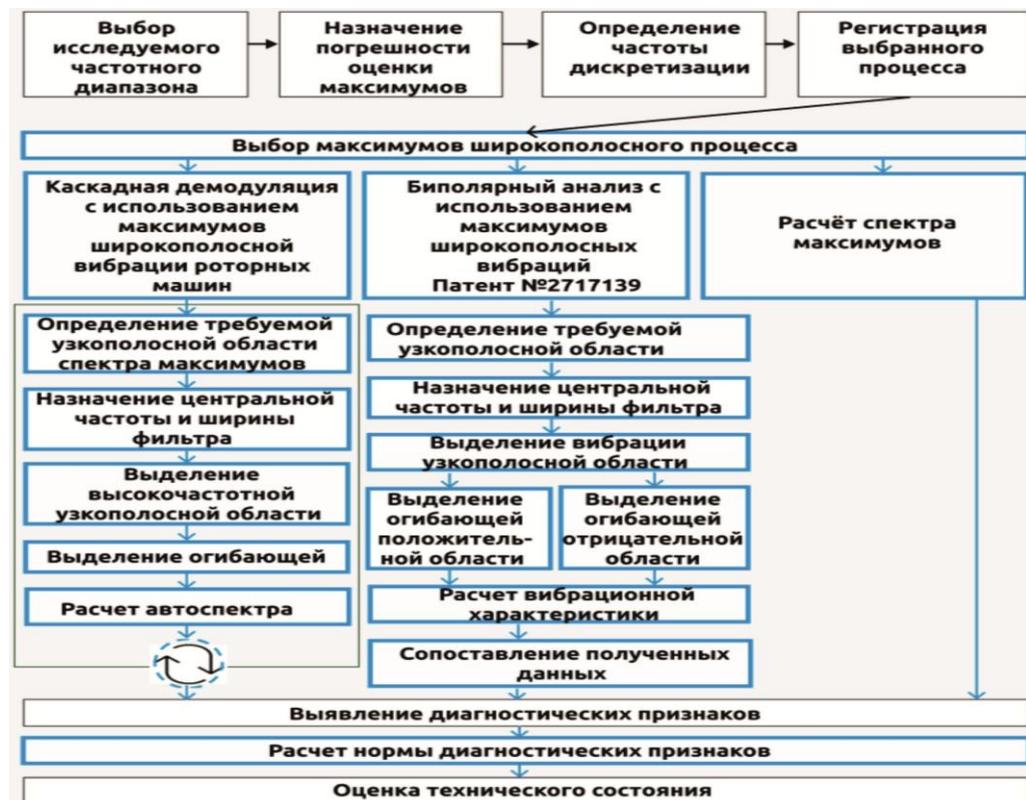


Рисунок 2.8 – Алгоритм метода демодуляции вибрационного сигнала на основе анализа максимумов широкополосной вибрации

В данном разделе предварительно представлена разработка критерия узкополосности при использовании спектра огибающей. Это позволяет сопоставить частотный диапазон выявленных модулирующих составляющих с диапазоном по предложенному методу.

2.2.1. Разработка критерия узкополосности для использования спектра огибающей

Как уже отмечалось во введении, спектр огибающей в настоящее время является наиболее распространённым и достаточно эффективным методом вибродиагностики дефектов роторных машин. Процедура его применения заключается в следующем. На основе оценки автоспектра вибрации определяется частотная область для последующего анализа. Это может быть зона достаточно интенсивного вибрационного шума, область резонансных колебаний элементов конструкции машины, зона, содержащая определённую дискретную составляющую спектра и др. В выбранной частотной области узкополосным фильтром выделяется исследуемый процесс. С помощью преобразования Гильберта рассчитывается огибающая с последующей оценкой её автоспектра. Для выявленных в спектре огибающей дискретных составляющих определяется глубина АМ. Величина этого параметра определяет степень развития дефекта. Например, применительно к подшипникам качения авторы метода дают следующую градацию [46]:

- слабая степень развития дефекта – глубина АМ 5–7%;
- средняя – 10–15%;
- сильная – $\geq 20\%$.

При выборе ширины фильтра неизбежно встаёт вопрос о границе узкополосности. Как было показано во введении, в практике использования спектра огибающей применяется достаточно большое разнообразие значений ширины фильтров. Это затрудняет сопоставление данных, полученных разными авторами. Как уже отмечалось, это разнообразие связано с решением разных задач.

Дадим обоснование выбора ширины фильтра с точки зрения оценки глуби-

ны амплитудной модуляции вибрационного процесса при развитии дефектов роторных машин [18, 21, 295].

Рассмотрим чисто шумовой процесс. Наиболее универсальной характеристикой ширины энергетического спектра является его представление через спектральные моменты, которое можно представить в следующем виде [123]:

$$\varepsilon = \left[\left(1 - \frac{\bar{\omega}}{\bar{\omega}_m} \right)^2 \right]^{1/2}$$

где $\bar{\omega} = \left(\frac{m_2}{m_0} \right)^{1/2}$, $\bar{\omega}_m = \left(\frac{m_4}{m_2} \right)^{1/2}$.

Здесь $\bar{\omega}$ – средняя частота следования нулей стационарного случайного нормального процесса, $\bar{\omega}_m$ – средняя частота следования его экстремальных значений.

Выполним анализ отношения $\beta = \frac{\bar{\omega}_m}{\bar{\omega}}$ процесса, полученного при прохождении нормального стационарного широкополосного шума с постоянной спектральной плотностью через фильтр с прямоугольной амплитудно-частотной характеристикой, центральной частотой f_0 и шириной Δf . Полученные аналитические зависимости позволили разделить исследованный диапазон изменений величины $\Delta f/f_0$ ($0 \div 1$) на два поддиапазона, соответствующих узкополосному и широкополосному шуму. Далее выполнено моделирование широкополосного нормально распределённого шума с постоянной спектральной плотностью, модулированного гармоническим процессом. Для этого гармонический процесс был смещён в положительную область и перемножался с шумовой компонентой. Полученный широкополосный модулированный процесс последовательно фильтровался полосовым фильтром Чебышева. Посредством преобразования Гильберта выделялась огибающая. Рассчитывался автоспектр и оценивалась глубина АМ. Величина $\Delta f/f_0$ менялась от 0,05 до 1 с шагом 0,05. По полученным данным строились зависимости исследуемых параметров в функции ширины используемого фильтра. Моделирование и обработка данных выполнены с использованием пакета WinПОС expert НПП «Мера».

Как известно [124], величины $\bar{\omega}$, $\bar{\omega}_m$ через спектральные моменты можно представить следующим образом

$$\bar{\omega} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{\int_0^\infty f^4 S(f) dt}{\int_0^\infty f^2 S(f) dt} \right]^{1/2}, \quad (2.2)$$

$$\bar{\omega}_m = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{\int_0^\infty f^2 S(f) dt}{\int_0^\infty S(f) dt} \right]^{1/2}, \quad (2.3)$$

где $S(f)$ – спектральная плотность шума.

Тогда, учитывая, что $S(f) = \text{const}$, соответствующие моменты спектра опре-

$$\text{деляются как } m_0 = (f_2 - f_1) \cdot S(f), \quad m_2 = \frac{1}{3}(f_2^3 - f_1^3) \cdot S(f),$$

$$m_4 = \frac{1}{5}(f_2^5 - f_1^5) \cdot S(f).$$

Отсюда соотношения (2.2) и (2.3) примут вид

$$\bar{\omega} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{3(f_2^5 - f_1^5)}{5(f_2^3 - f_1^3)} \right]^{1/2}, \quad (2.4)$$

$$\bar{\omega}_m = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{(f_2^3 - f_1^3)}{3(f_2 - f_1)} \right]^{1/2}. \quad (2.5)$$

Поделив (2.4) на (2.5) с учетом, что $f_1 = f_0 - \frac{z}{2}$, $f_2 = f_0 + \frac{z}{2}$, $z = \frac{\Delta f}{f_0}$, получим

$$\beta = \sqrt{\frac{9}{5} \frac{\left[\left(1 + \frac{z}{2}\right)^5 - \left(1 - \frac{z}{2}\right)^5 \right] z}{\left(1 + \frac{z}{2}\right)^3 - \left(1 - \frac{z}{2}\right)^3}}. \quad (2.6)$$

В соотношении (2.6) проведём замену переменной z на параметр $c = \frac{1}{z} - 0,5$.

Тогда (2.6) примет вид

$$\beta = \sqrt{\frac{9}{5} \frac{\left\{ \left[\left(\frac{2c+2}{2c+1}\right)^5 - \left(\frac{2c}{2c+1}\right)^5 \right] \frac{1}{c+0.5} \right\}}{\left(\frac{2c+2}{2c+1}\right)^3 - \left(\frac{2c}{2c+1}\right)^3}}. \quad (2.7)$$

Графическая зависимость по соотношению (2.7) представлена на рисунке 2.9.

Анализ соотношения (2.7) и рисунка 2.9 показывает, что после $c = 3,85$ изменение величины β носит практически линейный характер и не превышает 1%. Тогда зону $c = (0 \div 3,85)$ следует считать областью широкополосных процессов, а зону $c > 3,85$ – узкополосных. При $c=3,85 - \Delta f/f_0=0,23$.

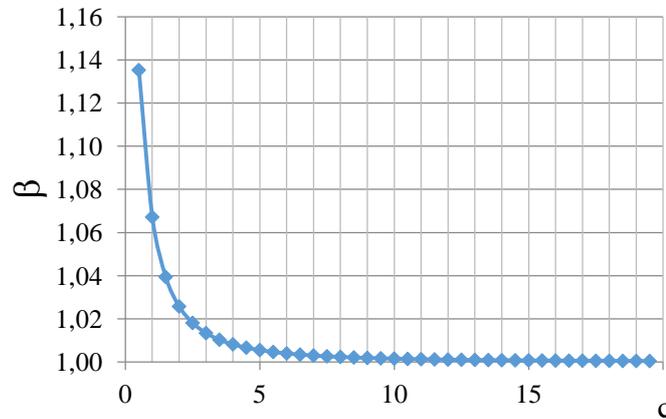


Рисунок 2.9 – Зависимость параметра β от c

Следовательно, при прохождении стационарного нормального широкополосного шума с постоянной спектральной плотностью через фильтры с относительной шириной $\Delta f/f_0 \leq 23\%$ (1/3 октавы) формируются узкополосные случайные процессы.

Был выполнен анализ модулированного по амплитуде широкополосного стационарного нормального шума с постоянной спектральной плотностью гармоническим процессом частотой 40 Гц. Исследовались изменения амплитуды модулирующей гармоники (A), глубины АМ, асимметрии и эксцесса процесса, среднего (\bar{A}), среднеквадратического значений (S_A) огибающей и коэффициента вариации (v) при прохождении исходного процесса через фильтр с последовательно меняющейся шириной. Центральная частота фильтра $f_0=1000$ Гц, относительная ширина фильтра менялась от 0,05 до 1 с шагом 0,05. Анализировались данные в широком диапазоне отношений среднеквадратического значения шума ($S_{\text{ш}}$) и гармоники ($S_{\text{Г}}$), $S_{\text{ш}}/S_{\text{Г}}=1, 10, 20, 100$. На рисунках 2.10–2.15 представлен графический вид полученных зависимостей при $S_{\text{ш}}/S_{\text{Г}}=10$.

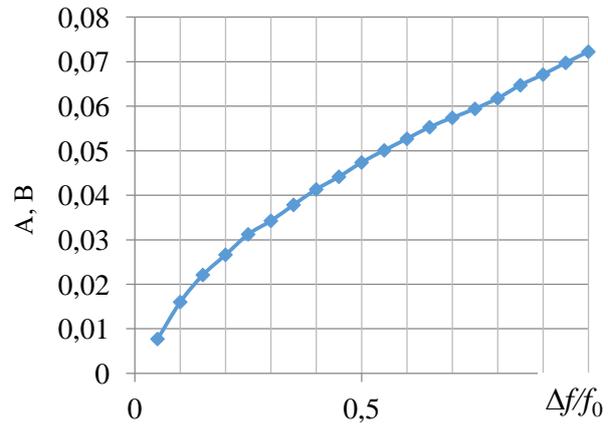


Рисунок 2.10 – Зависимость A гармоник от величины $\Delta f/f_0$

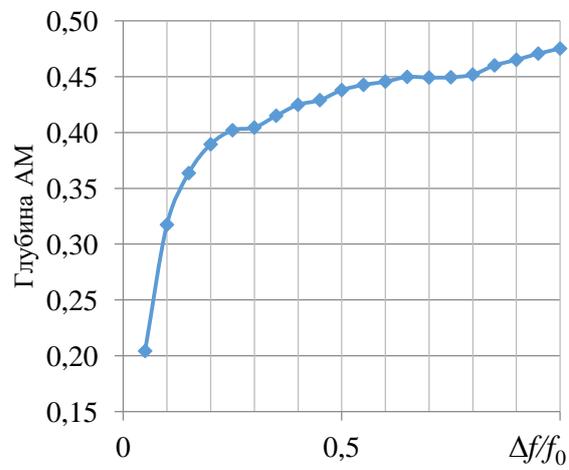


Рисунок 2.11 – Зависимость глубины АМ от величины $\Delta f/f_0$

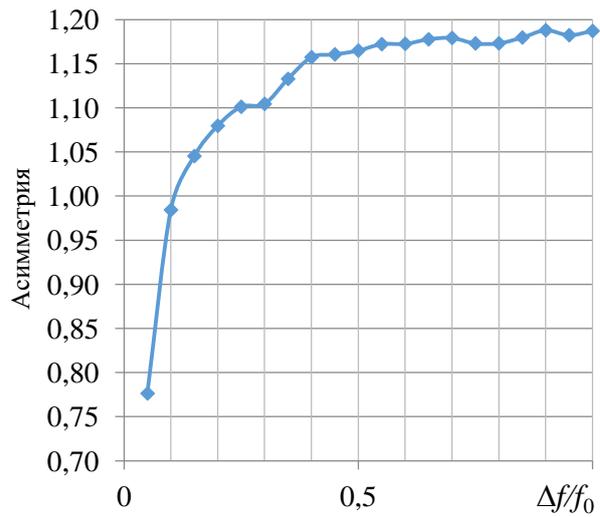


Рисунок 2.12 – Зависимость асимметрии от величины $\Delta f/f_0$

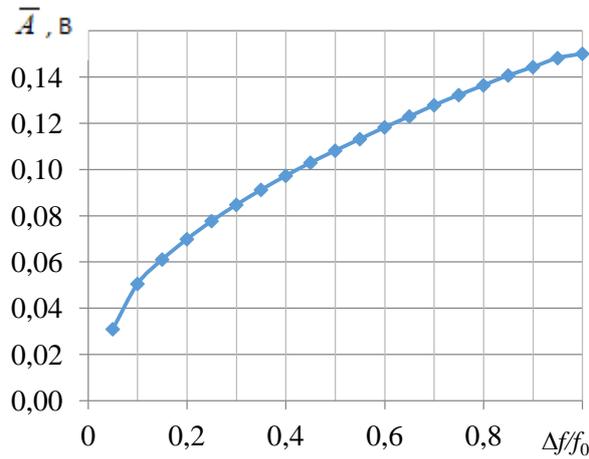


Рисунок 2.13 – Зависимость средней амплитуды огибающей от величины $\Delta f/f_0$

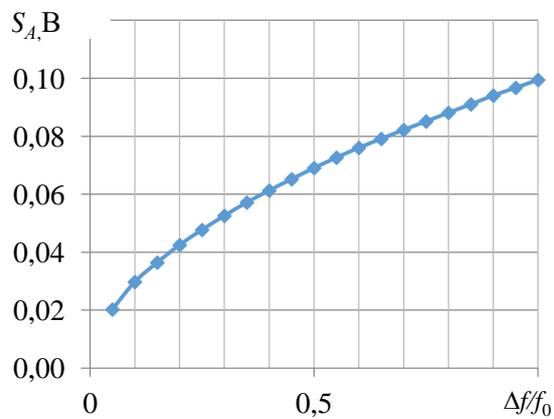


Рисунок. 2.14 – Зависимость среднеквадратического значения огибающей от величины $\Delta f/f_0$

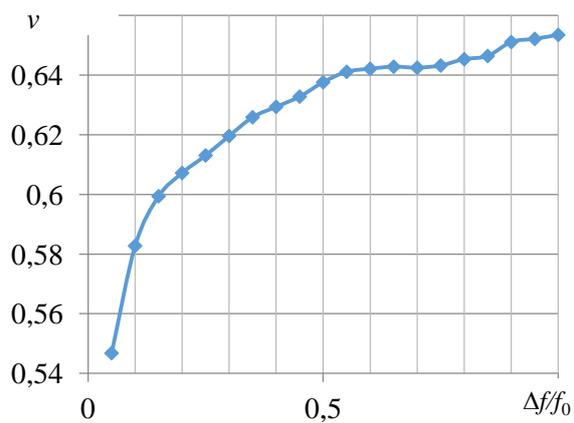


Рисунок 2.15 – Зависимость коэффициента вариации огибающей от величины $\Delta f/f_0$

Из представленных данных видно, что с увеличением $\Delta f/f_0$:

– монотонно растёт амплитуда модулирующей гармоники, средняя амплитуда огибающей, среднеквадратическое значение огибающей;

– дважды нарушается монотонный рост глубины АМ и асимметрии. Первый перегиб зависимостей происходит при значении $\Delta f/f_0 = 0,30$, второй – при $\Delta f/f_0 = 0,70 \div 0,80$;

– перегиб коэффициента вариации происходит при значении $\Delta f/f_0 = 0,70$.

При исследовании вибрационного состояния роторных машин желательно получать максимально возможное значение диагностических признаков дефектов. Учитывая это обстоятельство, полученные данные дают основание заключить, что для получения сопоставимых и однозначных результатов по глубине АМ широкополосного модулированного вибрационного процесса его фильтрацию необходимо проводить фильтром с шириной 30% относительно центральной частоты.

2.2.2 Разработка способа оценки параметров амплитудной модуляции при анализе широкополосной вибрации

Известно несколько моделей амплитудно-модулированных колебаний роторных машин. Их недостатками является необходимость выполнения условия $\Omega_d \ll \omega_k$ и ограничение в области выделения модулирующих составляющих только около компоненты с частотой ω_k (Ω_d – частота модулирующей составляющей).

Специалисты ассоциации ВАСТ, предложившие спектр огибающей, используют модель вида [59-61]

$$x(t) = \gamma(t)\eta(t),$$

где $\eta(t)$ – случайный стационарный узкополосный процесс, $\gamma(t)$ – модулирующий периодический сигнал вида $\gamma(t) = 1 + \sum_i m_i \cos(\Omega_i t + \varphi_i)$, здесь Ω_i – частота i -й модулирующей составляющей, φ_i – её фаза.

Для данной модели также необходимо выполнение условия $\Omega_i \ll \omega_k$. Информативный частотный диапазон для данной модели определяется шириной спектра огибающей выделенного узкополосного процесса.

В работе [307] автор рассматривает колебания, которые различаются по физической природе факторов возбуждения и параметров колебательных систем.

При этом колебательный процесс обладает монотонным изменением параметров между экстремальными значениями. Этот признак является общим как для гармоник, так и для нелинейных и модулированных колебаний. Они различаются лишь расположением локальных экстремумов в координатной системе «отклонение – время». Такой вид вибрации определяется структурной моделью вида

$$x(t) = u(t) + \sum_i s_i(t) + \gamma(t), \quad (2.8)$$

где $u(t)$ – нерегулярный циклический тренд среднего значения, $s_i(t)$ – в общем случае колебания нестационарные или нелинейные, $\gamma(t)$ – импульсные отклонения.

При этом амплитудно-модулированные колебания определяются моделью вида

$$s_i(t) = a_i(t) \cos(\omega t), \quad (2.9)$$

где $a_i(t)$ – закон амплитудной модуляции.

Амплитудная модуляция визуально определяется по расположению локальных экстремумов колебаний и выражается в изменении размаха экстремальных точек. В простейшем случае структура колебаний вида (2.9) обнаруживается анализом огибающей, определяющей закон амплитудной модуляции.

Для сложной структуры колебания вида (2.8) огибающая теряет физический смысл, но основным признаком импульсных отклонений неизменно остаётся относительно большой размах экстремальных точек. Следовательно, все структурные компоненты модели (2.8) определяются по параметрам расположения экстремальных точек. При этом количественный анализ выполняется путём исследования дискретной последовательности абсциссы и ординат локальных экстремумов (рисунок 2.16).

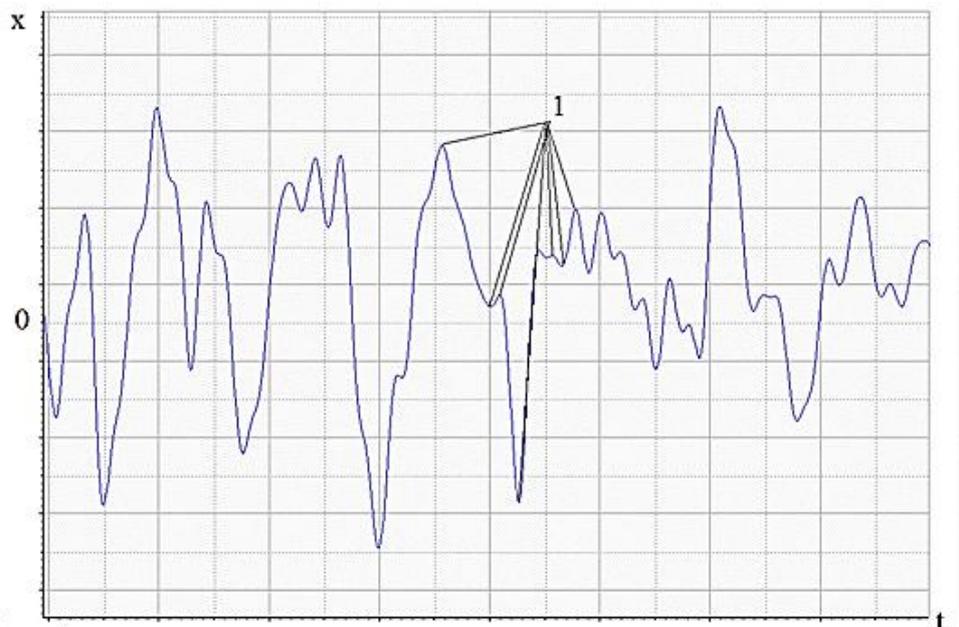


Рисунок 2.16 – Пример широкополосного амплитудно-модулированного колебания: 1 – экстремумы процесса

В этом случае необязательно выполнение условия, когда частота несущего колебания много больше частоты модулирующего процесса. В связи с этим именно модель вида (2.8) положена в основу разработанного метода выделения модулирующих составляющих широкополосной вибрации.

Как было отмечено в первом разделе, метод демодуляции на основе спектра огибающей обладает рядом недостатков. Для высокооборотных машин, какими являются ГТД, наиболее серьезным является ограниченность информативного частотного диапазона, связанная с необходимостью выделения узкополосного процесса. Предложим другой метод выделения модуляционных составляющих, не требующий узкополосной фильтрации широкополосной вибрации [6, 14, 18, 268, 278].

Представим широкополосный вибрационный процесс как сумму гармонических колебаний

$$A(t) = \sum_{j=1}^L A_j \cos(\omega_j t + \varphi_j),$$

где A_j , ω_j , φ_j – соответственно амплитуда, частота и начальная фаза j -й составляющей.

Будем считать, что модулирующее колебание тоже содержит ряд гармоник

$$S(t) = \sum_{k=1}^n S_k \cos(\Omega_k t + \Phi_k).$$

Тогда суммарное колебание определится в виде

$$a(t) = \sum_{j=1}^L A_{cpj} \left[1 + \sum_{k=1}^n M_k \cos(\Omega_k t + \Phi_k) \right] \cos(\omega_j t + \varphi_j).$$

Выделив максимумы такого процесса можно получить функцию, содержащую информацию о модулирующих составляющих. При этом, в отличие от огибающей узкополосного процесса, здесь отсутствует ограничение на частотный диапазон, в котором они представлены.

Предлагаемый алгоритм обработки данных выглядит следующим образом. Исходный широкополосный процесс квантуется достаточно высокой частотой и производится поиск максимумов путем сравнения последовательных значений отсчетов. Методом «скользящего окна» (ширина окна 1, 3, 5, 7 и т.д. максимумов) выбираются новые значения максимумов (в каждом окне выбирается один максимум с наибольшим значением).

Проведем тестирование предложенного алгоритма с целью исследования его особенностей и сопоставления со спектром огибающей узкополосного процесса. При выделении узкополосной составляющей для спектра огибающей рекомендуется использовать зону с достаточно интенсивным шумом. Тогда для тестирования предложенного алгоритма выберем широкополосный шум, модулированный гармонической составляющей. Для получения такого процесса был использован пакет обработки сигналов WinПЮС Expert фирмы НПП «Мера». На рисунке 2.17 приведены результаты обработки смоделированных процессов с использованием программы расчета спектра максимумов (Приложение В). Гармоническая составляющая постоянного уровня принимала несколько значений частоты. Ширина спектра шумовой составляющей – 10÷28800 Гц.

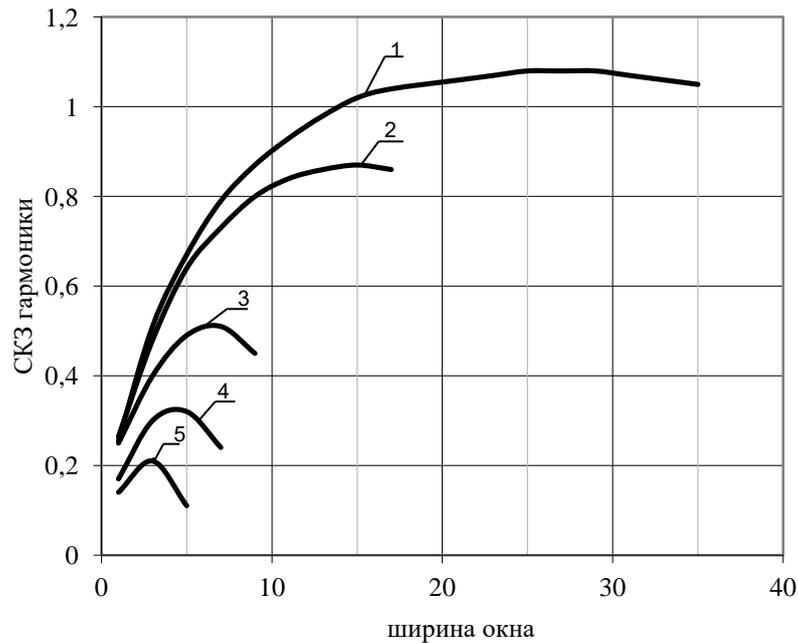


Рисунок 2.17 – Зависимость интенсивности модулирующей гармоники от ширины окна при нескольких значениях f_c :
 1 – 500 Гц; 2 – 1000 Гц; 3 – 3000 Гц; 4 – 5000 Гц; 5 – 10000 Гц

Как видно из представленных данных, уровень выделенной гармоники существенно зависит от ее частоты и величины ширины «окна». Для каждой частоты имеется свое максимальное значение. Такой вид зависимостей объясняется двумя противоположными тенденциями:

- с одной стороны, расширение «окна» приводит к увеличению измеренного уровня;
- с другой – это расширение можно рассматривать как использование фильтра нижних частот с уменьшающейся частотой среза.

Наличие максимумов в представленных зависимостях позволяет выбрать оптимальное значение ширины «окна» в функции частоты (рисунок 2.18). Это дает возможность выработать рекомендации по выбору оптимальной ширины «окна» в зависимости от частотного диапазона, в котором представлены интересующие составляющие:

- в диапазоне до 1000 Гц ширина «окна» – 15;
- в диапазоне от 1000 Гц до 5000 Гц – 5;
- свыше 5000 Гц – 3.

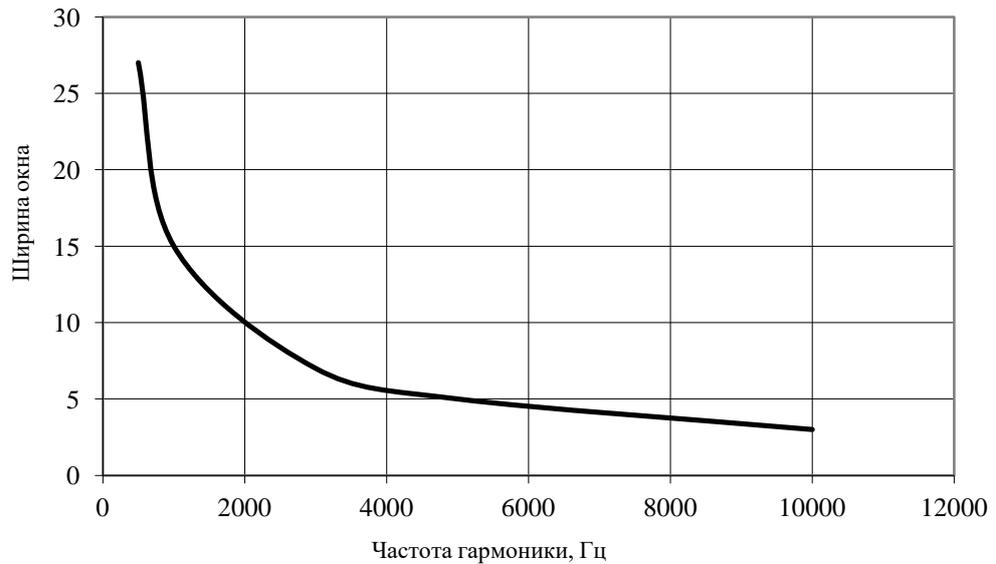


Рисунок 2.18 – Зависимость ширины окна от частоты модулирующей гармоники при максимальном значении ее интенсивности

Было оценено влияние ширины исследуемого частотного диапазона на уровень выделенной гармоники. Оценка производилась для следующих значений ширины диапазона: 0–1000 Гц; 0–3000 Гц; 0–5000 Гц; 0–10000 Гц; 0–28800 Гц (рисунок 2.19).

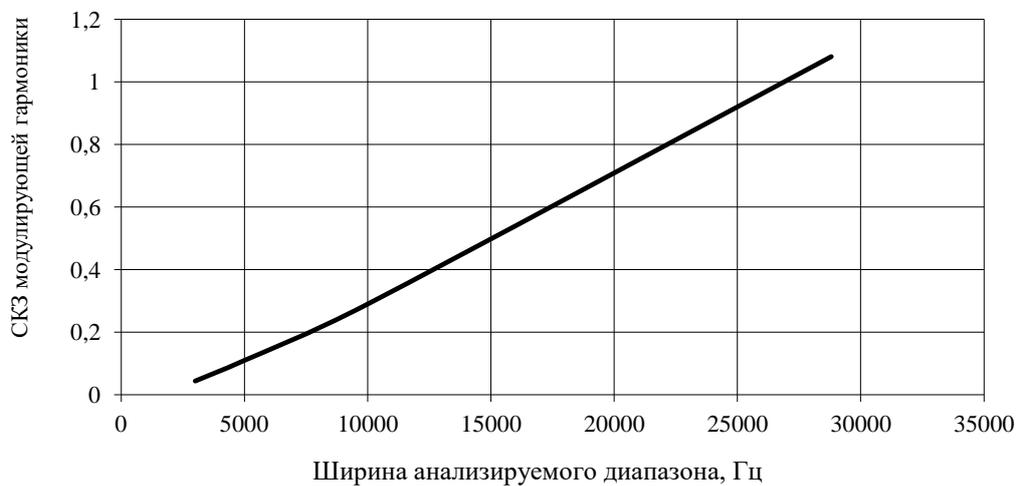


Рисунок 2.19 – Зависимость интенсивности модулирующей гармоники от ширины анализируемого спектра

Как видно из представленных данных, расширение частотного диапазона приводит практически к линейному увеличению интенсивности выделенной гармоники.

Для сопоставления результатов получения модулирующей гармоники с использованием спектра максимумов и спектра огибающей узкополосного процесса последний выделялся 1/3 октавным фильтром с центральной частотой 20000 Гц (рисунок 2.20).

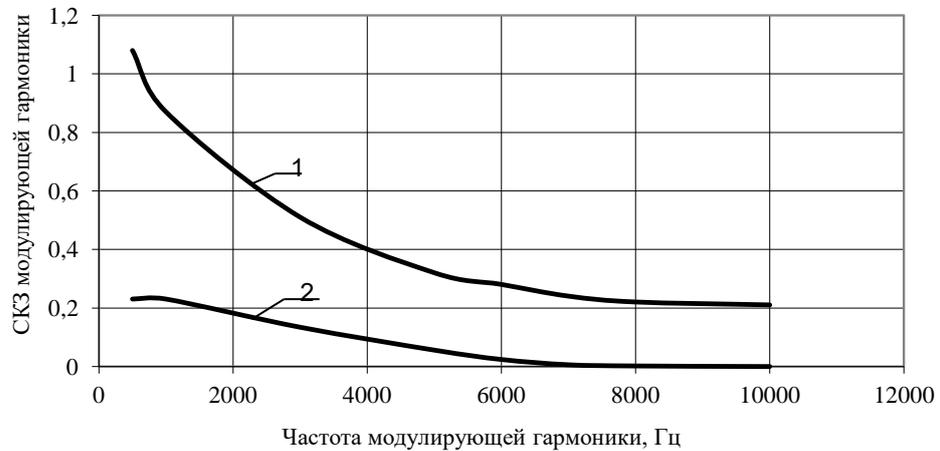


Рисунок 2.20 – Интенсивность модулирующей гармоники, выделенная спектром максимумов (1) и спектром огибающей (2)

Представленные данные показывают, что в диапазоне частот до 6000 Гц спектр максимумов существенно эффективнее спектра огибающей. Выше 6000 Гц спектр огибающей не позволяет идентифицировать модулирующую составляющую. Следует отметить, что во всех рассмотренных случаях автоспектр не обеспечивал выделение гармоники.

При реализации метода необходимо обоснованно выбирать частоту квантования. Для самой высокочастотной составляющей рассмотрим «худший» случай (рисунок 2.21), когда максимум находится симметрично относительно двух соседних отсчетов.

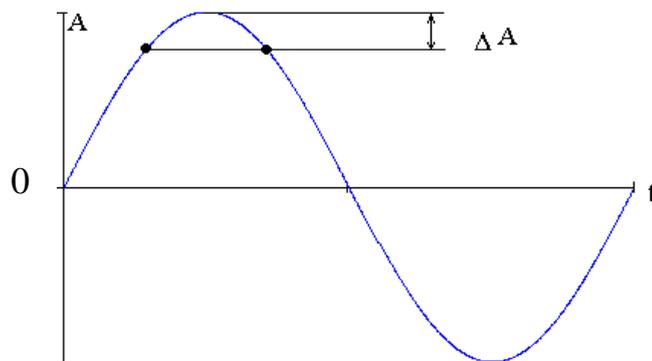


Рисунок 2.21 – Условия максимальной погрешности (ΔA) оценки амплитуды

Несложно показать, что при этом относительная погрешность определения значения максимума определяется соотношением

$$\delta = 1 - |\cos(\pi/N)|, \quad (2.10)$$

где N – число отсчетов на период колебаний.

Как видно из представленных данных, погрешность выделения максимума в 10% обеспечивается при семи точках на период квантования. Современные средства измерения и обработки вибрационных процессов имеют частоты квантования в несколько сот килогерц (см., например, приборы НПП «Мера»). Большинство используемых в практике вибропреобразователей имеют частотный диапазон не более 15000 Гц. Следовательно, частота квантования в 105000 Гц обеспечивает требуемую погрешность оценки исследуемых параметров.

Графический вид зависимости (2.10) представлен на рисунке 2.22.

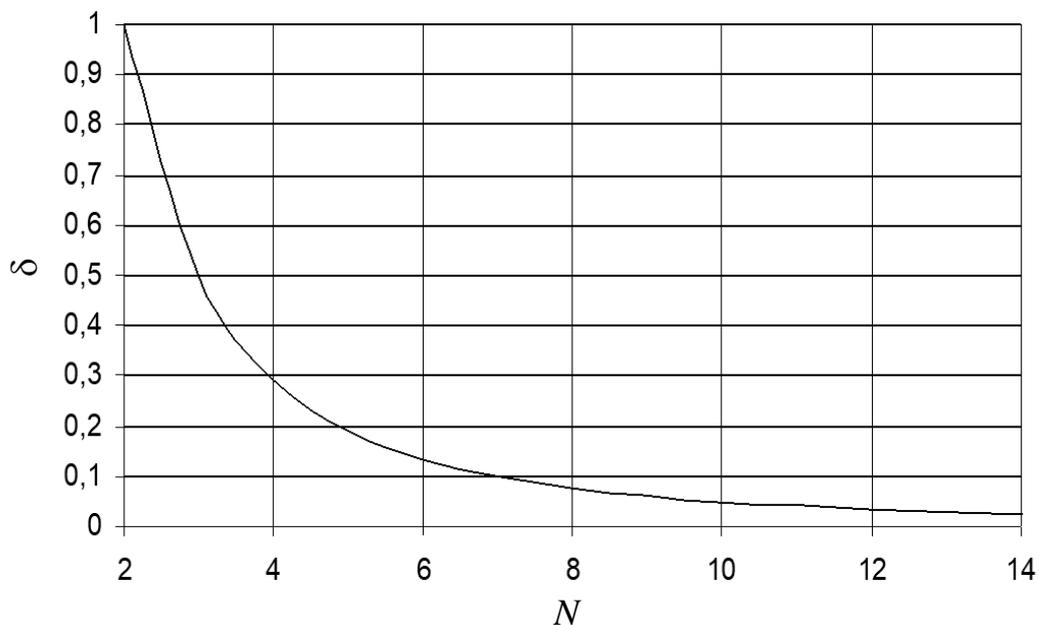


Рисунок 2.22 – График зависимости максимальной относительной погрешности δ от количества отсчетов на период N .

На рисунке 2.23 представлен сравнительный анализ автоспектра и спектра максимумов (ширина окна 1) вибрации редуктора двигателя НК-12МПМ с износом боковых поверхностей зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты».

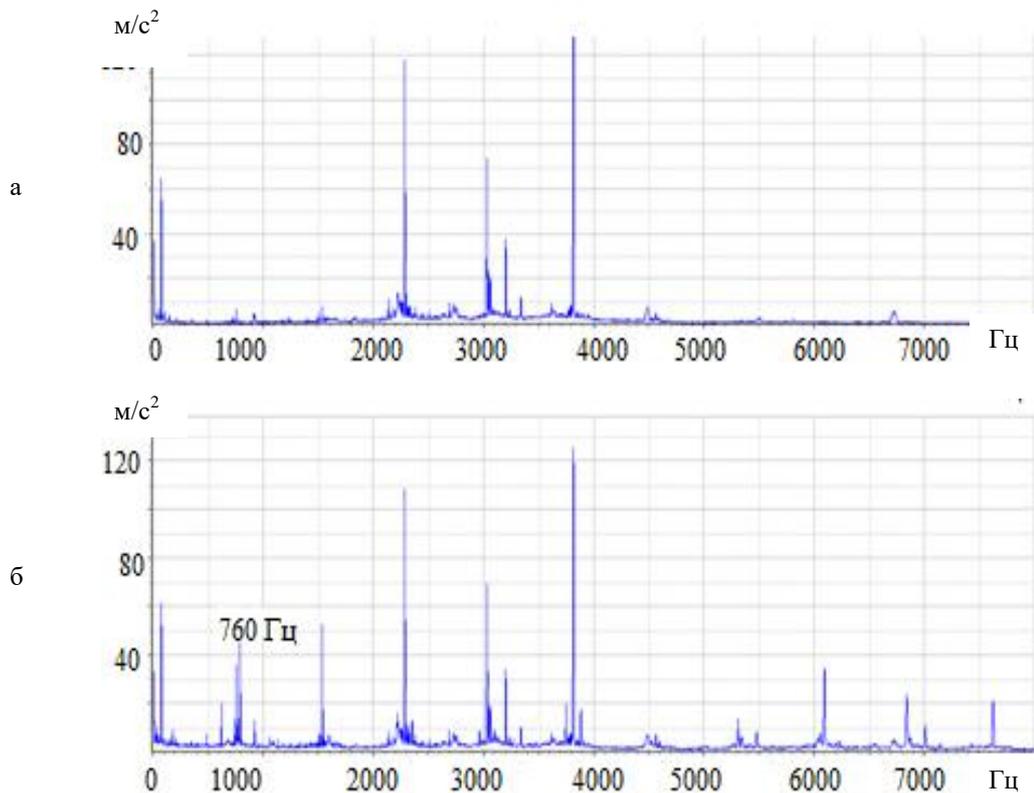


Рисунок 2.23 – Автоспектр (а) и спектр максимумов (б)

Из представленных данных видна большая информативность спектра максимумов. На нём, например, чётко проявляется ряд гармоник с шагом $1/6$ от зубцовой (760 Гц), видна модуляция данной составляющей.

Приведенный пример показывает, что разработанный алгоритм является полезным дополнением к известным методам обработки вибрации с целью выделения диагностических признаков дефектов. В рассмотренных далее случаях используется ширина окна, равная 1. Применение большей ширины окна рекомендовано для сложных случаев идентификации модулирующих составляющих. Многолетняя практика использования спектра максимумов показала, что ширина окна, равная 1, во всех случаях обеспечила идентификацию модулирующих гармоник. По данному алгоритму отлажено программное обеспечение на языке C++ (см. Приложение В) и включено в пакет обработки данных Win ПОС ПАО ОДК «Кузнецов».

2.2.3. Каскадная демодуляция с использованием максимумов широкополосной вибрации роторных машин

Как правило, появление и развитие дефектов сопровождается ростом степени нелинейности в конструкции. В этом случае более эффективным является каскадная демодуляция [68, 1, 42]. Её суть заключается в повторной процедуре узкополосной фильтрации процесса выделения огибающей и расчета автоспектра. Тогда ещё в большей степени происходит сужение исследуемого частотного диапазона. Выделение максимумов широкополосного процесса и оценка соответствующего спектра уже является первым шагом демодуляции. Следовательно, совершенно очевидно, что использование максимумов широкополосной вибрации существенно расширяет частотный диапазон каскадной демодуляции [67, 283]. Это особенно актуально при проявлении одновременно нескольких неисправностей и нелинейного взаимодействия элементов конструкции машин [113]. Например, при регистрации вибрационного процесса до 28 кГц и выделении узкополосного колебания на верхнем крае частотного диапазона уже при двойной демодуляции невозможно получить спектр огибающей выше 500 Гц. Это является существенным ограничением метода. Практическое использование такого подхода ограничивается низкооборотными машинами. Для преодоления указанной проблемы приходится регистрировать колебания в ультразвуковом диапазоне частот, что представляет определенные технические трудности. Кроме того, на высоких частотах происходит интенсивное затухание колебаний при их прохождении по конструкции машины. Поэтому вибропреобразователь необходимо размещать максимально близко к исследуемому узлу, что часто практически невыполнимо.

Выполним сравнительный анализ двух вариантов каскадной демодуляции. Исследовались вибрационные процессы с двух вибропреобразователей, установленных на стыке картеров компрессора и редуктора. Ось их чувствительности ориентирована в горизонтальном и вертикальном направлениях. Режим работы двигателя максимальный. Анализировалась вибрация одного из 15 двигателей, пришедших в ремонт на завод-изготовитель (полные данные приведены в разде-

ле 5). Был выбран двигатель с максимальным износом боковых поверхностей зубьев в паре «солнечная шестерня – сателлиты». Выделялся узкополосный процесс с центральной частотой, равной частоте четвёртой зубцовой гармоники пары «солнечная шестерня – сателлиты» фильтром шириной в 30% (см. раздел 2.2). Далее выделялась огибающая узкополосного процесса и строился соответствующий автоспектр. На верхнем краю частотного диапазона автоспектра определялся частотный диапазон для повторного выделения узкополосного процесса и повторного расчёта автоспектра. Выделение максимумов широкополосной вибрации есть первый шаг демодуляции. Далее аналогичным образом выделяется узкополосный процесс с получением огибающей и расчётом автоспектра. На рисунках 2.24-2.27 представлены результаты каскадной демодуляции по вибропреобразователю с горизонтальной ориентацией оси чувствительности (рисунки 2.24, 2.25) и вертикальной (рисунки 2.26, 2.27). Здесь m_1, m_2, m_3, m_4 – соответствующая глубина амплитудной модуляции.

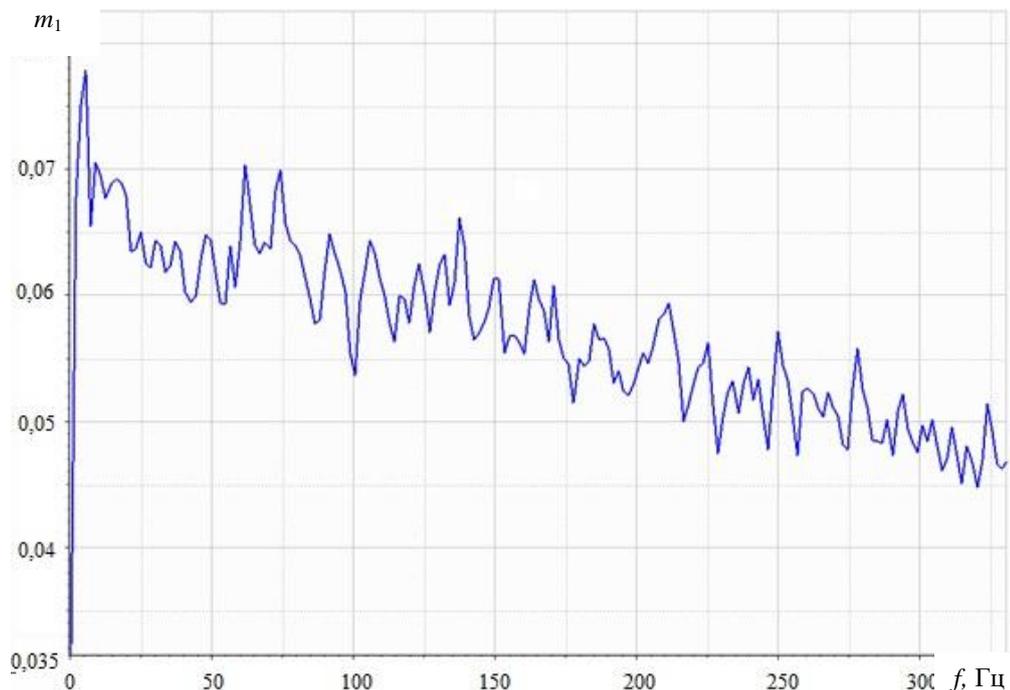


Рисунок 2.24 – Результаты каскадной демодуляции с использованием мгновенных значений вибрационного процесса

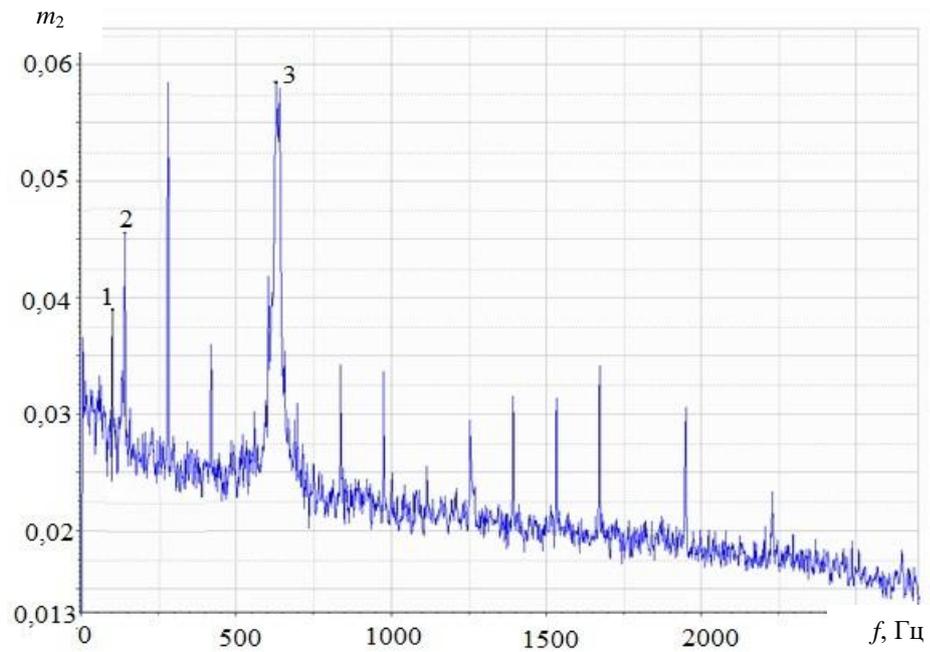


Рисунок 2.25 – Результаты каскадной демодуляции с использованием максимумов вибрационного процесса

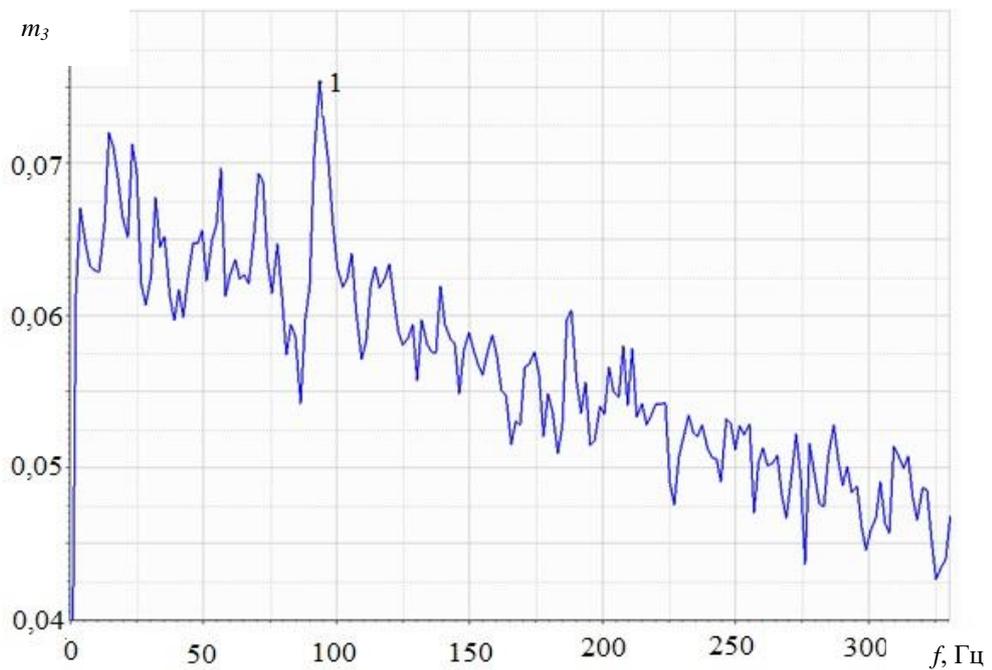


Рисунок 2.26 – Результаты каскадной демодуляции с использованием мгновенных значений вибрационного процесса

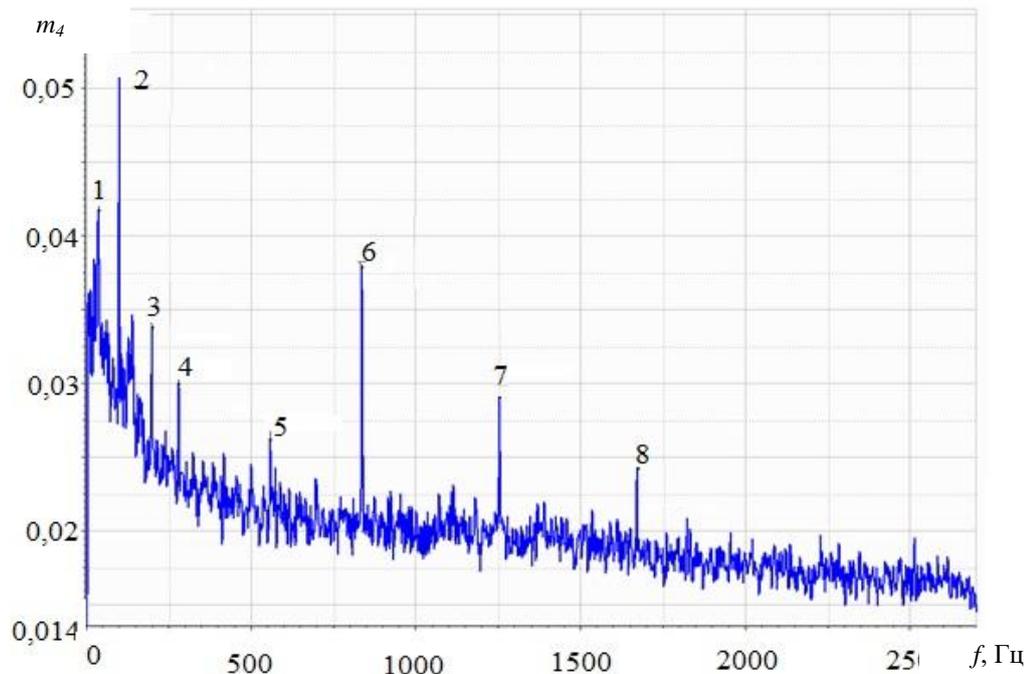


Рисунок 2.27 – Результаты каскадной демодуляции с использованием максимумов вибрационных процессов

Представленные результаты позволяют сделать ряд замечаний.

Вибропреобразователь с горизонтальной ориентацией оси чувствительности (рисунок 2.24, данные по мгновенным значениям):

- частотный диапазон полученных данных не превышает 330 Гц;
- полученные результаты не позволили выявить модулирующие составляющие вибрации.

Рисунок 2.25, данные получены с использованием максимумов вибрационного процесса:

- частотный диапазон полученных данных составляет 2700 Гц;
- идентифицируются следующие модулирующие компоненты: восьмая винтовая гармоника (1), первая роторная гармоника в абсолютном движении (2), ряд гармоник с шагом первой роторной, первая роторная гармоника в относительном движении (3).

Вибропреобразователь с вертикальной ориентацией оси чувствительности (рисунок 2.26, данные по мгновенным значениям):

- частотный диапазон полученных данных до 330 Гц;
- идентифицируется модулирующая составляющая на частоте восьмой винтовой гармоники (1).

Рисунок 2.27, данные по максимумам вибрационного процесса:

- идентифицируются следующие модулирующие составляющие: третья винтовая гармоника (1), восьмая винтовая гармоника (2), шестнадцатая винтовая гармоника (3), вторая роторная гармоника (4), четвёртая роторная гармоника (5), шестая роторная гармоника (6), девятая роторная гармоника (7), двенадцатая роторная гармоника (8).

Выполненный анализ показывает, что каскадная демодуляция с использованием максимумов широкополосной вибрации обеспечивает существенно больший частотный диапазон представления модулирующих составляющих вибрации по сравнению с анализом мгновенных значений. Следует отметить, что выполненные ранее исследования показали определённую трудность идентификации параметров роторной гармоники в приведенном движении (частота вращения солнечной шестерни) при развитии износа. Здесь она имеет глубину модуляции наравне с роторной гармоникой в абсолютном движении (см. рисунок 2.25). Это обстоятельство свидетельствует о том, что помимо расширения частотного диапазона, рассмотренный способ обеспечивает более высокую чувствительность.

2.2.4. Способ вибродиагностики технического состояния зубчатых зацеплений

Одним из способов оценки качества сборки редукторов является биполярный анализ [1, 42], при котором осуществляется отдельный анализ положительной и отрицательной частей вибрационного процесса. Использование положительных и отрицательных максимумов широкополосной вибрации позволяет существенно повысить чувствительность данного метода и расширить область его применения [284]. Технический результат достигается тем, что в методе диагностики технического состояния редуктора, при котором преобразуют механические колебания в электрический сигнал, усиливают его и разделяют на положительную и отрицательную составляющие, производят их спектральный анализ и по результатам сравнения определяют его техническое состояние. В отличие от известного, в положительной и отрицательной частях сигнала выделяют его максимумы с последующим спектральным анализом. Выделяют интенсивность интересующих спектральных составляющих, сравнивают их (разность, отношение) и полученный

результат сопоставляют с предельно установленным значением, при превышении которого делают заключение о наличии дефекта.

Пример использования предлагаемого способа показан при оценке величины бокового зазора пары «солнечная шестерня – сателлиты» дифференциального редуктора двигателя НК-12МПМ. Исследовалось отношение положительной (A_{Z1}^+) и отрицательной (A_{Z1}^-) частей зубцовой гармонике для мгновенных величин и максимумов процесса. На рисунке 2.28 представлены соответствующие результаты по 14 отремонтированным двигателям с осреднением данных по пяти значениям бокового зазора.

Соответствующие уравнения аппроксимации имеют вид:

– по мгновенным значениям $y = 6,435x^2 - 3,961x + 1,624$;

– по максимумам $y = 33,11x^2 - 20,21x + 4,076$.

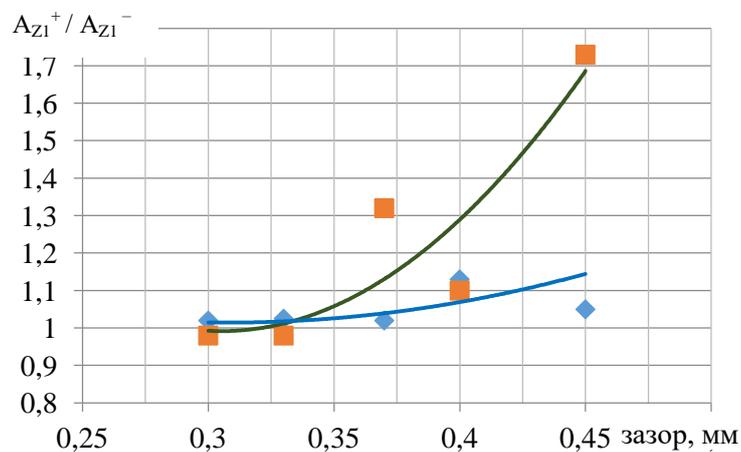


Рисунок 2.28 – Зависимость отношения A_{Z1}^+ / A_{Z1}^- для мгновенных значений процесса (♦) и его максимумов (■) от величины бокового зазора

Норма бокового зазора для рассматриваемого случая равна 0,43 мм. Подстановка нормы в вышеприведенные уравнения даёт следующие результаты:

– оценка по мгновенным значениям – 1,11;

– по максимумам – 1,51.

Таким образом, предлагаемый способ в рассмотренном случае в 1,36 раза чувствительней прототипа. На данный способ получен патент на изобретение [227].

Выводы и результаты второго раздела

1. Выполнено обоснование критерия узкополосности при использовании спектра огибающей. Показано, что для обеспечения однозначных и сопоставимых данных по глубине АМ при получении её наибольшей величины необходимо использовать ширину фильтра в 30% от его центральной частоты.

2. Разработан способ оценки текущей частоты узкополосного процесса. По сравнению с преобразованием Гильберта его использование при одновременном наличии АМ и ЧМ дает более точные значения параметров ЧМ.

3. Разработан комплекс способов получения диагностических признаков, обладающих существенной новизной, подтверждённой соответствующими патентами на изобретения:

- биполярный анализ с использованием максимумов положительной и отрицательной частей вибрационного процесса, что существенно повысило его чувствительность и расширяет область применения;

- способ диагностики дефектов зубчатых колёс редуктора газотурбинного двигателя по разнице дисперсий текущей частоты узкополосных процессов частот вращения входного и выходного валов, полученных со «штатных» тахометрических датчиков их вращения, входящих в состав двигателя;

- способ измерения энергетической ширины спектральной составляющей вибрации машин, заключающийся в определении ширины на двух уровнях относительно максимального значения и расчёта их разности, что позволяет учитывать изменение ширины и формы спектральной составляющей;

- способ оценки износа по определению площади под кривой спектральной составляющей, что является интегральной характеристикой оценки изменения её параметров;

- способ повышения чувствительности и точности вышепредставленных методов путём вычитания из данных диагностических измерений результатов, полученных перед началом эксплуатации машины.

3. НЕКОТОРЫЕ ОЦЕНКИ МЕТОДИЧЕСКИХ И ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ ПОГРЕШНОСТЕЙ ПРИ АНАЛИЗЕ ИССЛЕДУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

Рассмотрены следующие виды погрешностей:

- влияние вибрационного шума на эффективность метода интерполяции коэффициентов Фурье как способа повышения точности ДПФ;
- выбор требуемой ширины фильтра следящего анализа в функции заданных величин погрешности и максимальной скорости изменения роторной гармоники для оценки интенсивности исследуемой составляющей;
- определение влияния изменения внешних условий на оценку вибрационного состояния ГТД при приёмистости;
- оценка погрешностей параметров частоты «штатных» тахометрических датчиков частот вращения роторов исследуемых ГТД.

3.1. Оценка влияния шума на эффективность метода интерполяции коэффициентов Фурье при повышении точности ДПФ

В общем случае при использовании ДПФ оценка уровня и частоты дискретной спектральной составляющей осуществляются с погрешностями. Их величина определяется шириной реализуемого фильтра. Для повышения точности ДПФ используют весовые окна и метод интерполяции коэффициентов Фурье. При этом ДПФ рассматривают как параллельный анализатор с постоянной шириной фильтров и анализируют отклики соседних фильтров [125, 147–149]. Оценим влияние наличия вибрационного шума на параметры точности метода [20, 293].

Рассмотрим три соседних фильтра, в которых присутствуют отклики от анализируемой составляющей вибрационного процесса (рисунок 3.1). Здесь f_c – её частота, σ – интенсивность. Совместим начало координат с центральной частотой среднего фильтра. Выполним анализ на примере окна Хеннинга, для которого искомое значение σ определится из соотношения [312]:

$$\sigma = \frac{\sigma_0 \pi m (1 - m^2)}{\sin \pi m}, \quad (3.1)$$

частота составляющей:

$$f_c = \pm \frac{m}{T},$$

где

$$m = (2 - \alpha)/(1 + \alpha), \quad (3.2)$$

$$\alpha = \sigma_0 / \sigma_1,$$

σ_0, σ_1 – соответственно отклики центрального и соседнего фильтров; T – длительность реализации.

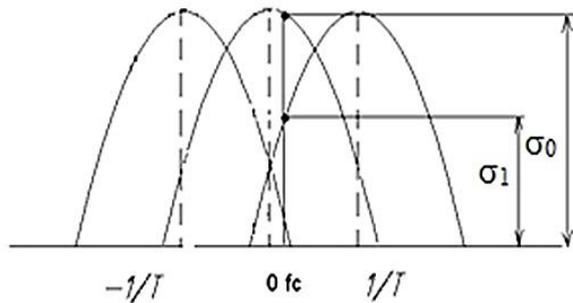


Рисунок 3.1 – Передаточные функции трех соседних фильтров

Приняв постоянной спектральную плотность вибрационного шума, σ_0^u и σ_1^u определяются в следующем виде:

$$\sigma_0^u = \sqrt{\sigma_0^2 + \sigma_u^2} \quad \sigma_1^u = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_u^2} \quad \text{или} \quad \sigma_0^u = \sigma_u \sqrt{1 + a_0^2}; \quad \sigma_1^u = \sigma_u \sqrt{1 + a_1^2},$$

где $a_0 = \sigma_0 / \sigma_u$, $a_1 = \sigma_1 / \sigma_u$.

Отсюда соотношение (3.2) можно переписать как:

$$m^u = \frac{2 - \sqrt{\frac{1 + a_0^2}{1 + a_1^2}}}{1 + \sqrt{\frac{1 + a_0^2}{1 + a_1^2}}}. \quad (3.3)$$

Погрешность определения m равна погрешности определения частоты. Тогда,

$$\Delta_f = m - m^u = \frac{2 - \frac{\sigma_0}{\sigma_1}}{1 + \frac{\sigma_0}{\sigma_1}} - \frac{2 - \sqrt{\frac{1 + a_0^2}{1 + a_1^2}}}{1 + \sqrt{\frac{1 + a_0^2}{1 + a_1^2}}}. \quad (3.4)$$

Используя соотношение (3.1) запишем выражения для σ_0 и σ_1 через частотную характеристику соответствующего фильтра (H_T):

$$\sigma_0 = \sigma H_T(f_c), \quad (3.5)$$

$$\sigma_1 = \sigma H_T\left(f_c \pm \frac{1}{T}\right). \quad (3.6)$$

Здесь

$$H_T(f) = \frac{\sin(\pi f T)}{\pi f T} \left[\frac{1}{1 - (fT)^2} \right]. \quad (3.7)$$

Учитывая, что $a_0 / a_1 = \sigma_0 / \sigma_1$, подставив (3.7) в (3.5) и (3.6) получим:

$$\frac{a_0}{a_1} = \frac{\sigma_0}{\sigma_1} = \frac{2 - z}{1 + z}, \quad (3.8)$$

где $z = f_c / \Delta f_\phi$.

Начало координат совпадает с центральной частотой фильтра, параметр z меняется от 0 до 0,5. Выразив a_0 через a_1 и подставив (3.7) в (3.3), после преобразований получим

$$\Delta_f = z - \frac{2 - \sqrt{\frac{1 + a_1^2 \left(\frac{2 - z}{1 + z}\right)^2}{1 + a_1^2}}}{1 + \sqrt{\frac{1 + a_1^2 \left(\frac{2 - z}{1 + z}\right)^2}{1 + a_1^2}}}. \quad (3.9)$$

Графический вид зависимости (3.9) представлен на рисунке 3.2.

Учитывая, что $1/T = \Delta f_\phi$, очевидно, что Δf определяет погрешность определения частоты составляющей в долях ширины фильтра. Без учёта алгоритма уточнения, максимальная погрешность составляет 15,5%. Тогда (см. рисунок 3.2) при $a_1=1$ влияние шумовой составляющей на центральной частоте фильтра дает погрешность $\sim 35\%$ от ширины фильтра. При расчете без уточнения погрешность оценки частоты равна 0.

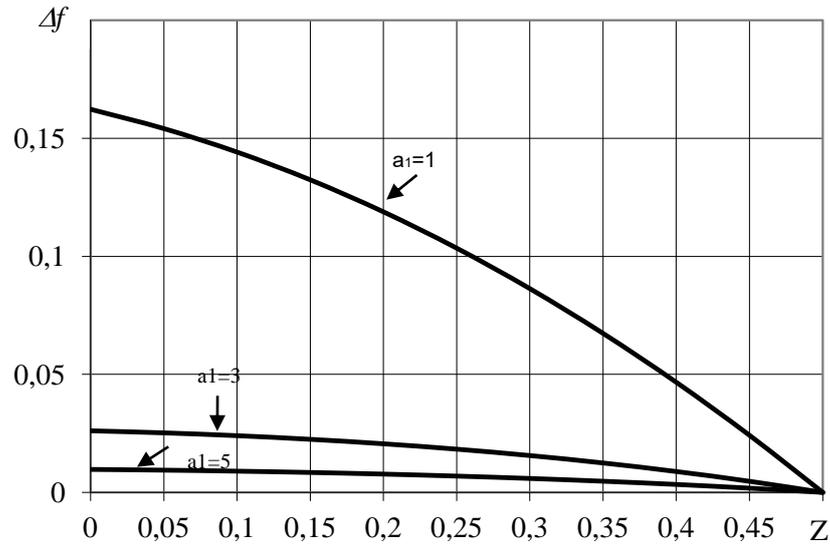


Рисунок 3.2 – Зависимость погрешности оценки частоты от параметра z при нескольких значениях a_1

Соотношения (3.1), (3.9) позволяют получить выражение для погрешности оценки σ от влияния шумовой составляющей (3.10). Её графический вид представлен на рисунке 3.3.

Из данных следует, что при $a_1=1$ и $z=0,5$ погрешность оценки интенсивности составляющей спектра значительно превышает погрешность без уточняющего алгоритма (~43%, вместо 15,5%).

$$\Delta\sigma = \frac{\sqrt{1 + \frac{1}{a_1^2 \left(\frac{2-z}{1+z}\right)^2}} \left(\frac{2 - \sqrt{\frac{1+a_1^2 \left(\frac{2-z}{1+z}\right)^2}}{1+a_1^2}}{1 + \sqrt{\frac{1+a_1^2 \left(\frac{2-z}{1+z}\right)^2}}{1+a_1^2}} \right) \left[1 - \frac{2 - \sqrt{\frac{1+a_1^2 \left(\frac{2-z}{1+z}\right)^2}}{1+a_1^2}}{1 + \sqrt{\frac{1+a_1^2 \left(\frac{2-z}{1+z}\right)^2}}{1+a_1^2}} \right]^2 \sin(\pi z)}{\sin \left[\pi \frac{2 - \sqrt{\frac{1+a_1^2 \left(\frac{2-z}{1+z}\right)^2}}{1+a_1^2}}{1 + \sqrt{\frac{1+a_1^2 \left(\frac{2-z}{1+z}\right)^2}}{1+a_1^2}}} z(1-z^2) \right]} \quad (3.10)$$

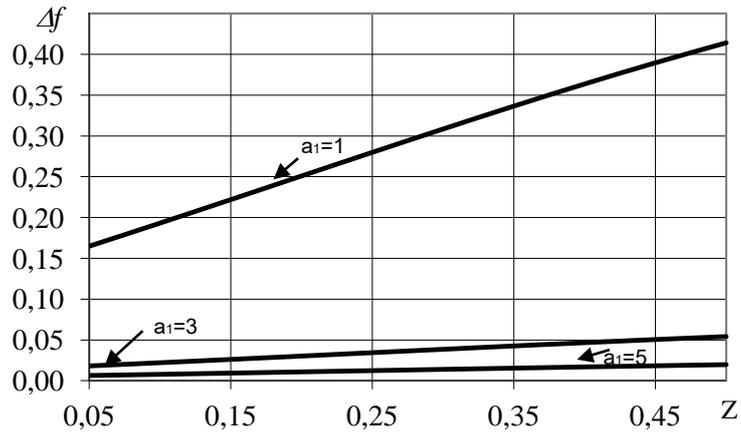


Рисунок 3.3 – Зависимость относительной погрешности оценки σ от параметра z при нескольких значениях a_1

В связи с полученными результатами, для принятия решения о целесообразности применения алгоритма уточнения, необходимо оценивать степень зашумленности дискретной составляющей спектра. При наличии шума суммарное значение составляющей с шириной фильтра Δf_1 определим в виде

$$\begin{aligned}\sigma_{\Sigma 1} &= \sqrt{\sigma^2 + \sigma_{u1}^2}, \\ \sigma_{u1}^2 &= G_{uu}(f)\Delta f_1,\end{aligned}\quad (3.11)$$

Изменив ширину фильтра на Δf_2 получим

$$\begin{aligned}\sigma_{\Sigma 2} &= \sqrt{\sigma^2 + \sigma_{u2}^2}, \\ \sigma_{u2}^2 &= G_{uu}(f)\Delta f_2.\end{aligned}\quad (3.12)$$

Поделим (3.11) на (2.12)

$$\frac{\sigma_{u1}^2}{\sigma_{u2}^2} = \frac{\Delta f_1}{\Delta f_2}; \quad \sigma_{u2}^2 = \sigma_{u1}^2 \frac{\Delta f_2}{\Delta f_1}.$$

Тогда

$$\begin{aligned}\sigma_{\Sigma 2} &= \sqrt{\sigma^2 + \sigma_{u1}^2 \frac{\Delta f_2}{\Delta f_1}}, \\ \sigma_{\Sigma 1} &= \sigma_{u1} \sqrt{1 + a_1^2},\end{aligned}\quad (3.13)$$

$$\sigma_{\Sigma 2} = \sigma_{u1} \sqrt{a_1^2 + \frac{\Delta f_2}{\Delta f_1}}.\quad (3.14)$$

Поделив (3.13) на (3.14), после преобразований получим

$$a_1 = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{\sigma_{\Sigma 1}}{\sigma_{\Sigma 2}}\right)^2 \frac{\Delta f_2}{\Delta f_1}}{\left(\frac{\sigma_{\Sigma 1}}{\sigma_{\Sigma 2}}\right)^2 - 1}}. \quad (3.15)$$

Таким образом, в случае необходимости достаточно высокой точности оценки параметров дискретной составляющей спектра с использованием соотношений (3.13, 3.14) предварительно необходимо по соотношению (3.15) оценить степень ее зашумленности. После этого принимать решение о целесообразности использования алгоритма уточнения.

3.2. Выбор ширины фильтра следящего анализа при заданной величине погрешности оценки интенсивности гармоники

Обработка вибрационных процессов на переходных режимах работы ГТД (приемистость, переход с режима на режим, сброс) осуществляется с использованием следящего анализа. Большинство работ, посвященных исследованию этого метода, оценивают его погрешности с точки зрения влияния качества управляющего сигнала [65, 84]. Одним из важных моментов является обоснование выбора ширины фильтра при следящем анализе при обеспечении заданной погрешности определения её интенсивности.

В работах [311, 312] показано, что в случае линейного изменения частоты при заданном значении динамической погрешности ширина фильтра определяется соотношением

$$\Delta f_{\phi} = \frac{1}{\pi^4 \sqrt{\Delta_2}} \sqrt{\frac{\dot{f}_{1\max}}{f_1}} \sqrt{f_0}, \quad (3.16)$$

где Δ_2 – величина динамической погрешности, $\dot{f}_{1\max}$ – максимальная скорость изменения частоты вращения ротора (f_1), f_0 – центральная частота фильтра.

Анализ приёмистости ТВД серии НК-12 показывает, что $\dot{f}_{1\max}/f_1 \leq 0,2$.

Приняв $\Delta_2=0,1$, графический вид зависимости (3.16) для вышеизложенных условий представлен на рисунке 3.4.

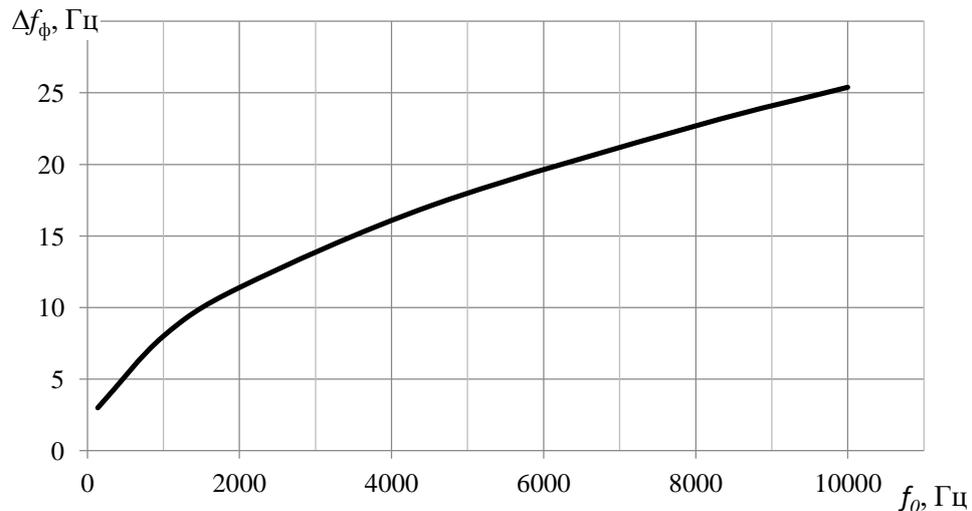


Рисунок 3.4 – Зависимость ширины фильтра от центральной частоты

Для первой роторной гармоники исследуемых двигателей ширину фильтра при принятых условиях следует принять равной 3 Гц. Для зубцовой гармоники пары «солнечная шестерня – сателлиты» – 17,2 Гц.

3.3. Анализ влияния внешних условий на оценку вибрационного состояния ГТД при приемистости

Известно, что внешние условия, температура окружающей среды (T_H^*) и атмосферное давление (P_H^*) оказывают влияние на ряд характеристик ГТД [117, 263]. Для решения задач вибродиагностики представляет практический интерес анализ этого влияния на скорость изменения оборотов ротора двигателя при приемистости, так как в определенных условиях изменение этой скорости может привести к неправильной интерпретации результатов измерения параметров его вибрации. Выполним соответствующий анализ [272].

Для оценки влияния внешних условий на скорость перестройки оборотов ротора двигателя воспользуемся уравнением его неустановившегося движения в приведенных параметрах [263]:

$$I(\pi/30)^2 \frac{dn_{np}}{dt_{np}} = \Delta N_{изб. np} / n_{np}$$

или

$$\frac{dn_{np}}{dt_{np}} = \frac{1}{I(\pi/30)^2} \frac{\Delta N_{изб. np}}{n_{np}}, \quad (3.17)$$

где I – полярный момент инерции ротора относительно оси вращения, n_{np} – приведенные обороты, $N_{изб. np}$ – приведенная избыточная мощность турбины.

Левую часть выражения (3.17) назовем приведенной скоростью изменения вращения ротора турбокомпрессора (V_{np}). Тогда, подставив в (3.17) выражение приведенных параметров через физические и сделав преобразования, получим

$$V_{np} = \frac{1}{I(\pi/30)^2} \frac{\Delta N_{изб}}{n} \frac{P_0}{P_n^*}, \quad (3.18)$$

где P_0 – нормальное атмосферное давление.

Первые два сомножителя в правой части выражения (3.18) есть скорость перестройки оборотов ротора турбокомпрессора (V), тогда (3.18) перепишем:

$$V_{np} = V \cdot \frac{P_0}{P_n^*}$$

или

$$V = V_{np} \cdot \frac{P_n^*}{P_0}. \quad (3.19)$$

Таким образом, скорость изменения оборотов ротора пропорциональна изменению давления.

В работе [309] показано, что при изменении частоты по линейному закону погрешность (Δ) определения максимального уровня колебаний для резонансной системы имеет вид:

$$\Delta = \mu^2, \quad \mu = \dot{f}_{\max} / \delta^2 f_0^2,$$

где $\delta = \pi \Delta f_p / f_0$ – декремент резонатора; \dot{f}_{\max} – максимальная скорость перестройки частоты; Δf_p – ширина резонансной кривой; f_0 – резонансная частота.

Учитывая, что добротность резонансной системы (D) определяется как

$$D = \frac{f_0}{\Delta f_p}, \quad \Delta f_p = \frac{f_0}{D},$$

$$\Delta = \frac{\dot{f}_{\max}^2}{\delta^4 f_0^4} = \frac{\dot{f}_{\max}^2 D^4}{\pi^4 f_0^4}.$$

С учетом обозначения $\dot{f}_{\max} / f_1 = \bar{V}_{1\max}$, получим

$$\dot{f}_{\max} = \bar{V}_{1\max} f_0,$$

$$\Delta = \frac{\bar{V}_{1\max}^2 \cdot f_0^2 \cdot D^4}{\pi^4 f_0^4} = \frac{\bar{V}_{1\max}^2 D^4}{\pi^4 f_0^2}.$$

Изменение давления с P_{H1}^* до P_{H2}^* приведет к изменению максимальной скорости с $\bar{V}_{1\max}$ до $\bar{V}_{1\max}^1$. Тогда выражение для динамической погрешности примет вид:

$$\Delta^1 = \frac{(\bar{V}_{1\max}^1)^2 D^4}{\pi^4 f_0^2},$$

их разность

$$\frac{\Delta - \Delta^1}{V_{np}^2} = \frac{D^4}{\pi^4 f_0^2} \cdot \left[\frac{(P_{H1}^*)^2 - (P_{H2}^*)^2}{P_0^2} \right]. \quad (3.20)$$

В работе [160] приведены данные по изменению атмосферного давления в г. Куйбышеве. Используя максимальное (104,8 кПа) и минимальное (95,6 кПа) значения давлений за период с 1935 по 1976 годы, а также соотношение (3.20)

можно оценить влияние изменения давления на величину $\frac{\Delta - \Delta^1}{V_{np}^2}$. Выполненный

анализ показывает, что влияние этого фактора на оценку вибросостояния ГТД существенно для добротностей > 50 и частот < 500 Гц.

Представленные данные показывают влияние атмосферного давления на результаты оценки вибрационного состояния ГТД при приемистости для определённой области добротностей и частот. В связи с этим при регистрации вибрации на этом режиме для возможности сопоставления результатов анализа данных целесообразно фиксировать величину атмосферного давления, а при обработке данных, оценивать добротность резонанса.

3.4. Оценка погрешностей тахометрических датчиков частот вращения роторов исследуемых ТВД

Как будет показано в следующих разделах, в предлагаемой работе широко используются сигналы со «штатных» тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного валов редуктора ГТД для разработки диагностических признаков износа боковых поверхностей зубьев и величины бокового зазора в зубчатых зацеплениях. При этом используются параметры их частоты. Для обоснования возможности использования этих сигналов в решении задач диагностики технического состояния редукторов ТВД выполним оценку соответствующих погрешностей [8, 136].

Для измерения частоты вращения роторов ТК и ВЗВ на двигателях используются два тахометрических датчика ДТЭ-2. Назначение датчиков – выдача электрических сигналов в виде трёхфазного тока с частотой, пропорциональной частоте вращения валов двигателя. Датчик представляет собой трёхфазный магнитоэлектрический генератор переменного тока и состоит из ротора – постоянного магнита и статорной обмотки. Учитывая, что частота тока и выходное напряжение тахогенератора пропорциональны измеряемой частоте вращения, оценку угловой скорости можно выполнять как путём измерения частоты переменного тока (равной частоте вращения ротора датчика), так и путём измерения величины напряжения. Наводимая электродвижущая сила определяется следующим образом

$$e = KM \sin(\omega \cdot t),$$

где K – коэффициент, зависящий от геометрических и обмоточных данных; ω – круговая частота вращения постоянного магнита; M – магнитная индукция в зазоре.

По данным изготовителя, датчик практически не имеет методической погрешности. Инструментальные погрешности связаны с трением в опорах ротора, его дисбалансом и др. При измерениях, как правило, регистрируются межфазовые напряжения датчика. Уровень сигнала на фиксированной частоте находится в интервале 10,5–12,5 В. По данным завода-изготовителя, величина основной среднеквадратической погрешности измерения частоты вращения ДТЭ-2 при нормаль-

ных климатических условиях равна 1,5%. Ротор датчика приводится во вращение через редуктор. Тогда основной вклад в погрешность оценки частоты вносит погрешность кинематической цепи привода датчика. Расчёт этой погрешности выполнен в соответствии с ГОСТ 21098 – 82 [96]. Оценка по методу максимума-минимума даёт следующие результаты:

- для датчика частоты вращения ротора ТК – 48,45 угловых минут;
- для ВЗВ – 86,88 угловых минут.

Если принять закон распределения погрешностей нормальным, соответствующие среднеквадратические значения составят 16,45 и 28,96 угловых минут. Учитывая, что на один шаг солнечной шестерни приходится угол в 10 градусов (36 зубьев), можно оценить погрешность тахометрических датчиков относительно основного шага зацепления, которая равна:

- для датчика частоты вращения ротора ТК – 2,7%;
- для ВЗВ – 4,8%.

Тогда суммарная погрешность составит:

- для датчика частоты вращения ротора ТК – 3,1%;
- для ВЗВ – 5,0%.

Согласно действующей нормативной документации (см., например, [96]) погрешность виброизмерений не должна превышать 15%. Следовательно, можно заключить, что параметры частоты данных сигналов наравне с вибрационными можно использовать в оценке технического состояния ГТД.

Выводы и результаты третьего раздела

1. Выполненные исследования позволили определить область применения метода интерполяции коэффициентов Фурье как способа повышения точности ДПФ. Установлено, что целесообразность его использования следует определять после оценки степени зашумлённости исследуемого процесса.

2. Показано, что выбор ширины фильтра при следящем анализе необходимо выполнять не только с учётом точности настройки фильтра, но и с учётом вели-

чины допустимой динамической погрешности и максимальной относительной скорости перестройки роторной гармоники.

3. Выявлено, что неучёт влияния внешних условий на скорость изменения частоты вращения ротора ГТД при приёмистости следует осуществлять при добротности резонансов больше 50 и частот меньше 500 Гц.

4. Установлено, что погрешности по частоте «штатных» тахометрических датчиков частот вращения роторов двигателей НК-12 не превышают 5%, что даёт основание использовать параметры частоты их сигналов в диагностике технического состояния редукторов этих двигателей и их модификаций.

4. РАЗРАБОТКА ДИАГНОСТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РЕДУКТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД

В настоящем разделе представлены следующие результаты:

- выполнен кинематический расчёт основных источников вибрации дифференциального редуктора исследуемых двигателей;
- разработана имитационная модель колебаний пары «солнечная шестерня – сателлиты» планетарного редуктора при наличии дефектов в зубчатом зацеплении данной пары;
- предложена математическая модель спектральной линии составляющей зубцовой гармоника пары «солнечная шестерня – сателлиты», учитывающая факторы, влияющие на её ширину;
- обоснованы модели спектральной ширины составляющей линии вибрации выходного вала редуктора и спектральной линии составляющей сигнала «штатного» тахометрического датчика частоты его вращения;
- дано теоретическое обоснование диагностических признаков расцентровки приводного вала с солнечной шестерней редуктора, что позволило установить, в каких случаях появляется вторая роторная гармоника и что приводит к появлению ещё и третьей.

4.1. Кинематический расчёт основных источников вибрации дифференциального редуктора ТВД НК-12МПМ

Редуктор двигателя НК-12 и его модификаций – дифференциальный, двухступенчатый с тремя двухвенечными сателлитами и передаточным отношением 11,33. Ведомые валы противоположного вращения имеют одинаковые обороты. Вал переднего винта соединён с сателлитодержателем. Вал заднего винта связан с центральной наружной шестерней (эпицикл) через шлицевую муфту и соединительный диск. На рисунке 4.1 представлена соответствующая кинематическая схема.

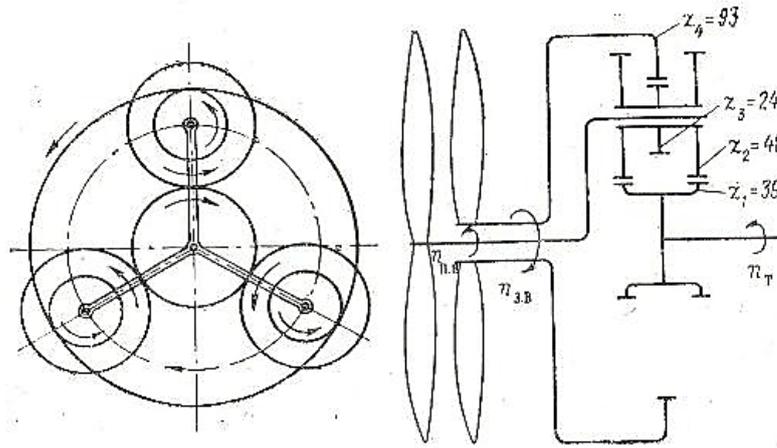


Рисунок 4.1 – Кинематическая схема дифференциального редуктора двигателя НК-12

Приводной вал передним шлицевым концом входит в центральную внутреннюю шестерню (солнечную), задним – в вал компрессора. Число зубьев шестерён:

- солнечная шестерня, $Z_1=36$;
- шестерня блока сателлитов, $Z_2=48$;
- шестерня – вал, $Z_3=24$;
- эпицикл, $Z_4=93$.

Из формулы Виллиса передаточное отношение редуктора можно определить из оборотов вращения валов:

$$i = \frac{n_T - n_{ПВ}}{n_{ЗВ} - n_{ПВ}},$$

где n_T – обороты вращения турбины, $n_{ПВ}$ – обороты вращения переднего винта, $n_{ЗВ}$ – обороты вращения заднего винта.

$$\text{Тогда } n_m = n_{нв} (i + 1) + n_{зв} i,$$

где $i = \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}$ – передаточное отношение приведенного механизма (при остановленном водиле). Когда $n_{ПВ} = n_{ЗВ}$

$$i = \frac{n_T}{n_{ПВ}} = \frac{n_T}{n_{ЗВ}} = 1 + 2i = 1 + 2 \frac{48 \cdot 93}{36 \cdot 24} = 11,333.$$

Номинальные обороты:

$$n_T = 8300 \text{ об/мин } (f_p = 138,33 \text{ Гц});$$

$$n_{\text{пв}} = n_{\text{зв}} = \frac{n_{\text{T}}}{i} = \frac{8300}{11,333} \approx 732 \text{ об/мин } (f_{\text{вг}} = 12,20 \text{ Гц}).$$

Частоты вращения в приведенном движении:

$$n_{\text{T}}^* = n_{\text{T}} - n_{\text{пв}} = 8300 - 732 = 7568 \text{ об/мин } (f_{\text{p}}^* = 126,13 \text{ Гц}),$$

$$n_2 = n_3 = n_{\text{T}}^* \frac{Z_1}{Z_2} = 7568 \frac{36}{48} = 5676 \text{ об/мин } (f_2^* = f_3^* = 94,60 \text{ Гц}),$$

$$n_4 = n_3 \frac{Z_3}{Z_4} = 5676 \frac{24}{93} = 1465 \text{ об/мин } (f_4^* = 24,41 \text{ Гц}).$$

Тогда частоты пересопряжения зубьев составят:

– для солнечной шестерни и блока сателлитов

$$f_{Z_1} = \frac{n_{\text{T}}^* Z_1}{60} = \frac{7568 \cdot 36}{60} = 4540,8 \text{ Гц},$$

кратность относительно частоты вращения ротора турбокомпрессора

$$k_{Z_1} = \frac{f_{Z_1} \cdot 60}{n_m} = \frac{4540,8 \cdot 60}{8300} \approx 32,82;$$

– шестерни-вала и эпицикла

$$f_{Z_2} = \frac{n_4 Z_4}{60} = \frac{1465 \cdot 93}{60} = 2270,75 \text{ Гц},$$

кратность

$$k_{Z_2} = \frac{f_{Z_2} \cdot 60}{n_l} = \frac{2270,75 \cdot 60}{8300} \approx 16,41.$$

Учитывая, что рассматриваемое зубчатое зацепление является нелинейной параметрической колебательной системой, в ней следует ожидать возбуждение комбинационных составляющих, которые, чаще всего, выступают как модулирующие основных источников вибрации редуктора. Возможные варианты комбинационных частот представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Комбинационные частоты вибрации редуктора

источник		разность, Гц	сумма, Гц	источник	разность, Гц	сумма, Гц
$f_p \pm f_{\text{вг}}$		126,13	150,53	$f_p^* \pm f_{\text{вг}}$	113,93	138,33
$f_p \pm f_2$		43,73	232,93	$f_p^* \pm f_2$	31,60	220,73
$f_p \pm f_4$		113,92	162,74	$f_p^* \pm f_4$	101,72	150,54

Следует отметить, что из анализа кинематики редуктора видно наличие общего множителя три в парах «солнечная шестерня – сателлиты», «шестерня-вал – эпицикл», а число зубьев центральных колёс кратно числу сателлитов. Отмечен-

ные факты указывают на неизбежную динамическую активность данного исполнения дифференциального редуктора [31].

Представляет практический интерес частота совпадения зубьев (ЧСЗ – частота, с которой определённый зуб одного зубчатого колеса совпадает с определённым зубом другого зубчатого колеса), которая определяется по соотношению [214]:

$$\text{ЧСЗ} = \frac{f_z \cdot \text{НОМ}}{z_1 \cdot z_2}, \quad (4.1)$$

где НОМ – наибольший общий множитель в числе зубьев зубчатой пары, z_1 , z_2 – соответственно число зубьев шестерни и колеса.

Для пары «солнечная шестерня – сателлиты» при значении $f_{z1} = 4560$ Гц ЧСЗ равно 31,6 Гц, для пары «шестерня-вал – сателлиты» ЧСЗ – 3,06 Гц.

4.2. Имитационная математическая модель вибрационного состояния пары «солнечная шестерня – сателлиты» при развитии износа зубьев

Как уже отмечалось ранее, наиболее сложным и трудоёмким является выбор диагностических признаков, обеспечивающих успешное решение диагностической задачи. До настоящего времени выбор таких признаков ведётся на основе анализа вибрации машин в дефектном и бездефектном состояниях. Такой подход требует серьёзных временных и материальных затрат на разработку соответствующих методик вибродиагностики. Применение различного рода математических моделей позволяет на основе использования методов их анализа существенно сократить указанные затраты. В качестве диагностических моделей рассматриваются: динамические, феноменологические, логические, функциональные, структурные, регрессионные и др. [75]. Выбор вида модели определяется особенностями объекта исследования, решаемой задачей, частотной областью и другими факторами.

Авиационные редукторы планетарного типа имеют сложную кинематику и взаимодействие отдельных элементов. Это приводит к генерации полигармонических рядов колебаний от нескольких источников. При этом, как правило, присут-

ствуют параметрические и нелинейные колебания, приводящие к генерации субгармонических и комбинационных компонент, вызывающих амплитудную и частотную модуляции. Широкий частотный диапазон вибрации, генерируемый такими сложными механизмами, различие физических моделей и методов их математического описания дали основание для его разбиения на несколько частотных поддиапазонов [54, 55, 75]:

- низких частот (0–300 Гц);
- средних частот (300–2000 Гц);
- высоких частот (2–20 кГц);
- сверхвысоких частот (20–200 кГц).

Это связано с тем, что в каждом частотном поддиапазоне свои возмущающие силы, своя физическая модель и соответствующая ей своя диагностическая модель [75]. Рассматриваемый в работе дефект, связанный с нарушением геометрии кинематической пары, относится к высокому диапазону частот. Здесь колебания имеют вид упругих волн. В этом диапазоне частот сосредоточена наибольшая часть колебательной энергии [30, 54, 55, 75]. Диагностические модели в виде системы дифференциальных уравнений для этого поддиапазона не всегда позволяют количественно связать дефект механизма со свойствами генерируемого виброакустического процесса [75]. В этом случае целесообразно построение качественных диагностических моделей, которые в сочетании с обучающим экспериментом позволяют построить диагностическую модель механизма [75].

В качестве прототипа использована имитационная модель узла механизма, предложенная в работе М.Д. Генкина и А.Г. Соколовой в виде:

$$x(t) = [1 + \sum_i \mu_i \cos(i\Omega t)] \{a_k \cos k \omega_z [t + \sum_i v_i \cos(j\Omega t)]\} + \omega_{ш}(t),$$

где μ_i – глубина амплитудной модуляции гармоник ω_z частотой $i\Omega$;

$\Omega = 2\pi f_d$ – круговая частота попадания дефекта в зону контакта; ω_z – основная частота возбуждения (зубцовая, лопаточная и т.д.), v_i – индекс частотной модуляции.

Модель (4) учитывает только генерацию модуляционных составляющих.

В предлагаемой модели [61, 137] рассматривается вибрация, генерируемая взаимодействием солнечной шестерни и сателлитов. Неравномерный износ зубьев в этой паре приводит к росту бокового зазора, ударному вхождению зубьев в зацепление, увеличению погрешности основного шага, росту кинематической погрешности. Отмеченные явления вызывают:

- рост интенсивности ряда составляющих с шагом f_p ;
- увеличение интенсивности колебаний не только зубцовых гармоник, но и гармоник ряда, вызванных дефектом зубчатого зацепления, первая из которых имеет вид

$$x_1(t) = A_d(t)\sin(\omega_d t + \varphi_i),$$

где $\omega_d = 2\pi f_p^* z_c$;

- A_d – амплитуда составляющей на частоте попадания дефекта в зону зацепления;
- ω_d – частота следования дефекта;
- φ_i – начальная фаза;
- z_c – число сателлитов;
- проявление модуляционных явлений (АМ и ЧМ);
- $\omega_{ш}$ – генерацию вибрационного шума.

Учитывая, что отдельные составляющие представляют собой квазигармонические колебания, следуя рекомендациям, предложенным в [79], результирующий вибрационный процесс можно представить в виде:

$$\begin{aligned} x(t) = & \sum_i A_i(t)\sin[i\omega_p t + \varphi_i(t)] + \sum_l A_{z_l}(t)\sin[lz_l\omega_z t + \varphi_l(t)] + \\ & + \sum_k A_d(t)\sin[k\omega_d t + \varphi_k(t)] + \left[1 + \sum_q m_q \sin(q\Omega t) \right] \times \\ & \times \left\{ A_x \sin(k\omega_x) \left[t + \sum_j v_j \sin(j\Omega t) \right] \right\} + \omega_{ш}, \end{aligned} \quad (4.2)$$

где A_i – амплитуда i -й роторной гармоники; $\omega_p = 2\pi f_p$; φ_i, φ_k – начальные фазы; m_q – глубина АМ составляющих узкополосного процесса частотой $q\Omega$; Ω – круго-

вая частота модулирующей составляющей; A_x – амплитуда характерного узкополосного процесса (зубцовой составляющей, резонансной частоты узла или корпуса редуктора, узкополосной шумовой компоненты и др.); ω_x – средняя частота узкополосного характерного процесса; ν_j – индекс ЧМ; $\omega_{ш}$ – шумовая составляющая.

Таким образом, модель вида (4.2) отражает генерацию при появлении дефекта на боковых поверхностях зубьев исследуемой пары трёх квазигармонических рядов, возбуждение модуляционных составляющих, вибрационного шума и учитывает кинематику и конструкцию редуктора.

Ниже адекватность модели (4.2) вибрационному состоянию механизма оценена на примере износа зубьев дифференциального редуктора, на основе материалов, которые будут представлены в пятом разделе.

Данные по первому ряду модели.

На рисунке 4.2 представлена соответствующая зависимость интенсивности (A_k) рахмоники на частоте вращения солнечной шестерни (f_p) при обработке спектра от спектра (аналог кепстра). Уравнение линейной аппроксимации имеет вид $y = 17,33x - 0,158$, коэффициент корреляции $r = 0,75$. Здесь и везде далее рассматривалось четыре варианта износа:

- **текущий** – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно эвольвенты после последнего ремонта (износ 1);
- **текущий полный** – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно исходной эвольвенты (2);
- **текущий суммарный** – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно эвольвент после последнего ремонта (3);
- **суммарный полный** – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно исходной эвольвенты (4).

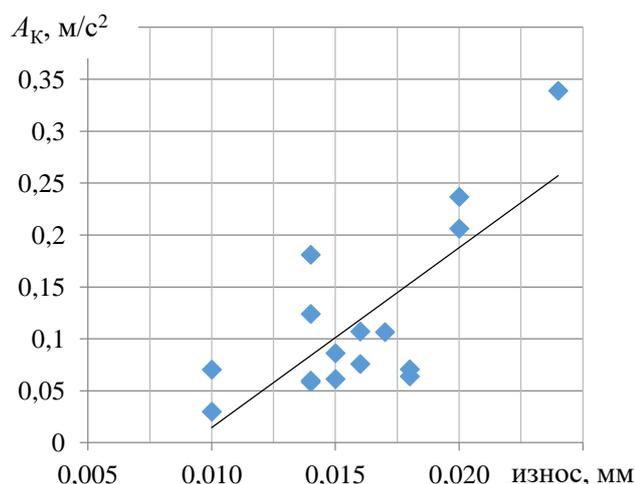


Рисунок 4.2 – Зависимость интенсивности рахмоники A_k на частоте f_p от величины износа z

При анализе зависимостей диагностических признаков от исследуемых параметров используются экспериментальные данные с объёмом статистик $n \geq 9$. При их аппроксимации зависимостями значимость парного линейного коэффициента корреляции проверяется на основе t -критерия Стьюдента (см., например, [241]).

Расчёт параметра t выполняется по соотношению $t = \left[\frac{r^2}{1-r^2} (n-2) \right]^{\frac{1}{2}}$ и сравнивается с соответствующим табличным значением. Если $t > t_{кр}$, ($t_{кр}$ – критическое значение коэффициента, определяемого по соответствующей таблице при заданном значении уровня значимости P и объёма статистики). В технических приложениях принято использовать $P=0,05$. Тогда при $(n-2) = 7$ (минимальный объём используемой статистики) $r=0,65$. Отсюда $t_{кр} = 2,18$, следовательно, $t > t_{кр}$. Таким образом, для всех используемых статистик, где парные линейные коэффициенты корреляции $r \geq 0,65$, соответствующие корреляционные зависимости следует считать значимыми.

Данные по второму ряду модели.

На рисунке 4.3 представлена интенсивность n -мерного вектора ($A_{\Sigma 4}$) от зубцовой гармоники f_{z1} по трём кратным составляющим.

Интенсивность n -мерного вектора определялась по соотношению (1.2).

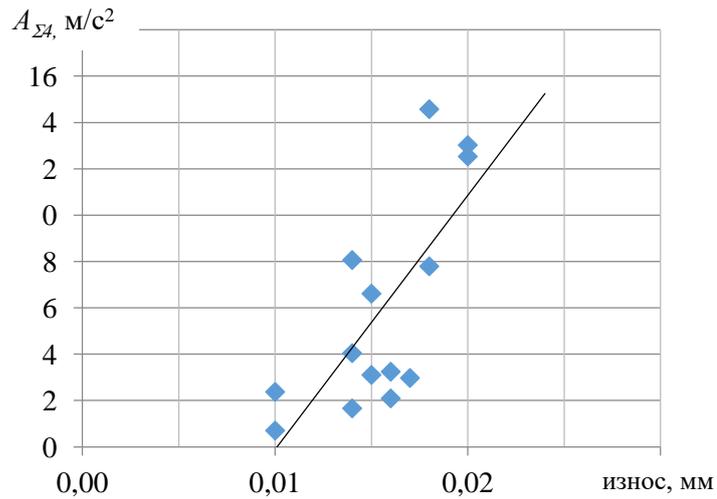


Рисунок 4.3 – Зависимость интенсивности $A_{\Sigma 4}$ от величины от износа 1

Уравнение линейной аппроксимации имеет вид $y = 1098x - 11,1$ коэффициент корреляции $r=0,73$.

Данные по третьему ряду модели.

На рисунке 4.4 представлены соответствующие данные для интенсивности n -мерного вектора ($A_{\Sigma 5}$) от гармоники $3f_p^*$ по 12 составляющим (по всему ряду с шагом $3f_p^*$, включая зубцовую гармонику f_{z1}).

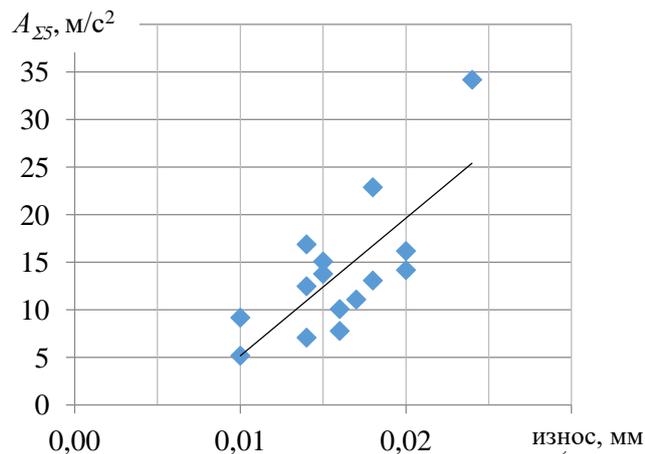


Рисунок 4.4 – Зависимость интенсивности $A_{\Sigma 5}$ от величины износа 2, $r=0,75$

Уравнение линейной аппроксимации имеет вид $y = 1445x - 9,268$.

Модуляционные составляющие модели.

На рисунке 4.5 представлены данные по глубине АМ (m_1) на частоте 15,8 Гц (0,5 ЧСЗ), определённая в полосе $3f_p^* \pm 15\%$. Уравнение линейной аппроксимации $y = 2,516x + 0,065$.

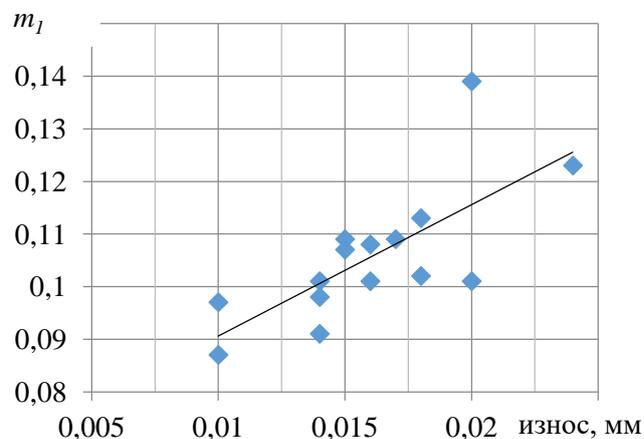


Рисунок 4.5 – Зависимость глубины m_1 от величины износа 2, $r = 0,73$.

Данная модуляционная составляющая может иметь два источника. В первом случае она определяется как половинная от частоты, определяемой как разность между частотой вращения солнечной шестерни в приведенном движении и частотой вращения сателлитов. Во втором – эта частота численно равна половине ЧСЗ для пары «солнечная шестерня – сателлиты».

На рисунке 4.6 представлены соответствующие данные для индекса ЧМ (v_1) на частоте $3f_p$ в полосе $3f_{изн} \pm 15\%$. Уравнение линейной аппроксимации имеет вид $y = 2,445x + 0,067$. Здесь $f_{изн}$ – субгармоника 7/12 от f_{Z1} , вызывающая усталостные поломки элементов конструкции двигателя (соответствующее обоснование представлено в разделе 5).

Шумовая составляющая модели.

На рисунке 4.7 представлены данные, показывающие изменение интенсивности шумовой составляющей ($A_{ш}$) при износе зубьев дифференциального редуктора. Как видно из представленных данных, интенсивность шума около зубцовой гармоники для двигателя с износом в 8 раз выше интенсивности для двигателя, прошедшего ремонт.

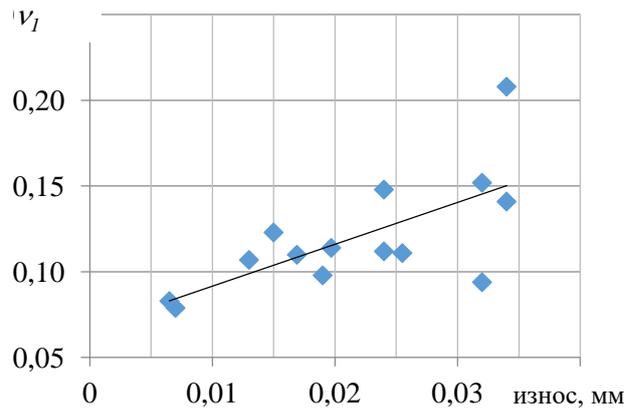


Рисунок 4.6 – Зависимость v_1 от величины износа z , $r = 0,68$

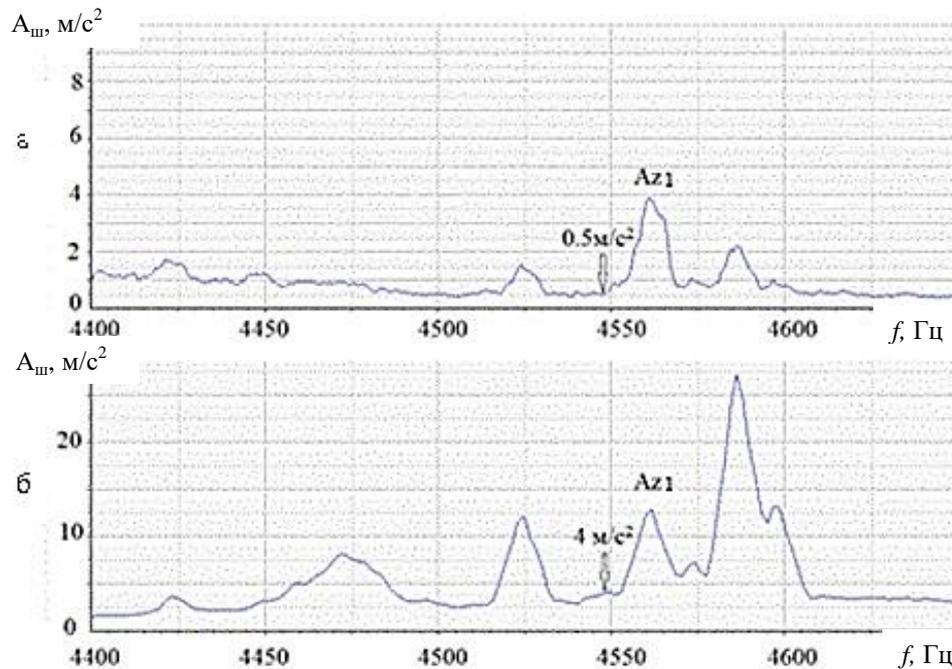


Рисунок 4.7 – Фрагменты амплитудного автоспектра вибрации двигателя после ремонта (а) и двигателя с максимальным износом шестерён редуктора (б)

Полученные данные показывают соответствие структуры модели (4.2) фактическому вибрационному состоянию колебаний пары «солнечная шестерня – сателлиты» дифференциального редуктора при наличии дефектов на боковых поверхностях зубьев.

4.3. Математическая модель оценки ширины спектральной линии составляющей зубцовой гармоник

При решении задач вибродиагностики дефектов наибольшее распространение получил спектральный анализ [333]. Характеристикой степени развития дефекта является интенсивность спектральной составляющей на её диагностической частоте. При расчёте автоспектра неизбежно встаёт вопрос о выборе ширины фильтра, обеспечивающего оценку полной интенсивности исследуемой составляющей. Это реализуется в случае согласованной фильтрации, то есть равенстве ширины анализирующего фильтра ширине составляющей спектральной линии. Поэтому необходимо в каждом случае знать её фактическую ширину [274]. Подавляющее большинство источников вибрации роторных машин кинематически связаны с их роторами. В этом случае авторы, рассматривающие вопрос оценки ширины составляющей спектральной линии, определяют эту величину в функции частотной модуляции гармонической несущей от девиации частоты вращения ротора на стационарном режиме работы машины. Для авиационных ГТД эта девиация определяется работой системы поддержания относительного постоянства частоты вращения его ротора на стационарном режиме работы [6]. Однако для некоторых спектральных составляющих роторных машин, например, зубцовых, сепараторной гармоникой вибрации подшипников качения, учёт влияния только этого фактора на этот параметр оказывается недостаточным. Исследования и анализ литературных источников показывают, что зубцовая спектральная составляющая и роторная гармоника частоты вращения выходного вала редуктора, имеют более сложный механизм формирования ширины их спектральных линий. Она определяется, помимо указанного фактора, величиной кинематической погрешности и её ростом в процессе эксплуатации машины. Её величина зависит от ряда факторов: технологических (погрешности изготовления и сборки зубчатого зацепления), эксплуатационных (частота вращения, температура, передаваемая нагрузка), конструктивных (податливость деталей приводов, модификация рабочей поверхности зубьев), износа боковых поверхностей зубьев в процессе эксплуатации [9, 28, 110, 128, 157, 162, 163, 170, 179, 180, 190, 235,]. Рассмотрим влияние указанных фак-

торов с целью разработки модели ширины спектральной линии зубцовой спектральной составляющей [21].

Принято, что ширина спектральной линии зубцовой составляющей определяется только частотной модуляцией гармонической несущей узкополосными случайными процессами от рассматриваемых влияющих факторов. На основе оценки известных соотношений, связывающих ширину спектральной линии составляющей с характеристиками частотно-модулирующего процесса, обоснован выбор зависимости, дающей наиболее близкие значения соответствующим экспериментальным данным. На примере зубцовой гармоники вибрации редуктора двигателя НК-12МППМ выполнен анализ её структуры. Исследовалась зубцовая гармоника отремонтированных двигателей и двигателей с разной степенью износа боковых поверхностей зубьев редуктора. Учитывая, что максимальный износ в данном редукторе происходит в паре «солнечная шестерня – сателлиты», анализировалась зубцовая составляющая этой пары [258, 257]. На базе анализа статистических данных фактической ширины спектральной линии зубцовой составляющей отремонтированных редукторов, расчёта доли ширины, вызванной частотной модуляцией от работы системы регулирования частоты вращения ротора турбокомпрессора на стационарных режимах, выявлена её структура и дана оценка долей от влияющих факторов. Считаем, что ширина спектральной линии роторной составляющей определяется только девиацией частоты вращения ротора турбокомпрессора от работы системы регулирования на стационарном режиме, и она неизменна на исследуемых режимах. Оценка доли ширины спектральной линии составляющей от этого фактора выполнена на основе измерения ширины спектральной линии роторной гармоники на рассматриваемом уровне с учётом кратности зубцовой гармоники относительно роторной. Для уменьшения влияния на полученные результаты общего вибрационного фона анализ данных выполнен в режиме спектральной плотности мощности. При этом ширина фильтра выбиралась минимальной при обеспечении относительно гладкой огибающей исследуемой спектральной составляющей. Влияние ремонта зубчатого зацепления на ширину спектральной составляющей не учитывалось. Анализировалась вибрация с

вибропреобразователя, ориентированного в вертикальном направлении на стыке картеров компрессора и редуктора.

Рассмотрим некоторые известные соотношения, определяющие ширину составляющей спектра в случае учёта частотной модуляции. Проблема связи спектров модулирующего процесса и частотно-модулированного колебания исследовалась применительно к радиотехническим задачам. При этом, как отмечено в [129], авторы исследовали два практических случая: с нулевой средней частотой модулирующего случайного процесса (см., например, [194, 303]) и отличной от нуля [203, 250]. В работе рассматривается второй случай.

Авторы работы [203] для модулирующей функции в виде стационарного случайного колебания с равномерно распределённой фазой в интервале $0 \div 2\pi$ и коэффициентом корреляции τ_F при $\bar{F}_f^2 \cdot \tau_F^2 \gg 1$ (\bar{F}_f – среднее значение частоты модулирующей функции) показали, что ширина спектральной линии составляющей (Π) модулированного колебания на уровне $1/e$ относительно максимального значения определяется в виде

$$\Pi_{1/e} = 2\sqrt{2} \sigma_f^2, \quad (4.3)$$

где σ_f^2 – дисперсия девиации частоты модулирующего колебания.

В [250] исследуемая ширина при частотной модуляции узкополосным случайным процессом с максимальной частотой Ω_a на уровне 0,5 от максимального значения при модулирующей функции вида

$$G_a(\omega) = \begin{cases} \frac{1}{\Omega_a} & \text{при } 0 < \omega < \Omega_a \\ 0 & \text{при } \omega > \Omega_a \end{cases} \quad (4.4)$$

предложено определять как

$$\Pi_{0.5} = \begin{cases} \frac{\pi \sigma_\omega^2}{\Omega_a} & \text{при } \frac{\sigma_\omega}{\Omega_a} \ll 1 \\ 2\sigma_\omega (2\ln 2)^{\frac{1}{2}} & \text{при } \frac{\sigma_\omega}{\Omega_a} \gg 1. \end{cases} \quad (4.5)$$

Авторы работы отмечают, что хотя этот результат получен для модулирующей функции (4.4), он справедлив и для других видов $G_a(\omega)$.

Выбор зависимости в (4.5) определяется величиной отношения среднеквадратического значения модулирующей частоты к её максимальной величине. Соответствующая оценка по 18 отремонтированным двигателям с использованием параметров первой роторной гармоники показывает, что в (4.5) нужно использовать первое соотношение. По этим же данным выявлено, что наиболее близкие значения по ширине спектральной составляющей даёт соотношение (4.3).

Получен ряд средних величин, позволяющих оценить ширину зубцовой спектральной составляющей на уровне $1/e$ от максимального значения и соответствующие доли от влияющих факторов. Приняв влияние частотной модуляции от погрешностей изготовления и сборки, а также конструктивных факторов, неизменным, оценку влияния режимных факторов можно определить на основе использования разности ширины спектральной линии составляющей при работе двигателя на режимах работы малый газ и максимальный. Однако для рассматриваемого двигателя используются разные законы регулирования оборотов вращения ротора на малом газу и остальных стационарных режимах. Поэтому вместо режима малый газ использовался режим 0,4 номинала с некоторым уменьшением полученной доли ширины спектральной составляющей от данного фактора. Соответствующие экспериментальные данные, осреднённые по 18 отремонтированным двигателям, представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Средние значения исследуемых параметров отремонтированных двигателей

Π_1 , Гц	Π_2 , Гц	Π_3 , Гц	$\Pi_{чМ}$, Гц	$\Pi_2 - \Pi_{чМ}$, Гц	Π_r , Гц	$\Pi_{ц}$, Гц
5,68	8,38	0,12	3,94	4,44	2,70	1,74

Здесь:

– Π_1 – ширина спектральной линии зубцовой составляющей на режиме работы двигателя 0,4 номинала;

– Π_2 – ширина спектральной линии зубцовой составляющей на максимальном режиме работы двигателя;

– Π_3 – ширина спектральной линии роторной составляющей на максимальном режиме работы двигателя;

– $P_{\text{ЧМ}}$ – доля ширины спектральной линии зубцовой составляющей от частотной модуляции на максимальном режиме работы, вызванная работой системы регулирования;

– $P_{\text{Р}}$ – доля ширины спектральной линии зубцовой составляющей от влияния режимных факторов;

– $P_{\text{П}}$ – доля ширины спектральной линии зубцовой составляющей от погрешностей изготовления и сборки.

Из-за сложности оценки влияния конструктивных факторов ($P_{\text{К}}$) на ширину спектральной линии зубцовой составляющей будем считать, что её доля включена в $P_{\text{П}}$.

Доля ширины спектральной линии от частотной модуляции определялась как произведение P_3 на кратность зубцовой составляющей (32,82) [257] и равна 3,94 Гц. $P_{\text{Р}} = P_2 - P_1$ (2,70 Гц), $P_{\text{П}} = P_2 - P_{\text{ЧМ}} - P_{\text{Р}}$ (1,74 Гц). В процентном выражении эти доли составят: $P_{\text{ЧМ}}=47,0\%$, $P_{\text{Р}}=32,2\%$, $P_{\text{П}}=20,8\%$. Следовательно, доля ширины спектральной линии зубцовой составляющей отремонтированного зубчатого зацепления от работы системы поддержания относительного постоянства частоты вращения ротора двигателя составляет около половины полной ширины. Полученные оценки долей ширины зубцовой спектральной составляющей являются приближёнными и получены для выявления влияния на её структуру исследуемых факторов.

Согласно ГОСТ 1643-81 [92], кинематическая погрешность определяется как разность между фактическим и расчётным углами поворота ведомого зубчатого колеса. В параметрах частот вращения зубчатых колёс суммарную кинематическую погрешность от действующих факторов можно определить в виде

$$\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1 \frac{z_1}{z_2},$$

где ω_1 , ω_2 – соответственно текущие значения частот вращения шестерни и колеса; z_1 , z_2 – числа их зубьев.

Текущее значение частоты вращения колеса определится в виде

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{z_1}{z_2} + \Delta\omega.$$

Параметр $\Delta\omega$ определяется действием всех влияющих факторов, и он определяет девиацию частоты вращения ведомого звена и, в конечном счёте, ширину спектральной линии зубцовой составляющей. Тогда модель ширины зубцовой спектральной составляющей отремонтированного и вновь изготовленного зубчатого зацепления (Π_{31}) можно определить как

$$\Pi_{31} = 2\sqrt{2}(D_{\text{ЧМ}} + D_{\text{Р}} + D_{\text{П}} + D_{\text{К}}) \quad (4.6)$$

где:

– $D_{\text{ЧМ}}$ – дисперсия девиации частоты вращения колеса на стационарном режиме работы двигателя, вызванная работой системы регулирования частоты вращения ротора двигателя;

– $D_{\text{Р}}$ – дисперсия девиации частоты вращения колеса от влияния режимных факторов;

– $D_{\text{П}}$ – дисперсия девиации частоты вращения колеса от погрешностей изготовления и сборки;

– $D_{\text{К}}$ – дисперсия девиации частоты вращения колеса от влияния конструктивных факторов.

Рассмотрим зависимость ширины спектральной линии зубцовой составляющей (Π_{32}) от величины износа боковых поверхностей зубьев. Соответствующие экспериментальные данные представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Зависимость параметра Π_{32} от суммарного полного износа

Износ, мм	0,018	0,024	0,027	0,030	0,032	0,032	0,034	0,036	0,036	0,036
Π_{32} , Гц	7,0	7,9	8,0	7,0	9,0	10,5	10,0	10,8	11,5	15,8

Соответствующая графическая зависимость приведена на рисунке 4.8.

Уравнение аппроксимации имеет вид:

$$y = 23972x^2 - 1010x + 17,70.$$

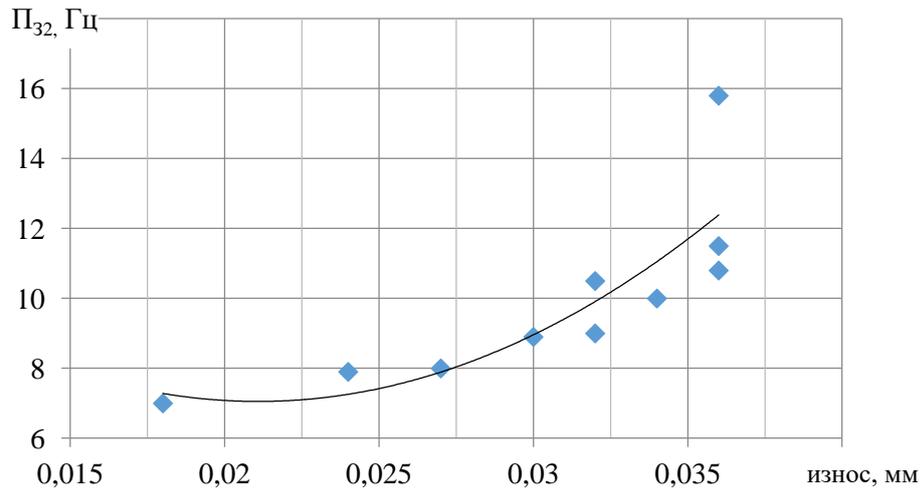


Рисунок 4.8 – Зависимость ширины спектральной линии зубцовой составляющей от величины суммарного полного износа, $r = 0,77$

Анализ полученных данных показывает:

- до величины суммарного полного износа 0,030 мм наблюдается незначительный рост ширины спектральной линии зубцовой составляющей, близкий к линейному, и с этой величины износа отмечается превышение этого параметра над средним значением для отремонтированных редукторов;

- в интервале значений величины износа 0,030–0,036 мм виден более интенсивный рост ширины, близкий к экспоненциальному;

- для максимального значения полученной ширины спектральной линии зубцовой составляющей (15,8 Гц) установлено, что доля её ширины от исследуемых выше факторов составляет 53%, от износа боковых поверхностей зубьев – 47%.

Тогда модель ширины спектральной линии зубцовой составляющей (P_{32}) на уровне $1/e$ от максимального значения при наличии износа боковых поверхностей зубьев можно определить в виде

$$P_{32} = 2\sqrt{2}(D_{\text{ЧМ}} + D_{\text{Р}} + D_{\text{П}} + D_{\text{К}} + D_{\text{ИЗН}}), \quad (4.7)$$

где $D_{\text{ИЗН}}$ – дисперсия девиации частоты зубцовой гармоники от износа боковых поверхностей зубьев.

Таким образом, соотношения (4.6) и (4.7) определяют вид моделей ширины

спектральной линии зубцовой составляющей на уровне $1/e$ относительно максимального значения для отремонтированных и изготовленных зубчатых зацеплений, а также зубчатых зацеплений при наличии износа. Для рассмотренного случая основным определяющим фактором, влияющим на ширину спектральной линии зубцовой составляющей, является её частотная модуляция, вызванная:

- работой системы регулирования относительного постоянства частоты вращения ротора двигателя на стационарном режиме его работы;
- эксплуатационными характеристиками работы зубчатого зацепления (частота вращения, передаваемая нагрузка, температура);
- износом боковых поверхностей зубьев.

Использование полученных результатов позволяет более точно оценивать интенсивность зубцовых спектральных составляющих и, как показывают наши исследования, в ряде случаев, выявить износ по оценке только интенсивности первой зубцовой гармоники вместо интенсивности n -мерного вектора от ряда кратных зубцовых гармоник [285]. Выявление структуры ширины спектральной линии зубцовой составляющей открывает возможности разработки новых диагностических признаков износа боковых поверхностей зубьев.

4.4. Математическая модель оценки ширины спектральной линии составляющей сигнала «штатного» тахометрического датчика частоты вращения выходного вала редуктора

Исследуемые в предыдущем разделе факторы, влияющие на зубцовую спектральную составляющую, аналогичным образом будут определять модель ширины спектральной линии составляющей частоты вращения выходного вала редуктора. Тогда модель ширины спектральной линии составляющей для сигнала «штатного» ДЧВ выходного вала редуктора (ВЗВ) – (П_{ВЗВ}) [294] для вновь изготовленных и отремонтированных двигателей примет вид

$$P_{ВЗВ1} = 2\sqrt{2} (D_{ЧМ1} + D_{Р1} + D_{П1} + D_{К1} + D_{ПР1}), \quad (4.8)$$

где:

- $D_{ЧМ1}$ – дисперсия девиации частоты вращения ротора ДЧВ ВЗВ от работы

системы регулирования относительного постоянства частоты вращения ротора ТК на стационарном режиме работы ГТД;

– D_{P1} – дисперсия девиации частоты вращения ротора ДЧВ ВЗВ от влияния режимных факторов;

– $D_{П1}$ – дисперсия девиации частоты вращения ротора ДЧВ ВЗВ от влияния погрешностей изготовления и сборки зубчатого зацепления;

– D_{K1} – дисперсия девиации частоты вращения ротора ДЧВ ВЗВ от конструктивных факторов;

– $D_{ПР1}$ – дисперсия девиации частоты вращения ротора ДЧВ ВЗВ от погрешностей привода ДЧВ от ротора ТК.

При наличии износа (пренебрегая износом зубьев пары «шестерня-вал – эпицикл») ширина спектральной составляющей сигнала ДЧВ ВЗВ ($\Pi_{ВЗВ2}$) примет вид

$$\Pi_{ВЗВ2} = 2\sqrt{2} (D_{ЧМ2} + D_{P2} + D_{П2} + D_{K2} + D_{ПР2} + D_{ИЗН2}), \quad (4.9)$$

где $D_{ИЗН2}$ – дисперсия девиации частоты вращения ротора ДЧВ ВЗВ от износа боковых поверхностей зубьев.

Выполненная оценка ширины спектральной линии составляющей сигнала ДЧВ ВЗВ на уровне $1/e$ от максимального значения на максимальном режиме работы отремонтированных двигателей (среднее значение по 18 изделиям) и двигателя с максимальным износом боковых поверхностей зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты» дала соответственно следующие значения 0,057 и 0,077 Гц. Следовательно, увеличение исследуемой ширины спектральной линии составило 26%.

Как показано в разделе 3.4, погрешность по частоте привода ротора тахометрического датчика от ротора турбокомпрессора составляет 5%. Тогда полученные результаты дают основание использовать сигнал с тахометрического датчика частоты вращения выходного вала редуктора в диагностике износа боковых поверхностей его зубьев.

4.5. Математическая модель оценки ширины спектральной линии составляющей вибрации роторной гармоники выходного вала редуктора

Аналогичным образом, используя полученные в разделе 4.3 данные, ширину спектральной линии составляющей роторной вибрации выходного вала редуктора без износа (Π_{P1}) можно определить в виде

$$\Pi_{P1} = 2\sqrt{2} (D_{\text{ЧМ2}} + D_{P2} + D_{\text{П2}} + D_{K2}), \quad (4.10)$$

где:

– $D_{\text{ЧМ2}}$ – дисперсия девиации частоты вращения ВЗВ от работы системы регулирования относительного постоянства частоты вращения ротора ТК на стационарном режиме работы ГТД;

– D_{P2} – дисперсия девиации частоты вращения ВЗВ от влияния режимных факторов;

– $D_{\text{П2}}$ – дисперсия девиации частоты вращения ВЗВ от погрешностей изготовления и сборки;

– D_{K2} – дисперсия девиации частоты вращения ВЗВ от конструктивных факторов.

При наличии износа ширина спектральной линии роторной составляющей вибрации выходного вала редуктора (Π_{P2}) определится как

$$\Pi_{P2} = 2\sqrt{2} (D_{\text{ЧМ2}} + D_{P2} + D_{\text{П2}} + D_{K2} + D_{\text{ИЗН2}}), \quad (4.11)$$

– $D_{\text{ИЗН2}}$ – дисперсия девиации частоты вращения ВЗВ от износа боковых поверхностей зубьев зубчатых колёс.

4.6. Обоснование диагностических признаков расцентровки приводного вала редуктора с солнечной шестерней

В работе [181] показано, что соединение приводного вала редуктора с солнечной шестерней двигателя НК-12 является источником динамического возбуждения всего двигателя. Наличие расцентровки в этом шлицевом соединении вместе с зубчатыми зацеплениями редуктора возбуждают связанные изгибно-крутильные колебания. Кроме того, износ боковых поверхностей зубьев пары

«солнечная шестерня – сателлиты» неизбежно приведёт к расцентровке солнечной шестерни и сателлитодержателя.

Широко известны и используются в практике диагностические признаки расцентровки валов роторных машин в виде появления второй и иногда третьей гармоник частоты их вращения [249]. Анализ литературных источников не позволил выявить наличия соответствующего теоретического их обоснования. Кроме того, непонятно, в каких случаях расцентровок генерируется только вторая роторная гармоника и что вызывает появление ещё и третьей. Знание отмеченных моментов позволит точнее определять техническое состояние узла с расцентровкой. Выполненные исследования дают ответы на эти вопросы [62, 63, 139, 209, 248, 269, 271, 273, 276, 282, 295, 275].

В общем случае при наличии зазора возможные варианты расцентровки представлены на рисунке 4.9 [153]. Даже при равномерном вращении приводного вала, солнечная шестерня будет вращаться неравномерно.

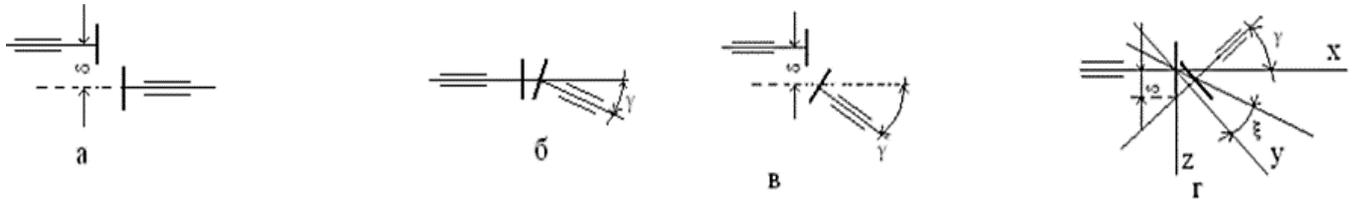


Рисунок 4.9 – Случаи расцентровки шлицевого соединения приводного вала и центральной внутренней шестерни: а – радиальное, б – угловое, в – радиальное и угловое, г – случай скрещивания их осей

При этом угол поворота шестерни β будет связан с углом поворота приводного вала α соотношением [153]

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{R \cos \gamma - \delta \sin \xi}{R \cos \alpha - \delta \cos \xi}, \quad (4.12)$$

где R – радиус приложения крутящего момента.

В случае только углового смещения (рисунок 4.9, б) соотношение (4.12) примет вид

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \gamma.$$

Тогда

$$\beta = \arctg(\operatorname{tg}\alpha \cdot \cos\gamma). \quad (4.13)$$

Определим угловую скорость вращения солнечной шестерни ω_2 дифференцированием соотношения (4.13) по времени. После несложных преобразований получим

$$\omega_2 = \frac{\cos\gamma}{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha \cdot \cos^2\gamma} \omega_1, \quad (4.14)$$

где ω_1 – угловая скорость вращения приводного вала.

Учитывая, что солнечная шестерня вращается неравномерно, определим её угловое ускорение (W_2). Продифференцировав соотношение (4.14) и сделав преобразования, получим

$$W_2 = \frac{\cos\gamma \cdot \sin 2\alpha \cdot (\cos\gamma - 1)}{\sin^4\alpha + 0,5 \cos^2\gamma \cdot \sin^2 2\alpha + \cos^4\alpha \cdot \cos^4\gamma} \omega_1^2. \quad (4.15)$$

Присутствие составляющих с двойным углом α в соотношении (4.15) свидетельствует о наличии, в том числе, колебаний со второй гармоникой частоты вращения приводного вала.

Для радиальных смещений $\gamma = 0$ (рисунок 4.9, а) соотношение (4.12) примет вид:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{R \sin\alpha - \delta \sin\xi}{R \cos\alpha - \delta \cos\xi}.$$

Тогда

$$\beta = \arctg\left(\frac{R \sin\alpha - \delta \sin\xi}{R \cos\alpha - \delta \cos\xi}\right).$$

Угловая скорость вращения солнечной шестерни

$$\omega_2 = \frac{R^2 - r\delta(\cos\xi \cdot \cos\alpha + \sin\xi \cdot \sin\alpha)}{R^2 + \delta^2 - 2r\delta(\cos\xi \cdot \cos\alpha + \sin\xi \cdot \sin\alpha)} \omega_1.$$

Выражение для W_2 получается громоздким, но и в нём присутствует составляющая $\sin 2\alpha$, что указывает на наличие второй гармоники частоты вращения приводного вала.

Аналогичный результат получен для случая (рисунок 4.9, в).

Для общего случая (рисунок 4.9, г)

$$\beta = \operatorname{arctg} \left(\frac{R \sin \alpha \cdot \cos \gamma - \delta \sin \xi}{R \cos \alpha - \delta \cos \xi} \right).$$

Отсюда

$$\omega_2 = \frac{R^2 \cdot \cos \gamma - R \delta \cdot \cos \gamma \cdot (\cos \xi \cdot \cos \alpha + \sin \xi \cdot \sin \alpha)}{(R \cdot \cos \alpha - \delta \cdot \cos \xi)^2 + (R \cdot \cos \gamma \cdot \sin \alpha - \delta \cdot \sin \xi)^2} \omega_1.$$

Выражение для углового ускорения получается весьма громоздким. Однако в нем также имеется составляющая с углом 2α . Кроме того, присутствует комбинация вида

$$R \cdot \delta \cdot \cos^3 \gamma \cdot \sin^3 \alpha - 2r^3 \cdot \delta \cdot \cos \xi \cdot \cos \gamma \cdot \sin \alpha. \quad (4.16)$$

Выражение (4.16) можно записать в следующем виде

$$\frac{R^3 \delta \cdot \cos^3 \gamma}{4} \left(\frac{8 \cos \xi \cdot \sin \alpha}{\cos^2 \gamma} - 4 \cdot \sin^3 \alpha \right). \quad (4.17)$$

При

$$\frac{8 \cos \xi}{\cos^2 \gamma} = 3$$

(4.17) примет вид

$$\frac{R^3 \delta \cdot \cos^3 \gamma}{4} \cdot (3 \sin \alpha - 4 \cdot \sin^3 \alpha).$$

Соотношение в скобках – $\sin 3\alpha$ [71]. Следовательно, при наличии скрещивания осей при определённом соотношении углов возможно появление третьей гармоники.

Отсюда понятно, почему при анализе случаев расцентровок не всегда наблюдается, помимо второй, наличие третьей гармоники. Её появление вызвано появлением ещё и скрещивания осей соединяемых деталей при определённом соотношении углов ξ и γ .

Выводы и результаты четвертого раздела

1. Выполнен кинематический расчёт исследуемого редуктора, позволивший выявить основные составляющие его вибрации, включая зубцовые и комбинационные гармоники. Рассчитаны частоты совпадения зубцовых гармоник для пары «солнечная шестерня – сателлиты» и «эпицикл – сателлиты».

2. Разработана имитационная модель вибрации, генерируемой вибрации парой «солнечная шестерня – сателлиты», при наличии дефектов на боковых поверхностях зубьев, учитывающая основные составляющие вибрации при износе зубьев пары. Модель содержит три ряда кратных гармоник: от частоты вращения солнечной шестерни, от гармоники, равной произведению числа сателлитов на частоту её вращения в приведенном движении, от зубцовой гармоники, составляющие амплитудной и частотной модуляций и вибрационного шума. Наличие всех составляющих модели подтверждены соответствующими экспериментальными данными.

3. Впервые предложены модели ширины спектральной линии зубцовой гармоники для вновь изготовленных и отремонтированных двигателей и двигателей с износом боковых поверхностей зубьев на основе учёта частотной модуляции гармонической несущей. Модели учитывают влияние основных факторов: технологических, эксплуатационных, конструктивных, работы системы регулирования двигателя и износа боковых поверхностей зубьев на ширину спектральной линии зубцовой составляющей. На примере исследуемого редуктора дана оценка их долей в общей ширине.

4. Впервые разработаны модели ширины спектральной линии составляющей сигнала «штатного» тахометрического датчика частоты вращения выходного вала редуктора и спектральной составляющей его вибрации, что даёт основание использовать сигнал «штатного» тахометрического датчика в диагностике его технического состояния.

5. Дано теоретическое обоснование диагностических признаков расцентровки приводного вала и солнечной шестерни. Показано, что появление второй гармоники определяется углом пересечения осей в плоскости расцентровки, наличие третьей гармоники возможно при возникновении ещё и скрещивания осей соединяемых деталей при определённом соотношении углов.

5. ОЦЕНКА ПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ОПАСНОСТИ ОСНОВНЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ ВИБРАЦИИ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА ТВД

В разделе представлены:

- экспериментальная база исследований;
- анализ интенсивностей гармоник ряда с шагом $3f_p^*$;
- идентификация источника резонансных колебаний элементов конструкции компрессора двигателя;
- оценка возможности возбуждения резонансных колебаний центральных колёс редуктора;
- оценка возможности возбуждения резонансных колебаний рабочих лопаток компрессора двигателя.

5.1. Экспериментальная база разработки комплексной оценки технического состояния планетарных редукторов

Измерения, обработка и анализ вибраций, интерпретация данных выполнялись в соответствии с действующей нормативной документацией [92-108], с использованием разработанных методов и известных подходов. На первом этапе работ вибропреобразователи фирмы «Брюль и Кьер» типа 4333, устанавливались:

- на передней опоре двигателя в месте стыка картеров ТК и редуктора с помощью специального кронштейна, в трёх взаимно перпендикулярных направлениях (вертикальном – ПОВ, горизонтальном – ПОГ, осевом – ПООс);
- на специальном кронштейне картера вала заднего винта (КВЗВ), установленном вместо крышки и резинового кольца, в трёх взаимно перпендикулярных направлениях (вертикальном – КРв, горизонтальном – КРг, осевом – КРОс). Регистрация вибрации осуществлялась с использованием ИВК МІС-400D на режимах: запуск, МГ, 0,4Ne, 0,7Ne, 0,85Ne, Ne, Мах, флюгирование с Ne, приёмистость и выбег. Дополнительно регистрировались обороты вращения ВЗВ (выходной вал редуктора) и ТК (входной вал редуктора) со «штатных» ДЧВ ДТЭ-2. Частота квантования вибрационных процессов – 57600 Гц, сигналов с датчиков частот вращения роторов ГТД – 9600 Гц.

После предварительного анализа сигналов вибрации с шести вибропреобразователей, для дальнейшего анализа были выбраны ПОВ, ПОГ, КРВ, КРГ. В качестве экспериментальной базы использовались вибрация и сигналы «штатных» тахометрических датчиков частот вращения валов ТК и ВЗВ. Всего исследовано 33 двигателя: 18 отремонтированных двигателей и 15 двигателей с разной степенью износа боковых поверхностей зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты» дифференциального редуктора, пришедших в ремонт на завод-изготовитель. В таблице 5.1 представлены соответствующие данные для двигателей с износом.

Таблица 5.1 – Величины износов для двигателей, пришедших в ремонт

№ двигателя	износ, мм				№ двигателя	износ, мм			
	1	2	3	4		1	2	3	4
1	0,02	0,024	0,034	0,036	9	0,014	0,014	0,034	0,034
2	0,004	0,016	0,007	0,024	10	0,007	0,018	0,0169	0,027
3	0,006	0,010	0,015	0,018	11	0,018	0,018	0,024	0,024
4	0,004	0,014	0,0065	0,03	12	0,015	0,015	0,032	0,032
5	0,014	0,014	0,019	0,026	13	0,015	0,015	0,0255	0,0256
6	0,017	0,017	0,032	0,027	14	0,02	0,020	0,034	0,036
7	0,01	0,010	0,0197	0,026	15	0,02	0,020	0,024	0,036
8	0,008	0,016	0,013	0,021					

Обработка результатов измерений производилась с использованием пакета WINПОС expert НПП «Мера», предложенных новых алгоритмов анализа данных, представленных в работах [243-293], для некоторых из которых разработано соответствующее программное обеспечение (см. Приложения А–Г). А также известных методов: автоспектров, спектров частотной и амплитудной огибающих, каскадной демодуляции, спектра от спектра (аналог кепстра), функций когерентности и взаимного спектра. Для выявления максимальных уровней вибрации по гармоникам анализировались переходные режимы работы двигателя с использованием следящего анализа. Учитывая, что интенсивность вибрации зубцовых гармоник определяется передаваемой нагрузкой и частотой вращения колёс, обработка данных выполнялась в основном на максимальном режиме работы двига-

теля. Использование других режимов сопровождалось специальным комментарием. Ниже представлены параметры основных методов анализа.

Параметры автоспектра.

Исходные данные:

- вид характеристики – амплитудный спектр;
- тип весового окна – Ханнинг;
- разрешение по частоте – 1,758 Гц;
- оценочное значение – амплитуда виброускорения.

В случае изменения исходных данных даётся специальный комментарий.

Параметры модуляции.

Оценка глубины АМ:

- в выбранной области частот исходного автоспектра определяется область узкополосной фильтрации с шириной фильтра 30% относительно центральной частоты (в других случаях даётся соответствующий комментарий);
 - тип аппроксимации фильтра – Чебышев;
 - выделяется огибающая узкополосным фильтром посредством преобразования Гильберта с числом точек БПФ – 1024 и определяется её среднее значение;
 - рассчитывается спектр огибающей (данные представляются в частотной области, равной половине ширины фильтра, выделяющего узкополосный процесс [99]);
 - полученный спектр делится на среднее значение огибающей;
 - глубина модуляции в процентах равна умноженному на 100 значению отсчёта интенсивности на выбранной частоте.

Оценка индекса ЧМ:

- в выбранной области частот формируется узкополосный процесс путём фильтрации исходного процесса с шириной фильтра 30% относительно центральной частоты;
 - полученный массив данных обрабатывается программой «Частота УП» (Приложение Г) с расчётом автоспектра;
 - в полученном спектре индекс ЧМ определяется как отношение значения частоты по оси y (Гц) выбранной составляющей спектра к её частоте (Гц) по оси x .

Спектр максимумов.

Последовательность выполнения операции:

- вывести на экран требуемый процесс;
- вызвать программу «Спектр максимумов» (Приложение В);
- выбрать ширину окна 1 (все представленные данные далее получены с шириной окна 1);
- соотношение числа точек БПФ и частоты квантования исходного процесса должно обеспечивать разрешение по частоте 1,758 Гц.

Раздельный анализ положительной и отрицательной части процесса.

Последовательность выполнения операции:

- вывести на экран требуемый процесс;
- запустить программу «выделение положительной части сигнала» (Приложение Б);
- выполнить обработку по любому из требуемых алгоритмов;
- вернуться к исходному процессу и войти в меню алгоритмы, выбрать «Арифметические операции»;
- в подменю «Вид операции» выбрать «Умнож. на константу», установив в окне «Константа» (-1) и нажать «Выполнить»;
- повторить предыдущий порядок обработки;
- после выполнения обработки положительной и отрицательной части сигнала выполнить требуемую процедуру сопоставления полученных данных (их отношение, разность и др.).

Следящий анализ.

Исходные данные:

- выбрать «Виброанализ, расчет АФЧХ»;
- вид операции – «Амплитуда гармоники»;
- параметры управляющего сигнала: уровень L_0 30% (относительный), фазовая поправка 360° , фронт положительный;

- установить требуемый номер гармоники и соответствующую ей ширину фильтра (при выборе ширины фильтра учитывать рекомендации раздела 3.2);
- дополнительные настройки: установить множители, учитывающие частоту управляющего сигнала и номер требуемой гармоники.

5.2. Анализ интенсивностей гармоник ряда с шагом $3f_p^*$

Как следует из модели (4.2), появление дефекта в зубчатом зацеплении приводит к генерации трёх рядов составляющих колебаний. Предварительный анализ показал, что наибольшая интенсивность реализуется в ряду с шагом $3f_p^*$ (субгармоники от зубцовой, генерируемые износом боковых поверхностей зубьев). Поэтому представляет практический интерес анализ интенсивностей составляющих этого ряда на приёмности и стационарных режимах работы двигателей.

Влияние величины бокового зазора исследовалось для минимального и максимального значений. Соответствующие данные представлены в таблицах 5.2–5.8.

Таблица 5.2 – Параметры составляющих ряда с шагом $3f_p^*$ на приёмности с минимальным (0,018 мм) и максимальным (0,036 мм) износами

Кратность Износ	2,735	5,470	8,206	10,940	13,675	16,410	19,145	21,883	24,615	27,350	30,085	32,820
минимал.	3,40	16,30	2,80	5,60	10,90	31,10	22,80	64,40	16,10	4,80	4,80	6,80
	138,6	123,2	141	134,4	137,0	137,5	139,2	119,0	118,8	119,8	130,7	129,8
максимал.	8,31	8,24	4,24	11,36	10,39	33,49	38,42	71,69	14,38	5,27	4,45	9,16
	138,8	128,4	112,3	145,3	138,6	139,3	145,8	143,2	112,0	144,9	139,5	136,7

Примечание: в верхнем ряду – интенсивность (м/с^2), в нижнем – соответствующая ей частота (Гц), кратность первой составляющей ряда определялась как $3f_p^* / f_p$ и равна 2,735. Везде далее интенсивность 12-ти составляющих данного ряда и их частоты обозначаются по их порядковому номеру в ряду $A_{C1}, \dots, A_{C12}, f_{C1}, \dots, f_{C12}$. Здесь f_{C12} – составляющая пересопряжения зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты», f_{C6} – составляющая пересопряжения зубьев пары «шестерня вал – эпицикл». Анализ данных на приёмности показывает, что значимый (больше погрешности измерений) рост уровней вибрации двигателя с увеличением износа отмечается для составляющих с кратностями: 2,735 ($1/12f_{C12}$, 2,44 раза),

8,206 ($1/4f_{C12}$, 1,51 раза), 10,940 ($1/3f_{C12}$, 2,03 раза), 19,145 ($7/12 f_{C12}$, 1,69 раза), 32,82 (f_{C12} , 1,35 раза).

Таблица 5.3 – Параметры составляющих ряда с шагом $3f_P^*$ на приёмности с минимальным (0,33 мм) и максимальным (0,43 мм) боковыми зазорами

Кратность Зазор	2,735	5,470	8,206	10,940	13,675	16,410	19,145	21,883	24,615	27,350	30,085	32,820
минимал.	1,68	7,00	13,15	6,08	10,30	89,10	23,20	32,20	8,30	6,50	7,20	10,89
	141,0	112,0	122,6	143,5	137,4	135,4	122,6	142,5	140,8	138,9	135,1	135,7
масимал.	1,84	7,06	6,40	14,50	11,48	23,40	23,40	22,60	18,00	5,70	8,30	10,5
	139,8	114,1	112,0	126,3	137,0	135,2	135,2	123,8	110,8	109,6	141,5	138,4

Примечание: представление данных то же, что и в таблице 5.2.

Значимое увеличение (превышающие погрешность измерения интенсивности вибрации 15%) интенсивности с ростом величины бокового зазора выявлено для составляющих с кратностями 10,940 ($1/3f_{C12}$) (2,38 раза), 24,615 ($3/4f_{C12}$) (2,17 раза). Увеличение бокового зазора на отремонтированных двигателях не привело к изменению интенсивности составляющей с кратностью 19,145.

Ниже приведены результаты обработки данных на стационарных режимах работы двигателей.

Таблица 5.4 – Интенсивность составляющих ряда с шагом $3f_P^*$ для отремонтированного двигателя с минимальным боковым зазором (0,30 мм)

гармоника режим	2,735	5,470	8,206	10,940	13,675	16,410	19,145	21,883	24,615	27,350	30,085	32,820
МГ	0,16	0,50	0,77	0,67	1,29	0,91	1,69	3,70	4,53	0,95	0,59	1,00
0,4Ne	0,28	0,60	0,90	2,18	2,47	17,16	5,29	9,18	3,02	1,66	1,64	1,80
0,7Ne	0,33	0,81	1,08	1,67	3,11	18,48	5,91	2,61	2,44	1,73	1,85	1,80
0,85Ne	0,38	0,85	0,79	1,93	3,09	12,74	5,31	3,65	2,59	1,76	1,82	2,66
Ne	0,41	0,83	0,89	1,62	2,87	7,89	5,11	3,46	2,52	1,80	1,80	3,20
Мах	0,55	0,91	0,79	1,60	2,79	9,22	4,36	3,63	2,65	1,55	1,83	5,69

Таблица 5.5 – Интенсивность составляющих ряда с шагом $3f_P^*$ для отремонтированного двигателя с максимальным боковым зазором (0,43 мм)

гармоника режим	2,735	5,470	8,206	10,940	13,675	16,410	19,145	21,883	24,615	27,350	30,085	32,820
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
МГ	0,16	0,64	1,38	0,88	1,21	0,88	6,33	3,27	4,94	1,65	2,83	1,76

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0,4Ne	0,46	1,00	1,58	3,10	3,25	8,65	4,53	3,11	2,17	0,84	1,40	2,67
0,7Ne	0,72	1,07	1,50	2,21	3,25	7,62	7,88	3,08	3,00	1,23	1,79	3,17
0,85Ne	0,94	1,34	1,55	2,38	3,39	7,89	7,78	2,82	2,73	1,34	2,16	2,98
Ne	0,71	1,22	1,26	2,37	3,18	9,40	6,34	2,36	3,03	1,39	2,23	3,31
Max	0,77	1,27	1,56	1,93	2,76	10,37	4,89	2,14	2,19	0,79	1,73	3,54

Анализ данных таблиц 5.4 и 5.5 показывает:

– значимое увеличение интенсивностей с ростом бокового зазора отмечается для составляющих с кратностями 2,735 ($1/12f_{C12}$, 2,29 раза), 5,470 ($1/6f_{C12}$, 1,47 раза), 8,206 ($1/4f_{C12}$, 1,44 раза), 10,940 ($1/3f_{C12}$, 1,42 раза);

– в большинстве случаев максимальный уровень интенсивности гармоник выявлен для режимов работы двигателей 0,7Ne и 0,85Ne;

– практически монотонный рост интенсивности с увеличением режима наблюдается только для составляющей f_{C12} . Причём на минимальном зазоре он составляет почти 6 раз, на максимальном – 2 раза.

Таблица 5.6 – Интенсивность составляющих ряда с шагом $3f_p^*$ для двигателя с минимальным износом (0,018 мм)

гармоника режим	2,735	5,470	8,206	10,940	13,675	16,410	19,145	21,883	24,615	27,354	30,085	32,820
МГ	0,24	0,52	0,62	0,51	1,10	1,10	1,74	3,79	2,88	1,06	0,98	0,58
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0,4Ne	1,59	2,53	1,97	2,03	2,49	10,33	5,45	4,08	2,12	1,70	0,83	4,83
0,7Ne	1,15	2,38	1,35	1,73	1,77	3,96	3,97	2,59	1,94	1,33	0,94	2,35
0,85Ne	1,05	2,47	1,44	1,65	1,78	3,75	4,24	2,46	2,31	1,30	0,77	2,98
Ne	1,17	2,43	1,41	1,81	1,76	4,93	5,24	3,82	2,65	1,20	0,79	2,87
Max	1,17	2,16	1,38	1,62	1,85	5,52	5,20	3,48	2,53	1,39	0,85	2,23

Таблица 5.7 – Интенсивность составляющих ряда с шагом $3f_p^*$ для двигателя с максимальным износом (0,036 мм)

гармоника режим	2,735	5,470	8,206	10,940	13,675	16,412	19,145	21,883	24,615	27,350	30,085	32,820
МГ	0,17	0,57	1,86	1,40	2,03	1,18	1,19	4,52	4,01	1,82	2,45	1,55
0,4Ne	0,47	0,76	2,32	1,40	4,97	12,48	7,33	3,94	3,46	2,67	2,68	11,37
0,7Ne	0,59	0,91	2,79	2,32	3,61	9,86	5,35	35,78	5,74	3,45	1,61	14,24
0,85Ne	0,59	1,09	2,35	2,44	3,54	8,35	16,90	29,61	3,15	2,95	1,29	12,68
Ne	0,65	1,11	2,16	1,72	3,09	5,44	14,40	20,25	5,01	3,09	1,09	13,16
Max	0,70	1,09	2,13	1,76	3,08	4,89	14,50	18,84	5,08	3,20	1,16	14,93

Из анализа таблиц 5.6 и 5.7 следует:

– Увеличение износа приводит к значимому росту интенсивности гармоник с кратностью 8,206 (1,42 раза); 10,940 (1,20 раза); 13,675 (1,45 раза); 16,412 (1,21 раза); 19,145 (3,10 раза); 21,883 (8,77 раза); 24,615 (1,99 раза); 27,350 (2,03 раза); 30,085 (2,50 раза); 32,820 (3,09 раза). Сравнение выполнено по максимальным уровням. Обращает на себя внимание существенно большее увеличение интенсивности гармоник с кратностью 19,145; 21,883; 32,820. Следовательно, составляющие с данными кратностями наиболее чувствительны к износу. Наиболее близкой по частоте к выявленному в ранних исследованиях предполагаемому источнику резонансных колебаний (гармоника с кратностью 19,0 [188]) является составляющая с кратностью 19,145. Учитывая, что наибольшая её интенсивность отмечена на режиме 0,85Ne, в нижеследующей таблице представлены данные по двигателю с поломкой рабочей лопатки 7 ступени компрессора в сравнении с двигателем после ремонта.

Таблица 5.8 – Интенсивность составляющих ряда с шагом $3f_p^*$ на режиме работы двигателей 0,85Ne, м/с²

Кратность Двигатель	2,735	5,470	8,206	10,940	13,675	16,410	19,145	21,883	24,615	27,350	30,085	32,820
после ремонта	0,57	0,82	1,14	1,46	1,67	2,93	1,32	3,58	1,65	1,25	1,01	1,92
перед ремонтom	0,69	1,10	0,66	1,78	2,55	24,00	16,90	13,58	1,24	2,14	0,95	2,68

Как видно из таблицы 5.8, для двигателей после ремонта выделяются составляющие с кратностями 16,410; 21,883; 32,820, для двигателей перед ремонтом – 16,410; 19,145; 21,883; 32,820. Увеличение уровня интенсивности при наличии износа составили: составляющая с кратностью 16,410 – 8,2 раза, 19,145 – 12,8 раза, 21,88 – 3,8 раза, 32,820 – 1,4 раза. Полученные результаты дают основание рассматривать составляющую с кратностью 19,145 как наиболее вероятный источник резонансных колебаний элементов конструкции двигателя при износе боковых поверхностей зубьев редуктора.

5.3. Идентификация источника возбуждения резонансных колебаний элементов конструкции компрессора двигателя

Как уже отмечалось выше, в процессе доводки ТВД НК-12 с дифференциальным редуктором были выявлены случаи усталостного разрушения пера рабочих лопаток 3-й ступени компрессора, трещины по полотнам дисков ряда ступеней, разрушения ободов дисков 3 и 7 ступеней [184]. Выполненные исследования позволили установить, что возбуждение резонансных колебаний отмеченных элементов конструкции компрессора связано с увеличенным фланком профилей зубьев солнечной шестерни (рисунок 1.2), что приводило к генерации вибрации, вызывающей резонансные колебания отмеченных элементов конструкции компрессора. Многочисленными тензометрированиями было установлено, что максимальные динамические напряжения регистрируются на частоте ~ 2660 Гц (форма колебаний лопаток 3 ступени компрессора f_{2-2}). Ручная расшифровка осциллограмм динамических напряжений дала основание идентифицировать источник возбуждения, как 19-ю роторную гармонику. Путем многочисленных постановок на двигатель редукторов с изделий, не имеющих поломок элементов конструкции компрессора, выявлено значительное снижение уровня динамических напряжений на данной частоте. Постановкой в редуктор вновь изготовленных шестерён было показано, что именно износ зубьев солнечной шестерни приводит к отмеченным выше дефектам. Установлено, что величина фланка до 0,015 мм не вызывает значительного роста уровня динамических напряжений (≤ 70 МПа). Повышенный

износ (до 0,06 мм) приводит к возбуждению динамических напряжений на отмеченной частоте до 260 МПа [184].

Анализ модели (4.2) показывает, что составляющая с кратностью 19,0 не может генерироваться износом боковых поверхностей зубьев редуктора и не определяется его кинематикой. Она является гармоникой 0,5 от разности между количеством сопловых и рабочих лопаток двух последних ступеней компрессора, умноженной на частоту вращения. Следовательно, на её интенсивность никак не может влиять износ боковых поверхностей зубьев редуктора. Как было показано в предыдущем разделе, наиболее чувствительной к росту величины износа является составляющая с кратностью 19,145 и её частота наиболее близка к частоте гармоники с кратностью 19,0, принятой в ранних исследованиях за источник резонансных колебаний элементов конструкции двигателя. Как видно из данных амплитудного спектра максимумов (рисунок 5.1) для двигателя, прошедшего первый этап лётных испытаний с воздушным винтом большей тяги, здесь присутствует как гармоника с кратностью 19,0, так и 19,145 с интенсивностью более чем в два раза. Разборка двигателя показала наличие усталостной трещины на пере рабочей лопатки 7-й ступени компрессора. Дефектов материала не было обнаружено. Расположение трещины соответствовало форме колебаний f_{2-1} (резонансная частота ~ 2530 Гц). В условиях действия газовых и центробежных сил частота будет несколько выше. Исследования, выполненные на лопатках третьей ступени, показали, что это увеличение составляет ~ 90 Гц.

Оценка значений коэффициентов корреляции зависимостей интенсивности составляющих с кратностью 19,0 и 19,145 от величины износа дала следующие результаты: соответственно 0,10 и 0,69 для автоспектра, 0,29 и 0,71 для спектра максимумов. Представленная совокупность данных свидетельствует о том, что составляющая с кратностью 19,0 не зависит от величины износа зубьев шестерён редуктора и никак не связана с его кинематикой. Её ошибочная идентификация как источника резонансных колебаний элементов конструкции компрессора вызвана низкой точностью ручной расшифровки частоты на осциллограммах динамических напряжений, полученных в ранних исследованиях, и отсутствием моде-

ли вибрации при развитии износа, генерируемой парой «солнечная шестерня – сателлиты». Источником резонансных колебаний является составляющая с кратностью 19,145 (субгармоника $7/12f_{z1}$) в абсолютном движении (21 гармоника в относительном), идентифицируемая везде далее как составляющая на частоте $f_{изн}$.

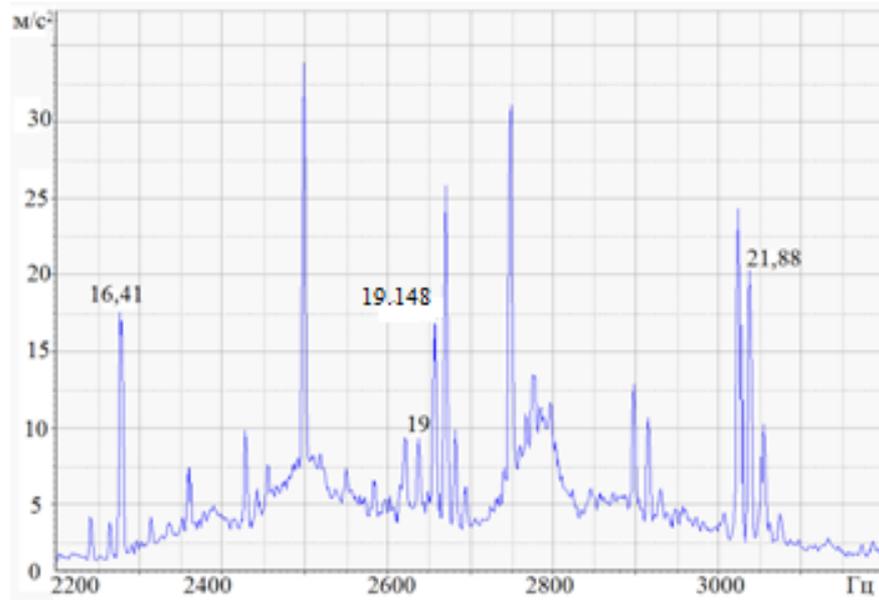


Рисунок 5.1 – Амплитудный спектр максимумов вибрации двигателя с трещиной на пере рабочей лопатки 7 ступени компрессора

Исследования динамики упругой системы ТВД НК-12 показывают, что компрессор, редуктор, воздушные винты двигателя представляют собой единую взаимосвязанную упругую динамическую систему, подтвержденную возбуждениями параметрических резонансных колебаний, неустойчивости и крутильных вибраций [181-183]. Крутильные колебания в ТВД системы «ротор – редуктор – воздушный винт» могут возбуждаться пульсациями давлений в газоздушном тракте, инерционными силами, винтовыми гармониками, зубчатыми зацеплениями редуктора и другими факторами. При этом возбуждаемые пульсациями давлений частоты крутильных колебаний не обязательно кратны частоте вращения ротора. Их возбуждение вызывается нагрузками, возникающими при колебании лопаток, установленных под углом к плоскости вращения. Сложность системы «ротор – редуктор – воздушный винт» с подвижными элементами редуктора, соединёнными упругими валами переменного сечения, обеспечивают возбуждение практиче-

ски бесконечного числа собственных форм и частот крутильных колебаний. Однако наиболее опасными являются некоторые из них [320]. При этом, как отмечалось выше, существует взаимосвязь между изгибными и крутильными формами колебаний. Измерения крутильных колебаний решают две основные задачи:

- определение частот и форм собственных колебаний и оценка динамической нагруженности валов;
- решение задач диагностики технического состояния машин по параметрам крутильных колебаний.

Экспериментальная оценка параметров крутильных колебаний применительно к ТВД представляет собой сложную задачу, особенно в условиях эксплуатации. Однако для решения задач диагностики можно воспользоваться сигналами со «штатных» датчиков частоты вращения ротора турбокомпрессора и вала заднего воздушного винта. Покажем это на примере диагностики технического состояния дифференциального редуктора ТВД НК-12МППМ. В [318] отмечается, что индукционный датчик частоты вращения роторов двигателей при наличии их крутильных колебаний может выступать как измеритель крутильной вибрации. Выходной сигнал ($U_{\text{ВЫХ}}$) с датчиков можно представить в следующем виде:

$$U_{\text{ВЫХ}} = U_1 \sin(\omega_p t) + \sum_i U_i \sin(\omega_i t),$$

где U_1 , U_i – соответственно, амплитудные значения сигналов (U) частот вращения ротора ТК (ω_p) и крутильных колебаний (ω_i). Предложенная в разделе 4.4 модель спектральной составляющей сигнала тахометрического датчика частоты вращения выходного вала редуктора дает основание использовать этот сигнал для разработки диагностических признаков исследуемых дефектов [61, 135]. В рассматриваемом случае используется индукционный тахометрический датчик ДТЭ-2. Частотный диапазон измерений – до 100 Гц. Однако для получения качественной картины можно рассматривать более широкий частотный диапазон. На рисунке 5.2 представлены результаты следящего анализа за амплитудным значением интенсивности (U_1) составляющей с кратностью 19,145 сигнала с датчика оборотов вращения ТК и частоты вращения ротора ТК на режиме приёмистость.

На рисунке 5.3 приведены аналогичные данные для вибрации, полученные с вибропреобразователя, установленного на стыке картеров ТК и редуктора.



Рисунок 5.2 – 1 – частота вращения ротора ТК, 2 – интенсивность сигнала с кратностью 19,145 с датчика частоты вращения ротора ТК



Рисунок 5.3 – 1 – частота вращения ротора ТК, 2 – интенсивность вибрации с кратностью 19,145

В обоих случаях отмечается увеличение интенсивности составляющей с кратностью 19,145 на одной и той же частоте (142 Гц). Полученные результаты указывают на возбуждение изгибно-крутильных колебаний с частотой данной составляющей.

Анализ статистики приёмистости 15 двигателей с различной величиной износа показал, что крутильные колебания ротора ТК реализуется в диапазоне час-

тот 110–145 Гц. Диапазон 110–138 Гц соответствует стационарным режимам работы двигателя в интервале малый газ – максимальный. Частотный диапазон вращения ротора ТК 139–145 Гц, как правило, реализуется на режиме приёмистость при забросе частоты вращения ротора. Наибольшая наработка двигателя обеспечивается в интервале частот вращения ротора ТК 137–138 Гц, что соответствует режимам его работы: 0,4 номинала, 0,7 номинала, 0,85 номинала, номинала, максимального. Именно на этих режимах данные крутильные колебания представляют наибольшую опасность. Полученные результаты подтверждаются данными более ранних исследований по тензометрированию рабочих лопаток компрессора двигателя (третья ступень), имевших поломку пера лопатки по одной из форм колебаний. Было установлено, что с ростом загрузки двигателя уровень динамических напряжений увеличивается и достигает максимума (до 260 МПа) на номинальном и максимальном режимах [184]. Оценка значений частот собственных колебаний 100 лопаток по форме колебаний f_{2-2} даёт диапазон частот 2620–2750 Гц. Это соответствует диапазону частоты вращения ротора турбокомпрессора (137–144 Гц). При этом частота составляющей с кратностью 19,145 занимает диапазон 2623–2757 Гц. Это указывает на то, что именно эта составляющая вибрации редуктора возбуждает резонансные колебания элементов конструкции компрессора двигателя. Учитывая разброс значений собственных частот колебаний лопаток и близость частот составляющих с кратностями 19,0 и 19,145 (разница частот около 20 Гц), можно заключить, что при высоких уровнях первой она будет вносить дополнительный вклад в возбуждение резонансных колебаний.

Выполним расчёт нормы на интенсивность составляющей $f_{изн}$. Для этого был проведен комплекс работ по оценке вибрационного состояния отремонтированных двигателей (износ шестерён редуктора $\leq 0,01$ мм) на частоте $f_{изн}$. Соответствующие данные для максимального режима приведены в таблице 5.9.

Полученный материал позволил установить норму на интенсивность составляющей $f_{изн}$. Амплитуда нормы (A_{7H}) определена из соотношения (1.4) и равна $A_{7H} = 15,6 \text{ м/с}^2$. В таблице 5.10 представлены данные на интенсивность составляющей $f_{изн}$ двигателей, пришедших в ремонт на максимальном режиме работы.

Таблица 5.9 – У ровень составляющей на частоте $f_{изн}$ отремонтированных двигателей

№ двигателя	Уровень $f_{изн}$, М/с ²	№ двигателя	Уровень $f_{изн}$, М/с ²	№ двигателя	Уровень $f_{изн}$, М/с ²
16	2,80	22	4,90	28	6,70
17	1,37	23	12,62	29	8,12
18	4,60	24	9,20	30	9,50
19	3,70	25	7,70	31	5,00
20	2,24	26	5,30	32	4,20
21	3,10	27	8,79	33	12,30

Таблица 5.10 – Уровень составляющей на частоте $f_{изн}$ двигателей, пришедших в ремонт

№ двигателя	Уровень $f_{изн}$, М/с ²	№ двигателя	Уровень $f_{изн}$, М/с ²	№ двигателя	Уровень $f_{изн}$, М/с ²
1	16,9	6	3,9	11	3,4
2	4,3	7	6,1	12	3,7
3	5,6	8	1,9	13	5,7
4	5,4	9	4,1	14	5,9
5	5,1	10	8,2	15	7,1

Как видно из таблицы, превышение рассчитанной нормы получено только для двигателя № 1. Разборка и исследование элементов конструкции компрессора выявили трещину на пере рабочей лопатки седьмой ступени компрессора.

Таким образом, выполненные исследования позволили установить, что резонансные колебания элементов конструкции двигателей НК-12, НК-12МП и модернизированного варианта возбуждаются не гармоникой с кратностью 19,0, а составляющей с кратностью 19,145, генерируемой износом боковых поверхностей зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты» дифференциального редуктора.

5.4. Оценка возможности возбуждения резонансных колебаний центральных колёс

В настоящем разделе представлены некоторые динамические характеристики центральных зубчатых колёс исследуемого редуктора.

В таблицах 5.11, 5.12 представлены частоты и формы собственных колебаний центральных колёс [301].

Таблица 5.11 – Частоты и формы собственных колебаний солнечной шестерни, Гц

число узловых окружностей \ число узловых диаметров	1	2	3	4
	0	1750	4750	4700
1	2250	5550	9500	
2	-	8450		-
3	-	-	-	-
4	6800		-	-

Таблица 5.12 – Частоты и формы собственных колебаний эпицикла, Гц

число узловых окружностей \ число узловых диаметров	2	3	4	5	6	7
	0	329	890	1615	2450	3375
1	2450	3200	-	-	-	-

Учитывая, что наибольшие уровни реализуются на составляющих ряда с шагом $3f_p^*$, для дальнейшего анализ были выбраны четыре наиболее интенсивных составляющих $1/3f_{12}, 2/3 f_{12}, f_6, f_{изн}$ (см. раздел 5.2).

Режим работы двигателя – малый газ.

Средние частоты гармоник: $1/3 f_{12} - 1224$ Гц, $2/3 f_{12} - 2448$ Гц, $f_6 - 1838$ Гц, $f_{изн} - 2145$ Гц. Тогда возможны следующие варианты:

– частота $2/3f_{12}$ близка к собственной частоте колебаний эпицикла по форме с пятью узловыми диаметрами (таблица 5.13);

– частота гармоники $f_{изн}$ близка к частоте колебаний солнечной шестерни по форме с одним узловым диаметрам и одной узловой окружностью (таблица 5.12).

Режимы работы двигателя 0,4 Ne – максимальный.

Средние частоты гармоник $1/3 f_{12} - 1520$ Гц, $2/3 f_{12} - 3040$ Гц, $f_6 - 2280$ Гц, $f_{изн} - 2659$ Гц. Тогда возможны следующие варианты:

– частота гармоники $1/3f_{12}$ близка к частоте колебаний солнечной шестерни по форме с одним узловым диаметром (таблица 5.12);

– частота гармоники f_6 близка к частоте колебаний солнечной шестерни по форме с одним узловым диаметром и одной узловой окружностью (таблица 5.12).

5.5. Оценка возможности возбуждения резонансных колебаний рабочих лопаток компрессора двигателя

В данном разделе представлены результаты сопоставления частот собственных колебаний рабочих лопаток двенадцати ступеней компрессора двигателя НК-12МППМ (таблица 5.13) с основными составляющими вибрации дифференциального редуктора при износе.

Таблица 5.13 – Собственные частоты колебаний рабочих лопаток компрессора

№ ступени	Частоты, Гц									
	2									
1	132	558	830	1550	2180	2850	3600	4480	5150	6680
2	206	720	1084	1800	2140	3070	3500	4500	4700	5259
3	230	840	1150	2110	2558	3680	4350	5542		
4	224	820	1080	1860	2260	3800	4520	5000	5650	
5	380	1200	1550	3050	2500	5090	5630			
6	450	1580	2000	4250	5000					
7	835	2080	2525	4500	5500					
8	1300	3090	4000							
9	1480	2900	4600							
10	1480	3100	5300							
11	1300	2850								
12	1200	2900								

Представленные данные получены в лабораторных условиях. При работе на двигателе собственные частоты колебаний будут несколько выше.

Режим работы двигателя – малый газ:

– частота гармоники $1/3 f_{12}$ близка к собственным частотам 1200–1300 Гц рабочих лопаток 5, 8, 11 и 12 ступеней компрессора;

– частота гармоники $2/3 f_{12}$ близка к собственным частотам 2400–2550 Гц рабочих лопаток 3, 5, 7 ступеней компрессора;

– частота гармоники $f_{\text{ИЗН}}$ близка к собственным частотам 1800–1950 Гц рабочих лопаток 2, 4 ступеней компрессора;

– частота гармоники $f_{\text{ИЗН}}$ близка к собственным частотам 2100–2250 Гц рабочих лопаток 1, 2, 3 ступеней компрессора.

Режим работы двигателя 0,4Ne номинала – максимальный:

– частота гармоники $1/3 f_{12}$ близка к собственным частотам 1550–1700 Гц рабочих лопаток 1, 5, 6 ступеней компрессора;

– частота гармоники $2/3 f_{z1}$ близка к собственным частотам 3100–3250 Гц рабочих лопаток 2, 8 ступеней компрессора;

– частота гармоники $f_{\text{ИЗН}}$ близка к собственным частотам 2525 – 2558 Гц рабочих лопаток 3 и 7 ступени компрессора.

Следует отметить, что возбуждение резонансных колебаний наиболее вероятно при наличии на частотах рассмотренных гармоник крутильных колебаний. Однако их наличие уверенно установлено только для составляющей $f_{\text{ИЗН}}$.

Выводы и результаты пятого раздела

1. Представлена экспериментальная база исследований и рассматриваемые варианты износов боковых поверхностей зубьев. Установлено, что корреляционные зависимости диагностических признаков от исследуемых дефектов следует считать значимыми при $r \geq 0,65$. Приведены параметры используемых методов обработки.

2. Идентифицирован источник резонансных колебаний элементов конструкции двигателя при развитии износа зубьев редуктора. Показано, что это составляющая ряда с шагом $3f_p^*$ и кратностью 19,145. Дано обоснование нормы на интенсивность составляющей с кратностью 19,145 в виде уровня амплитудного значения в $15,6 \text{ м/с}^2$ для режима работы двигателя максимальный.

3. Выполнена оценка возможности возбуждения резонансных колебаний центральных колёс редуктора и рабочих лопаток ступеней компрессора двигателя. Показано, что резонансные колебания лопаток 3 и 7 ступеней возбуждаются крутильными колебаниями связанной динамической системы двигателя на частоте

те составляющей с кратностью 19,145. Возможность возбуждения крутильных колебаний на других наиболее интенсивных составляющих не выявлена.

6. РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСА ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ ИЗНОСА В ПАРЕ «СОЛНЕЧНАЯ ШЕСТЕРНЯ – САТЕЛЛИТЫ» ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

Разработка диагностических признаков износа в зубчатых зацеплениях планетарных редукторов выполнена с использованием широкого круга методов анализа вибрационных сигналов, включая автоспектр, спектр максимумов, следящий анализ, методы выявления параметров АМ и ЧМ, взаимных характеристик, отдельного анализа положительной и отрицательной частей вибрационного процесса и разработанных новых методов. Впервые предложено использовать в качестве источника диагностической информации сигналы «штатных» тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного валов редуктора ГТД. Большинство диагностических признаков получены при работе двигателя на максимальном режиме. Другие случаи специально оговорены.

6.1. Диагностический признак технического состояния роторных машин на основе относительной ширины спектра

Как показывает практика, на интенсивность составляющих вибрационного процесса роторных машин влияет большое количество факторов. В большинстве случаев стабилизировать их не представляется возможным. Поэтому диагностика технического состояния машины на их основе не всегда бывает успешной. Для преодоления этой проблемы предложено достаточно большое количество безразмерных параметров, называемых амплитудными дискриминантами [75, 208, 334, 359]. Все рассматриваемые признаки являются комбинацией характеристик интенсивности, не учитывающие параметры спектра. Как правило, проявление того или иного дефекта происходит не на фиксированной частоте, а распределено по частотной оси [75, 208]. В этих условиях представляет интерес диагностический признак, учитывающий этот факт [266, 291]. Используем для решения этой задачи понятие о ширине спектра. Известно несколько определений этого параметра. В работе [314] ширина спектра определена в следующем виде:

$$\Delta\omega_1 = \left[\frac{1}{S(0)} \right] \int_0^{\infty} S(\omega) d\omega, \quad (6.1)$$

где $S(\omega)$ – спектральная плотность исследуемого процесса.

Однако такое представление имеет ограниченную область применения. Например, для спектров, имеющих $S(0) = 0$ понятие ширины спектра теряет смысл. В работе [201] ширина спектра определена на основе использования понятия «эквивалентный прямоугольный спектр»:

$$\Delta\omega_2 = \left[\frac{1}{S_{\max}} \right] \int_0^{\infty} S(\omega) d\omega = \frac{\sigma^2}{S_{\max}}, \quad (6.2)$$

где S_{\max} – максимальная ордината энергетического спектра, σ^2 – дисперсия процесса.

Недостаток определения спектра по (6.2) заключается в том, что его перемещение по оси частот не сказывается на величине $\Delta\omega_2$. Поэтому соотношение (6.2) не позволяет вести такие важные для исследования параметров процессов понятия, как узкополосные и широкополосные процессы. Вышеуказанных недостатков лишено определение ширины спектра, предложенное в [123]. Для этого случая относительная ширина спектра определяется в виде

$$\varepsilon = \left(1 - \frac{m_2^2}{m_0 \cdot m_4} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (6.3)$$

здесь $m_{0,2,4}$ – спектральные моменты 0, 2, 4 порядка, то есть

$$m_k = \int_0^{\infty} \omega^k \cdot S(\omega) d\omega,$$

$$m_0 = \sigma^2.$$

Величина параметра ε находится в пределах $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Такое представление ширины спектра можно использовать для формирования диагностического признака, учитывающего интенсивность и частоту его составляющих. Известно, что дефект часто проявляется в виде появления некоторого количества гармоник в определённой области спектра. Определим величину ε для этого случая.

Для i -й составляющей спектра справедливо соотношение [123]

$$S_i(t) = \frac{A_i^2}{2} \delta(f - f_i),$$

где A_i – амплитуда i -й составляющей спектра, f_i – её частота, $\delta(f - f_i)$ – дельта-функция Дирака.

Спектральный момент k -го порядка определяется как

$$m_k = \sum_{i=1}^n m_{sik} = \sum_{i=1}^n \int_0^k f_i^k \cdot S_i(f) df, \quad (6.4)$$

где n – число составляющих спектра.

Подставив (6.4) в (6.3), после преобразований получим

$$\varepsilon = \left[1 - \frac{(1 + \sum_{i=1}^n q_i \gamma_i)^2}{(1 + \sum_{i=1}^n q_i) \cdot (1 + \sum_{i=1}^n q_i \gamma_i)} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (6.5)$$

где $q_i = \frac{A_i^2}{A_1^2}$; $\gamma_i = \frac{f_i^2}{f_1^2}$.

В случае проявления дефекта, приводящего к изменению нескольких спектральных составляющих в определённой частотной области, обычно используется в качестве диагностического признака их суммарный уровень. Выполненный нами анализ показывает, что использование соотношения (6.5) вместо суммарного уровня часто обеспечивает более успешное разделение дефектного и бездефектного состояний узла машины.

6.2. Диагностические признаки износа на основе интенсивностей составляющих автоспектра и спектра максимумов

В данном параграфе представлены результаты разработки диагностических признаков износа зубьев дифференциального редуктора на базе анализа сигналов с вибропреобразователей [7, 10, 16, 17, 244, 267, 140, 230, 227, 229, 291, 257, 134, 135, 136, 279, 289, 296].

Автоспектр является наиболее распространенным методом обработки вибрационных процессов при поиске диагностических признаков дефектов машин. При использовании более сложных алгоритмов (кепстра, спектра от спектра, спектра огибающей и др.) его получение является первым шагом обработки и анализа. Для высокооборотных машин, какими являются ГТД, при использовании автоспектра возникают некоторые ограничения информативного частотного диапазона при анализе спектра огибающей и данных каскадной демодуляции, опи-

санные во введении. Для преодоления этих ограничений в [278] предложен спектр максимумов. Его получение можно рассматривать как первый шаг демодуляции. Как показано в разделе 2.2.2, в ряде случаев он оказывается более информативным чем автоспектр.

Анализировалась вибрация 15-ти двигателей, пришедших в ремонт (таблица 5.1). Как было показано в разделе 5.2 (таблица 5.2), составляющие с шагом $3f_p^*$ занимают широкий диапазон частот и включают 12 составляющих, в том числе зубцовые гармоники первой и второй ступеней редуктора. Оценивалась зависимость исследуемых параметров от величины износа с подбором соответствующих аппроксимирующих соотношений. Значимые величины коэффициента корреляции соответствующих зависимостей получены для нижеследующих диагностических признаков.

Интенсивность n -мерного вектора ($A_{\Sigma n}$) в автоспектре от $3f_p$ по 12 составляющим на режиме $0,7N_e$. Уравнение линейной аппроксимации имеет вид $y = 1098x - 11,1$ (рисунок 6.1).

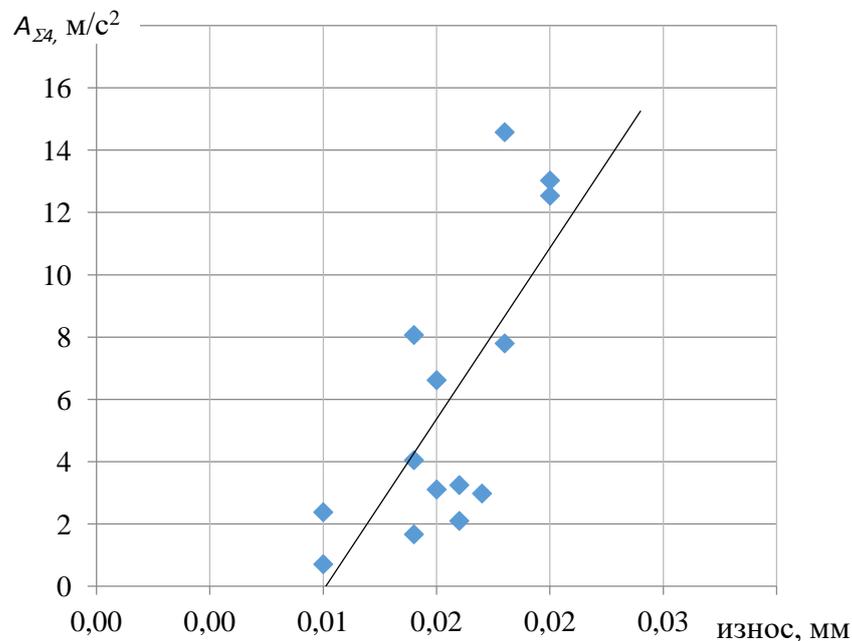


Рисунок 6.1 – Зависимость интенсивности $A_{\Sigma 4}$ от величины износа 2, $r = 0,73$

Интенсивность n -мерного вектора ($A_{\Sigma 5}$) в автоспектре от $3f^*_p$ по 12 составляющим на режиме 0,7Ne. Уравнение линейной аппроксимации имеет вид $y = 1445x - 9,268$ (рисунок 6.2).

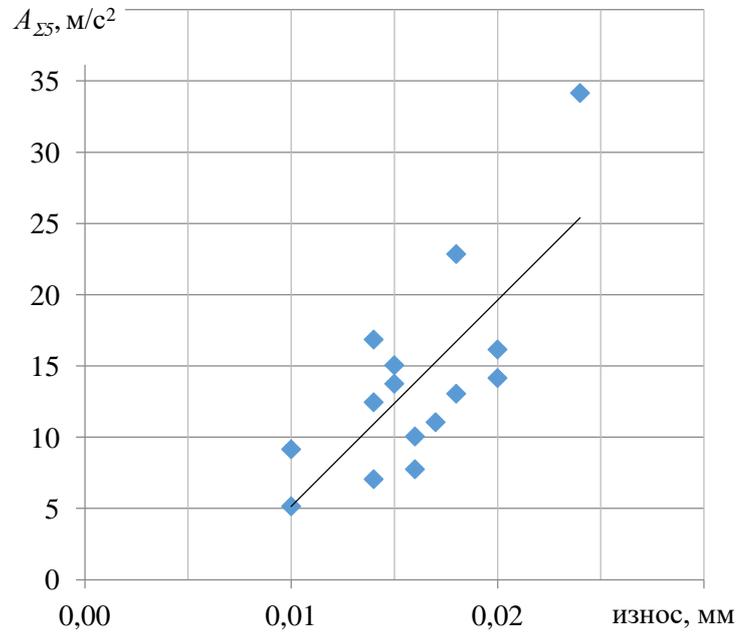


Рисунок 6.2 – Зависимость интенсивности $A_{\Sigma 4}$ от величины износа 2, $r = 0,75$

Интенсивность n -мерного вектора ($A_{\Sigma 6}$) в спектре максимумов на режиме 0,7Ne от $3f^*_p$ по 12 составляющим, $y = 894,4x - 7,45$ (рисунок 6.3).

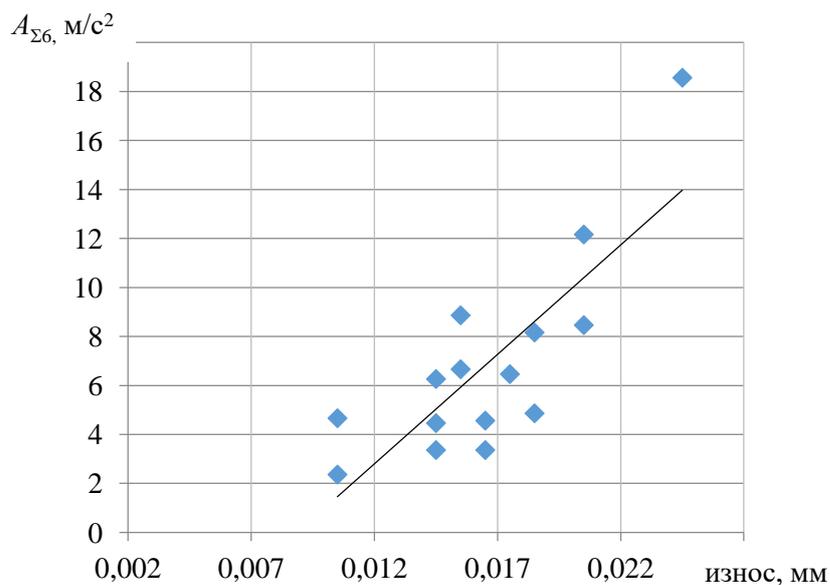


Рисунок 6.3 – Зависимость интенсивности $A_{\Sigma 6}$ от величины износа 2, $r = 0,80$

Интенсивность n -мерного вектора ($A_{\Sigma 7}$) в автоспектре на режиме 0,7Ne от $\sum(3f_p + 3f_p^*)$ по 12 составляющим, $y = 5377x - 41,93$ (рисунок 6.4).

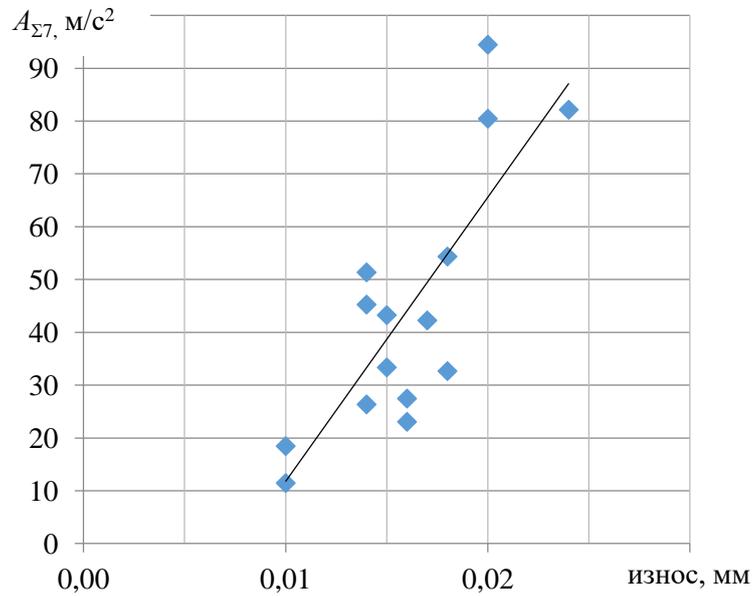


Рисунок 6.4 – Зависимость интенсивности $A_{\Sigma 7}$ от величины износа 2, $r = 0,81$

Интенсивность n -мерного ($A_{\Sigma 8}$) вектора на режиме 0,7Ne в спектре максимумов от $\sum(3f_p + 3f_p^*)$ по 12 составляющим, $y = 2324x - 16,05$ (рисунок 6.5).

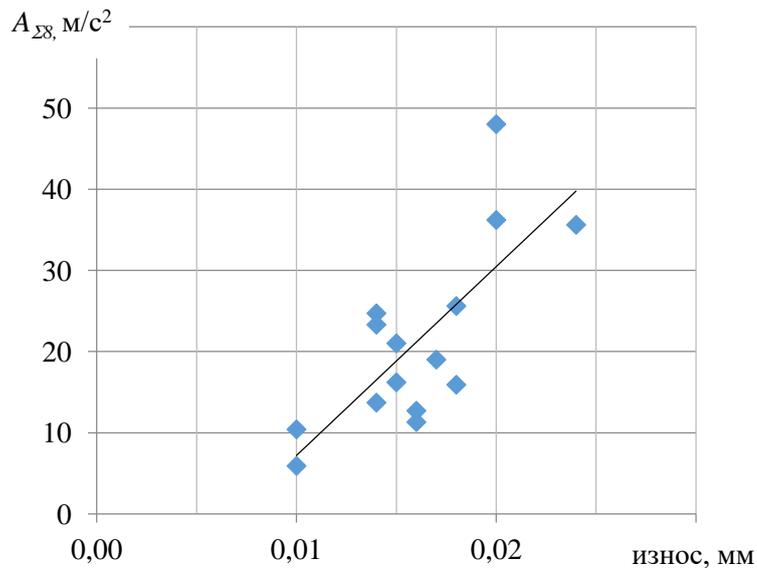


Рисунок 6.5 – Зависимость интенсивности $A_{\Sigma 8}$ от величины износа 2, $r = 0,75$

Интенсивность (A_{C7}) составляющей $f_{\text{изн}}$ в автоспектре на режиме 0,85Ne, $y = 660,6x - 4,45$ (рисунок 6.6).

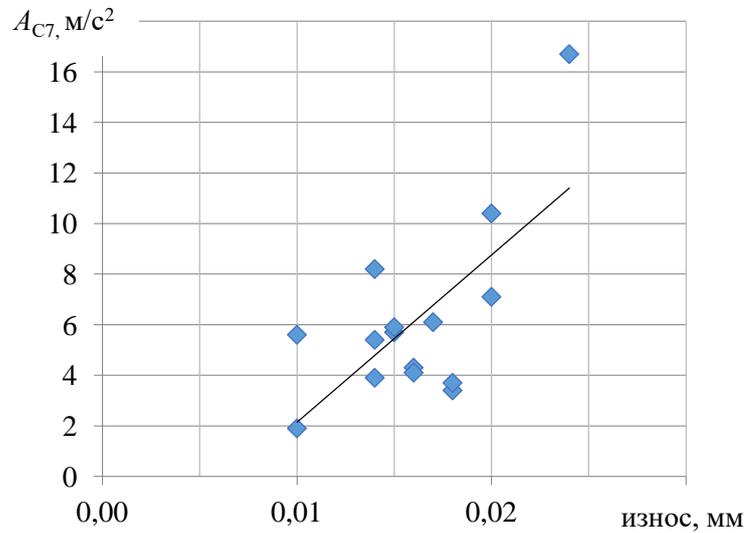


Рисунок 6.6 – Зависимость интенсивности A_{C7} от величины износа 2, $r = 0,68$

Интенсивность (A_{C7M}) составляющей $f_{\text{изн}}$ в спектре максимумов на режиме 0,85Ne, $y = 312,2x - 1,96$ (рисунок 6.7).

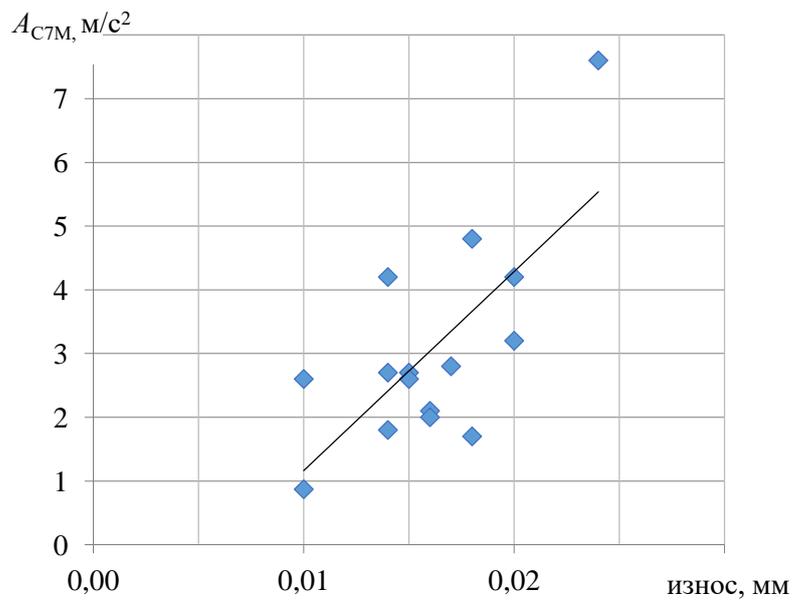


Рисунок 6.7 – Зависимость интенсивности A_{C7M} от величины износа 2, $r = 0,71$

Интенсивность n -мерного вектора ($A_{C7\Sigma}$) от $f_{\text{изн}}$ в автоспектре на режиме 0,85Ne по 5 составляющим, $y = 565,7x - 2,85$ (рисунок 6.8).

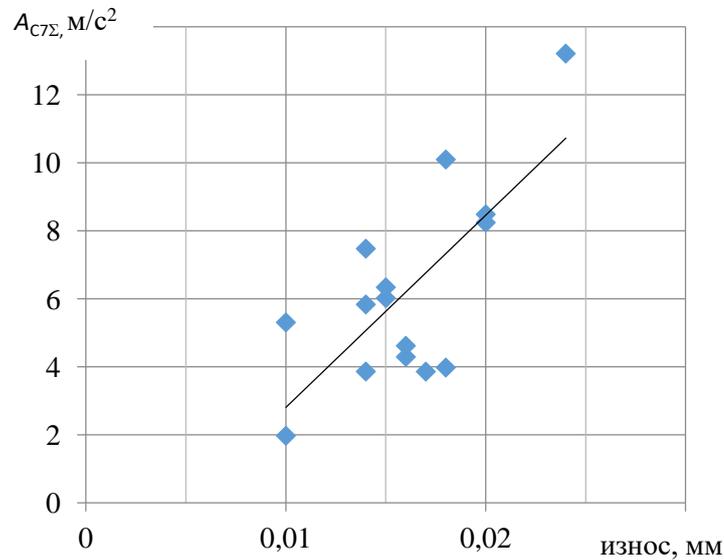


Рисунок 6.8 – Зависимость интенсивности $A_{C7\Sigma}$ от величины износа z , $r = 0,72$

Интенсивность n -мерного вектора ($A_{C7\Sigma M}$) от $f_{\text{изн}}$ в спектре максимумов на режиме 0,85Ne по 5 составляющим, $y = 282,8x - 1,23$ (рисунок 6.9).

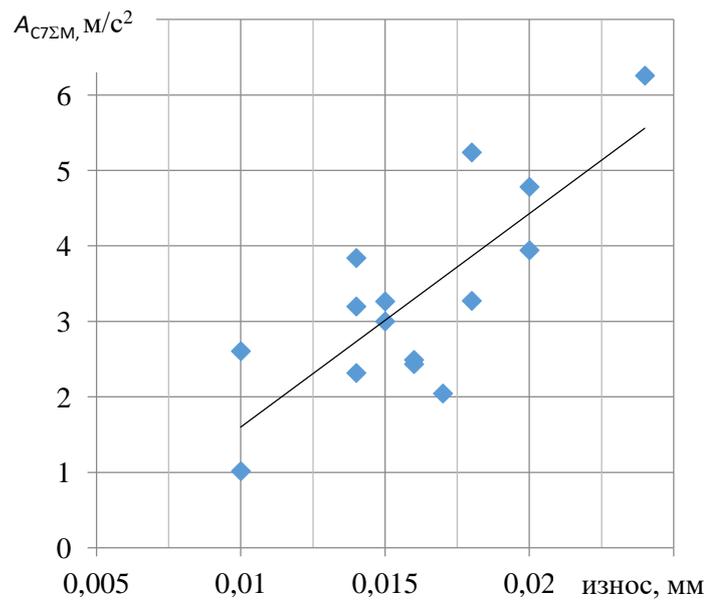


Рисунок 6.9 – Зависимость $A_{C7\Sigma M}$ от величины износа z , $r = 0,78$

Интенсивность n -мерного вектора ($A_{C12\Sigma}$) от f_{Z1} в автоспектре на режиме максимал по 3 составляющим, $y = 1098x - 11,1$, номер износа 1 (рисунок 6.10).

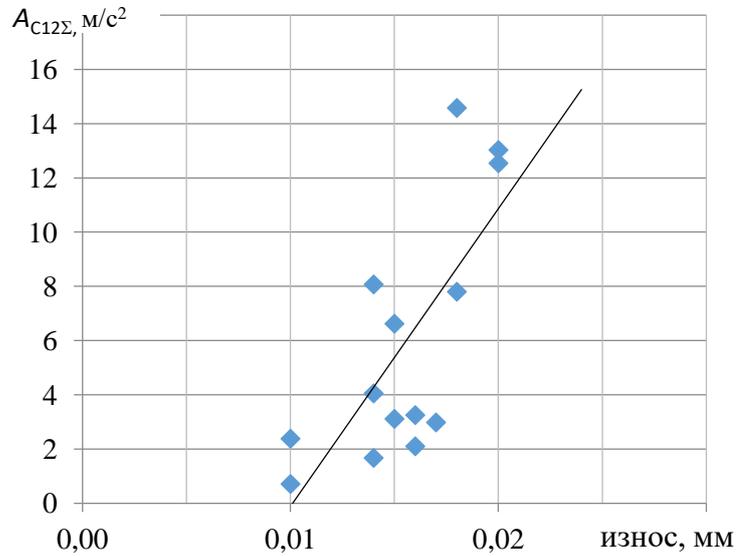


Рисунок 6.10 – Зависимость $A_{C12\Sigma}$ вектора в автоспектре от f_{Z1} от величины износа 1, $r = 0,73$

Интенсивность (A_K) составляющей f_P в спектре от спектра (аналог кепстра) на максимальном режиме, $y = 17,33x - 0,158$ (рисунок 6.11).

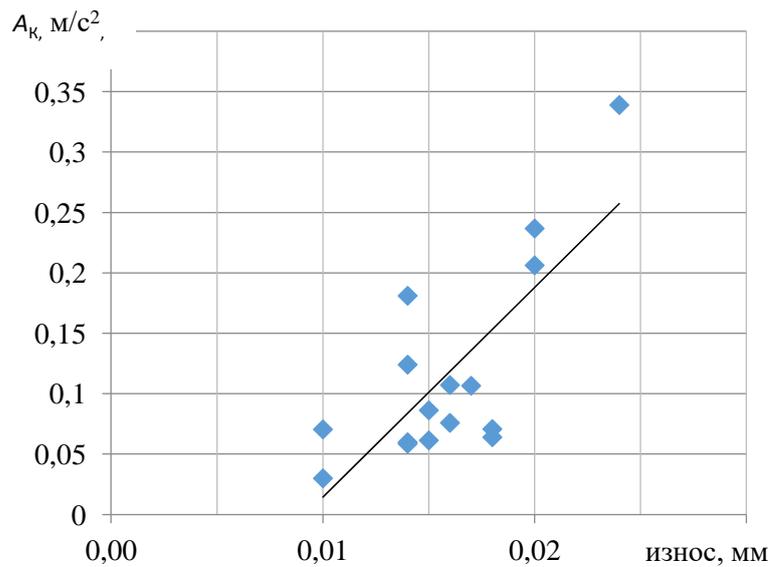


Рисунок 6.11 – Зависимость интенсивности A_K от величины износа 2, $r = 0,75$

Интенсивность n -мерного вектора ($A_{C2\Sigma}$) от f_2 по 6 составляющим на максимальном режиме в автоспектре, $y = 1615x - 14,85$ (рисунок 6.12).

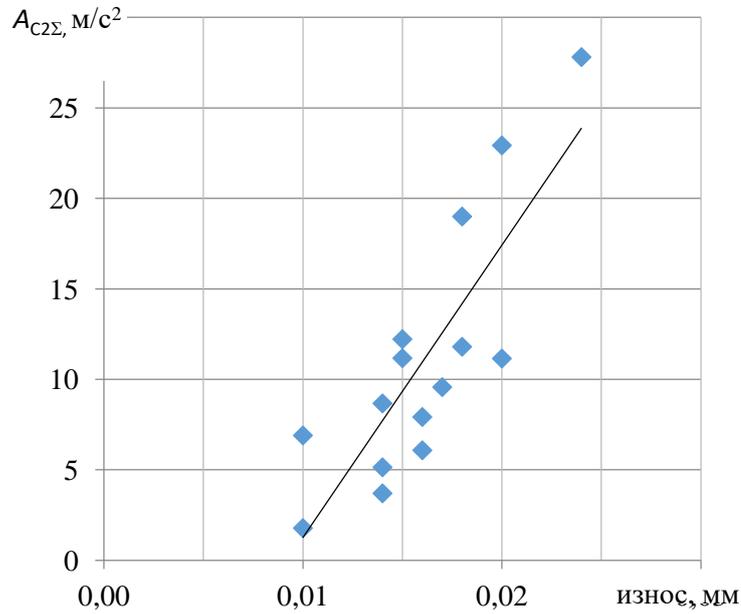


Рисунок 6.12 – Зависимость интенсивности $A_{C2\Sigma}$ в автоспектре от износа 2, $r = 0,83$

Интенсивность n -мерного вектора ($A_{C2\Sigma M}$) от f_2 по 6 составляющим на максимальном режиме работы в спектре максимумов $y = 642,9x - 5,04$, номер износа 2 (рисунок 6.13).

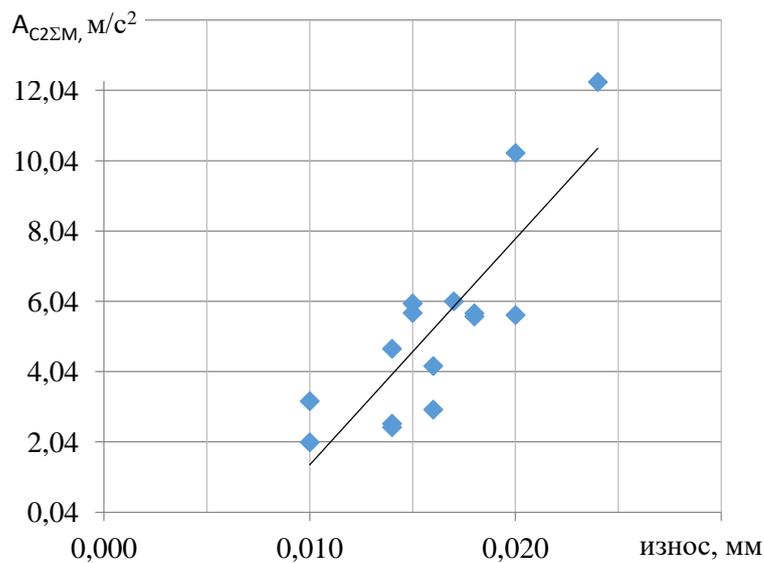


Рисунок 6.13 – Зависимость интенсивности $A_{C2\Sigma M}$ от износа 2, $r = 0,84$

Интенсивность (A_{C4M}) составляющей f_4 для максимумов процесса, $y = 12315x^2 - 151,6x + 2,746$ (рисунок 6.14).

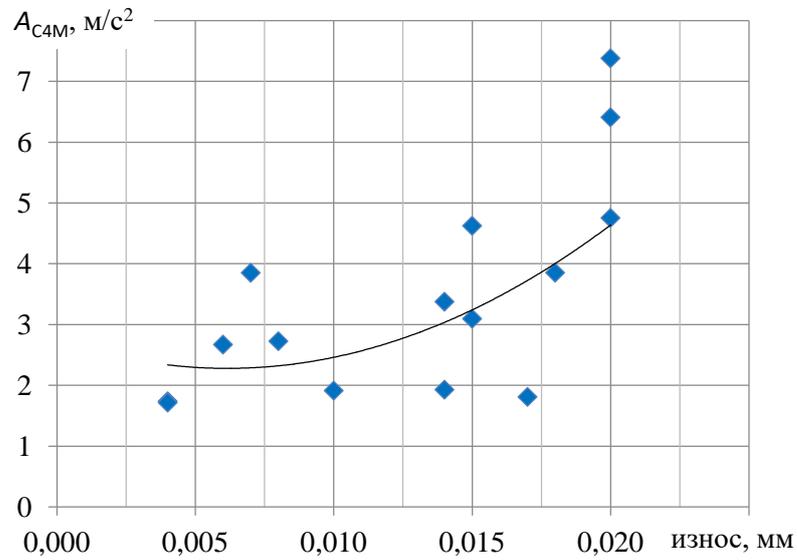


Рисунок 6.14 – Зависимость интенсивности составляющей A_{C4M} от износа 2, $r = 0,70$

Интенсивность n -мерного вектора ($A_{C4\Sigma}$) по 5 составляющим от гармоники f_4 в автоспектре, $y = 837,3x - 7,47$ (рисунок 6.15).

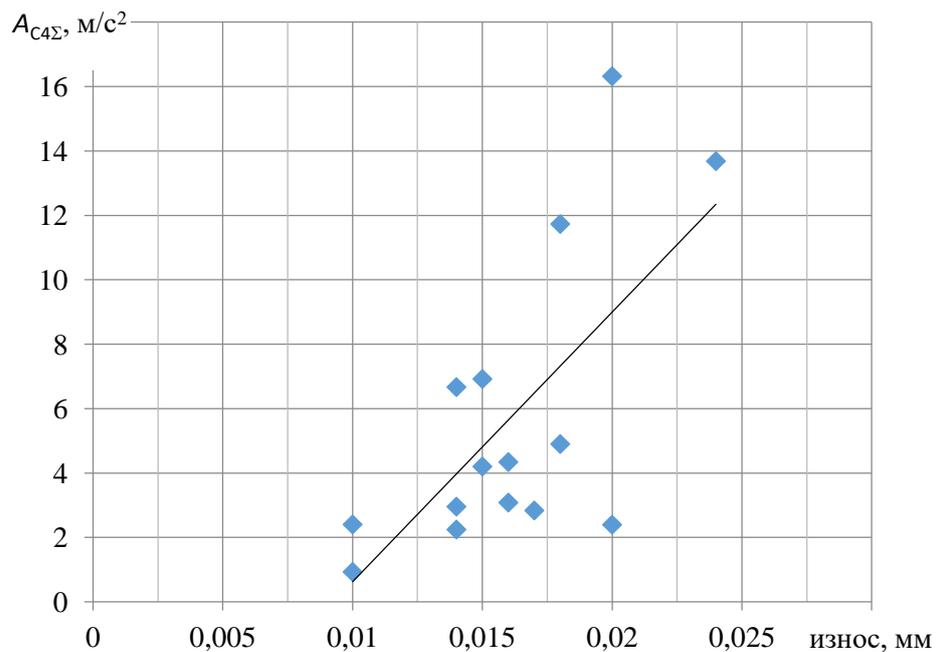


Рисунок 6.15 – Зависимость интенсивности $A_{C4\Sigma}$ от износа 2, $r = 0,67$

Интенсивность n -мерного вектора ($A_{C4\Sigma M}$) по 5 составляющим от гармоники f_4 в спектре максимумов, $y = 368,3 - 3,098$ (рисунок 6.16).

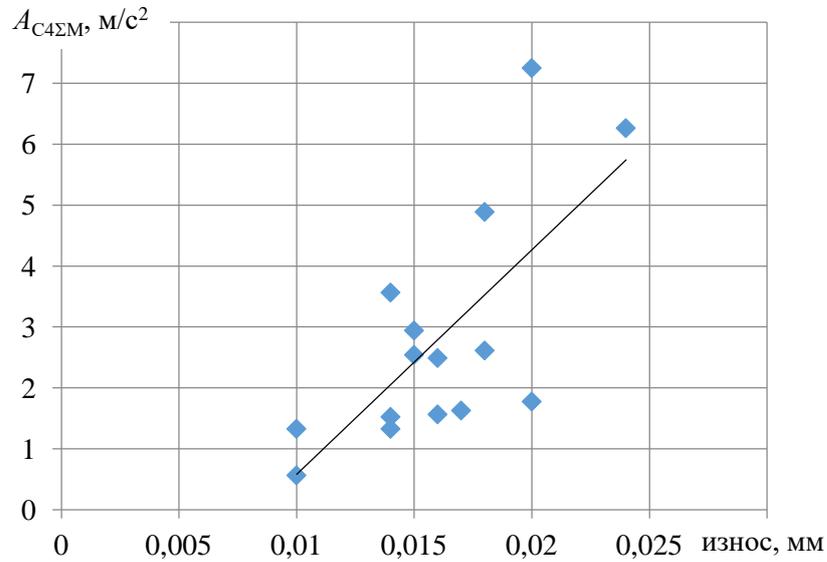


Рисунок 6.16 – Зависимость интенсивности $A_{C4\Sigma M}$ от износа 2, $r = 0,71$

Интенсивность n -мерного вектора ($A_{C4\Sigma M}$) по 5 составляющим от гармоники f_4 в спектре максимумов, $y = 48918x^2 - 1873x + 20,85$ (рисунок 6.17).

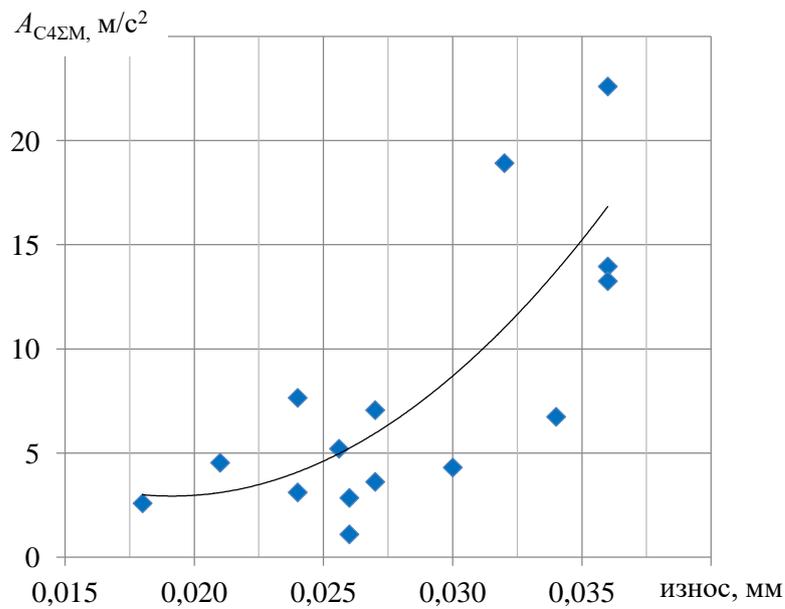


Рисунок 6.17 – Зависимость интенсивности $A_{C4\Sigma M}$ от износа 4, $r = 0,73$

Интенсивность n -мерного вектора от ($A_{C2\Sigma M}$) составляющей $32,82f_p/6$ по 6 составляющим. Спектр максимумов позволил получить значимые зависимости для двух типов износов. На рисунке 6.18 представлены данные для износа 4. Уравнение аппроксимации имеет вид $y = 12213x^2 - 453,8x + 6,171$.

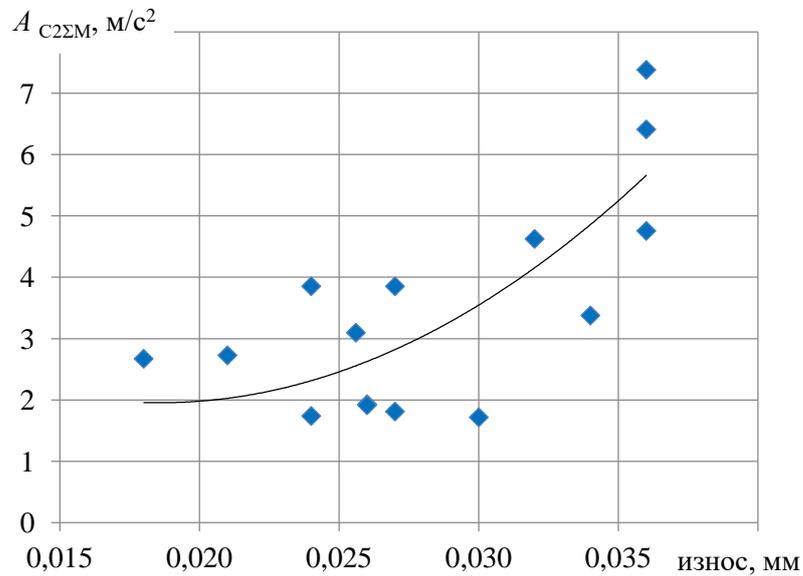


Рисунок 6.18 – Зависимость интенсивности $A_{C2\Sigma M}$ от величины износа 4, $r = 0,71$

На рисунках 6.19–6.22 представлены результаты анализа максимумов процессов в режиме расчёта спектра от спектра (аналог кепстра) интенсивности составляющей f_p (A_{PM}) и n -мерного вектора ($A_{P\Sigma M}$) по 5 гармоникам.

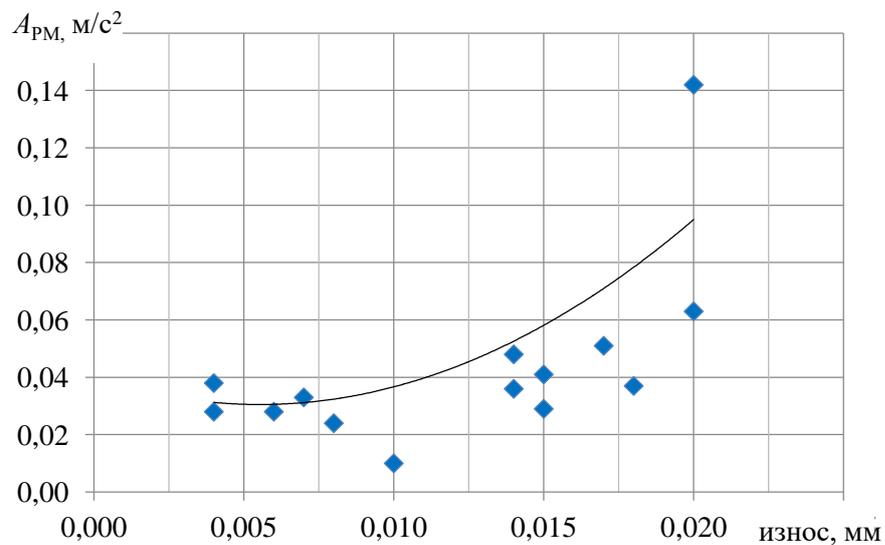


Рисунок 6.19 – Зависимость A_{PM} от износа 1, $r = 0,69$

Уравнение аппроксимации имеет вид $y=307,8x^2 - 3,405x + 0,039$.

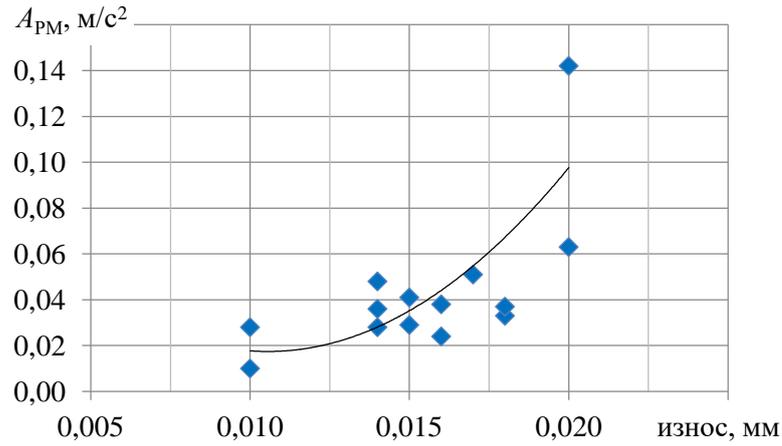


Рисунок 6.20. Зависимость A_{PM} от износа 2, $r=0,70$

Уравнение аппроксимации имеет вид $y = 898,5x^2 - 18,96x + 0,117$.

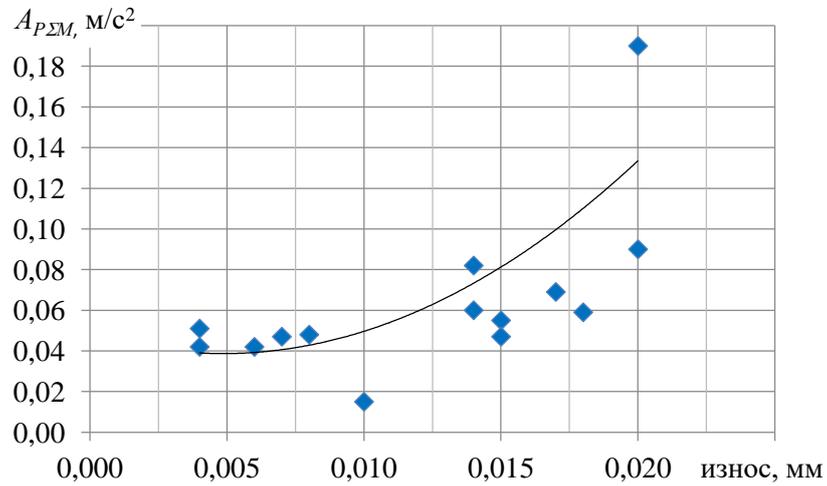


Рисунок 6.21 – Зависимость $A_{PΣM}$ от износа 1, $r = 0,68$

Уравнение аппроксимации имеет вид $y = 413,3x^2 - 4,051x + 0,048$.

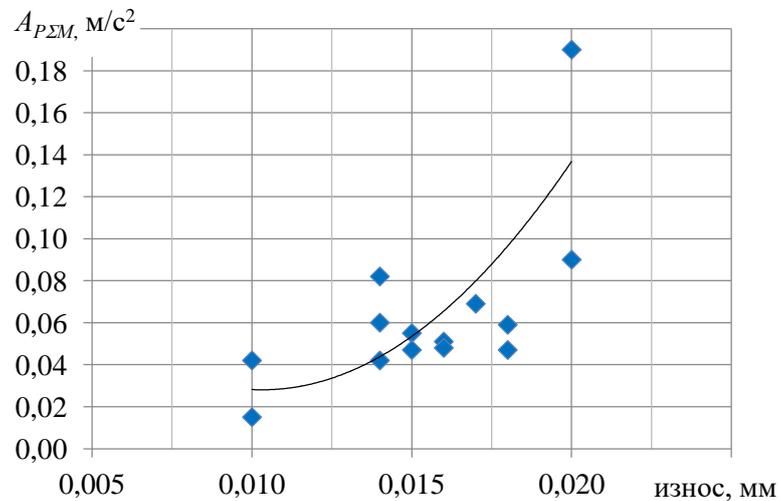


Рисунок 6.22 –Зависимость $A_{PΣM}$ от полного износа 2, $r = 0,67$

Уравнение аппроксимации имеет вид $y = 1159x^2 - 23,93x + 0,151$.

Анализ данных для автоспектра и спектра максимумов показал, что последний обеспечивает получение большей величины параметра r .

6.3. Диагностические признаки износа боковых поверхностей зубьев на основе анализа параметров зубцовой спектральной составляющей

Выявленное изменение ширины спектральной линии зубцовой составляющей с развитием износа боковых поверхностей зубьев [227] даёт основание использовать её параметры в разработке ряда новых диагностических признаков износа [277].

Анализировались следующие параметры:

- Π_1 – ширина спектральной линии на уровне 0,5 относительно максимального значения;
- Π_2 – ширина спектральной линии на уровне $1/e$ от максимального значения;
- Π_3 – максимальная ширина спектральной линии, определяемая по точкам пересечения её огибающей справа и слева со значениями общего вибрационного фона;
- разности $\Pi_2 - \Pi_1$, $\Pi_3 - \Pi_1$, $\Pi_3 - \Pi_2$;
- A – амплитудное значение интенсивности спектральной составляющей при разрешении по частоте 1,76 Гц (режим автоспектра);
- $S_{СПМ}$ – спектральная плотность мощности на частоте зубцовой составляющей.

Выбор уровней оценки параметров 0,5 и $1/e$ относительно максимального значения продиктован тем, что именно для этих значений предложены аналитические соотношения, определяющие ширину линии спектральной составляющей, модулированной по частоте некоторым узкополосным процессом. Максимальная ширина обеспечивает учёт полной ширины спектральной составляющей.

Исследовались двигатели с разной степенью износа боковых поверхностей зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты» дифференциального редуктора

турбовинтового двигателя. Четыре вида износа для используемых двигателей представлены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Значения износов

№ двигателя	Износ, мм			
	1	2	3	4
1	0,006	0,010	0,015	0,018
2	0,004	0,014	0,007	0,030
3	0,017	0,017	0,025	0,027
4	0,008	0,016	0,013	0,021
5	0,014	0,014	0,034	0,034
6	0,007	0,018	0,017	0,027
7	0,018	0,018	0,024	0,024
8	0,015	0,013	0,032	0,032
9	0,020	0,020	0,034	0,036
10	0,020	0,020	0,024	0,036

Соответствующие экспериментальные данные по исследуемым характеристикам приведены в таблице 6.2.

Таблица 6.2 – Значения исследуемых параметров

№ двигателя	Π_1 Гц	Π_2 Гц	Π_3 Гц	$\Pi_2 - \Pi_1$, Гц	$\Pi_3 - \Pi_1$ Гц	$\Pi_3 - \Pi_2$ Гц	A , м/с ²	S , (м/с ²) ² /Гц
1	6,2	7,7	12,4	1,5	6,2	4,7	0,54	2,90
2	8,7	10,1	18,4	1,4	9,7	8,3	2,47	5,20
3	8,6	10,2	17,7	1,6	9,1	7,5	1,10	3,40
4	10,6	12,2	17,5	1,6	6,9	5,3	0,88	3,90
5	8,7	10,8	21,0	2,1	12,3	13,4	7,09	9,00
6	8,5	9,7	14,0	1,2	5,5	4,3	7,58	3,40
7	7,3	10,1	15,3	2,8	8,0	5,2	9,85	8,00
8	7,6	9,8	15,9	2,2	8,3	6,1	65,83	5,20
9	7,9	10,2	21,1	2,3	13,2	10,9	31,66	19,40
10	21,3	23,1	33,3	1,8	12,0	12,0	42,26	28,10

Оценка связи исследуемых параметров с величинами износа дала максимальные значения коэффициентов корреляции (r) для следующих видов износов: $\Pi_1 - 0,50$ (износ 2), $\Pi_2 - 0,53$ (2), $\Pi_3 - 0,70$ (4), $\Pi_2 - \Pi_1 - 0,71$ (1), $\Pi_3 - \Pi_1 - 0,84$ (4),

$\Pi_3 - \Pi_2 = 0,81$ (4), $A = 0,57$ (4), $S = 0,79$ (4). Выполненный анализ показывает, что статистически значимыми являются коэффициенты корреляции параметров Π_3 , $\Pi_2 - \Pi_1$, $\Pi_3 - \Pi_1$, $\Pi_3 - \Pi_2$ и интенсивность зубцовой гармоники $S_{СИМ}$, полученная в режиме спектральной плотности мощности.

Ниже представлен графический вид зависимостей параметров, имеющих статистически значимые коэффициенты r (рисунки 6.23-6.27).

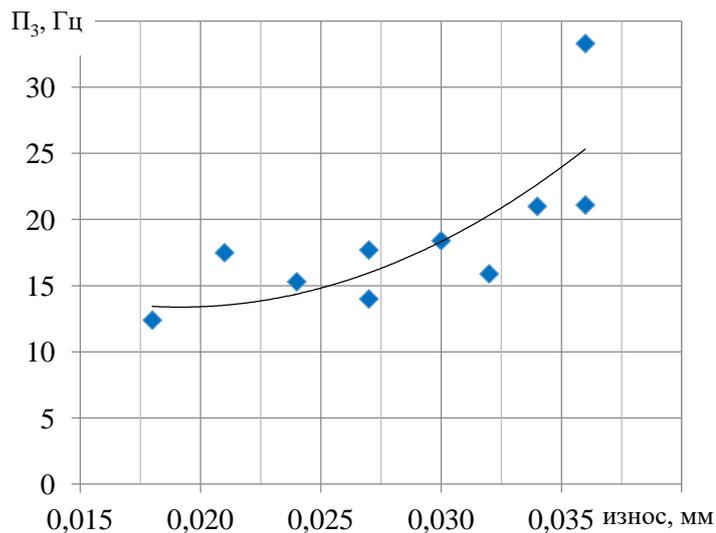


Рисунок 6.23 – Зависимость параметра Π_3 от величины износа 4, $r = 0,70$

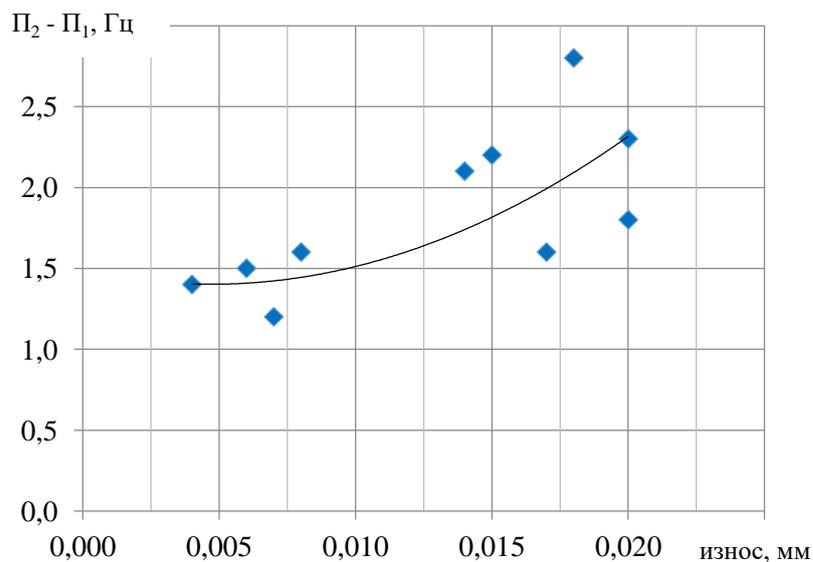


Рисунок 6.24 – Зависимость параметра $\Pi_2 - \Pi_1$ от величины износа 1, $r = 0,71$

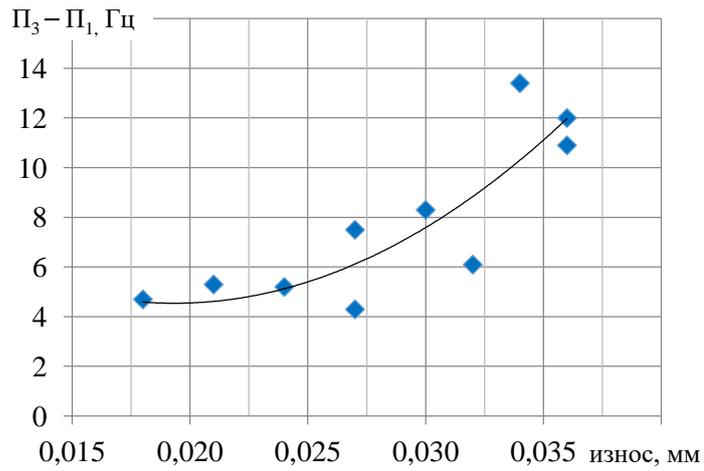


Рисунок 6.25 – Зависимость параметра $\Pi_3 - \Pi_1$ от величины износа 4, $r = 0,81$

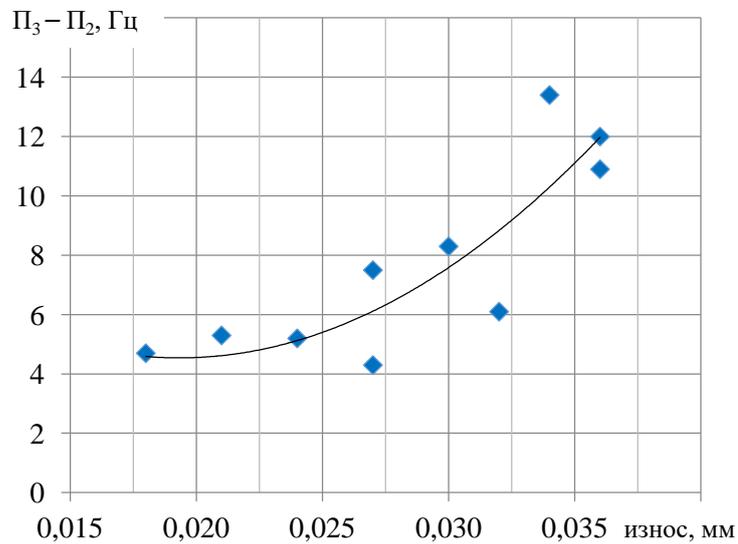


Рисунок 6.26 – Зависимость параметра $\Pi_3 - \Pi_2$ от величины износа 4, $r = 0,81$

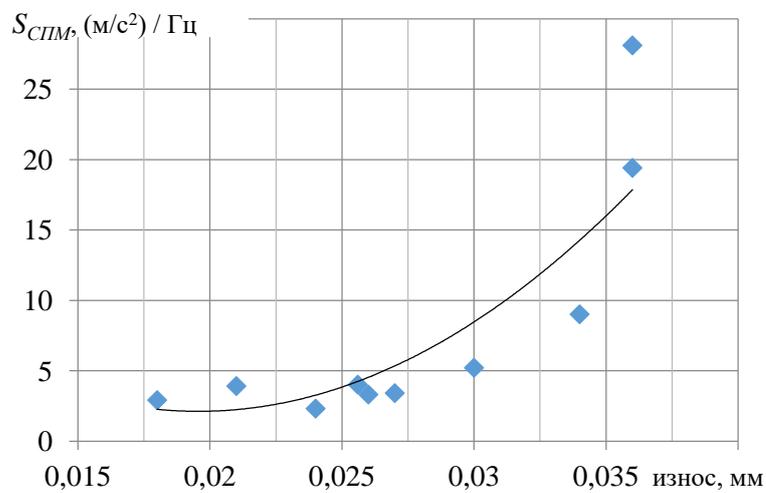


Рисунок 6.27 – Зависимость параметра $S_{СИМ}$ от величины износа 4, $r = 0,79$

Соответствующие уравнения аппроксимации имеют вид:

$$\begin{aligned} \Pi_3 - y &= 42139x^2 - 1614x + 28,84; & \Pi_3 - \Pi_2 - y &= 26748x^2 - 1034x + 14,53; \\ \Pi_2 - \Pi_1 - y &= 3898x^2 - 36,62x + 1,488; & S_{СИМ} - y &= 58255x^2 - 2279x + 24,41. \\ \Pi_3 - \Pi_1 - y &= 21604x^2 - 826,7x + 14,36; \end{aligned}$$

Максимальное значение коэффициента корреляции для параметра $\Pi_2 - \Pi_1$ получено для износа 1 (максимальный износ солнечной шестерни относительно эвольвентограммы после последнего ремонта). Для остальных параметров – износ 4 (сумма максимальных износов солнечной шестерни и сателлитов, определённая относительно исходных эвольвентограмм).

Представленные данные показывают существенную нелинейность зависимостей исследованных характеристик от величины износа. Наибольшие коэффициенты корреляции получены для разностей максимальной ширины с её значениями на уровне 0,5 и 1/e для случая максимального полного износа. Наименьшее значение коэффициента корреляции выявлено для параметра максимальная ширина спектральной составляющей. Это, видимо, связано с недостаточно точным определением точки пересечения огибающей спектральной составляющей с уровнем вибрационного фона.

Выявленное влияние износа на ширину зубцовой спектральной составляющей и характеристики её интенсивности позволили предложить интегральную оценку величины износа в виде площади под кривой её спектральной плотности мощности (S_{Z1}). Соответствующие данные представлены на рисунке 6.28.

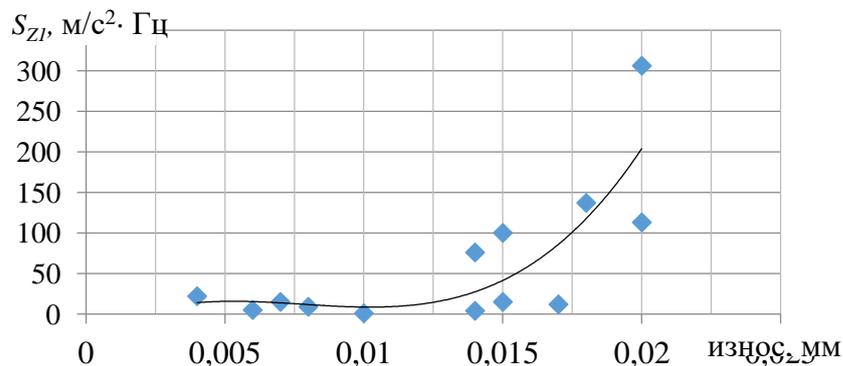


Рисунок 6.28 – Зависимость S_{Z1} спектральной составляющей от величины износа 2, $r = 0,69$

Уравнение аппроксимации имеет вид: $y = 1E+08x^3 - 3E + 06x^2 + 19406x - 26,62$.

6.4. Вибродиагностика износа зубьев зубчатого зацепления по диагностическим признакам расцентровки

Износ боковых поверхностей зубьев рассматриваемой пары неизбежно приведёт к расцентровке блока «солнечная шестерня – сателлитодержатель». В работе [83] показано, что, например, для двухступенчатого планетарного редуктора расцентровка первой и второй ступеней приводит к быстрому его выходу из строя. Этот дефект в практике вибродиагностики определяется появлением второй, а иногда ещё и третьей гармоник (см. раздел 4.6). Выполненный анализ показывает, что данные диагностические признаки достаточно эффективны в вибродиагностике величины износа боковых поверхностей зубьев авиационных редукторов. В рассматриваемом случае в качестве исследуемых гармоник выступают частота вращения сателлитодержателя (первая винтовая гармоника) и частота вращения солнечной шестерни (ротора ТК). В качестве диагностических признаков рассматривались: вторая роторная гармоника частоты вращения ТК (вторая гармоника частоты вращения солнечной шестерни), вторая и третья гармоники частоты вращения сателлитодержателя (вторая и третья винтовые гармоники). Режим работы двигателя – максимальный. Предварительный анализ показал, что наиболее чувствительными являются соответствующие параметры частотной и амплитудной модуляций на исследуемых составляющих. На рисунках 6.29–6.31 представлены данные по влиянию величины износа на индексы ЧМ на частоте второй гармоники вращения солнечной шестерни. Анализировался узкополосный процесс с зубцовой гармоникой пересопряжения зубьев солнечной шестерни и сателлитов в полосе $f_{z1} \pm 15\%$ от центральной частоты. Соответствующие уравнения аппроксимации имеют вид:

$$- y = 0,691x + 0,028;$$

$$- y = 0,456x + 0,026;$$

$$- y = 0,77x + 0,015.$$

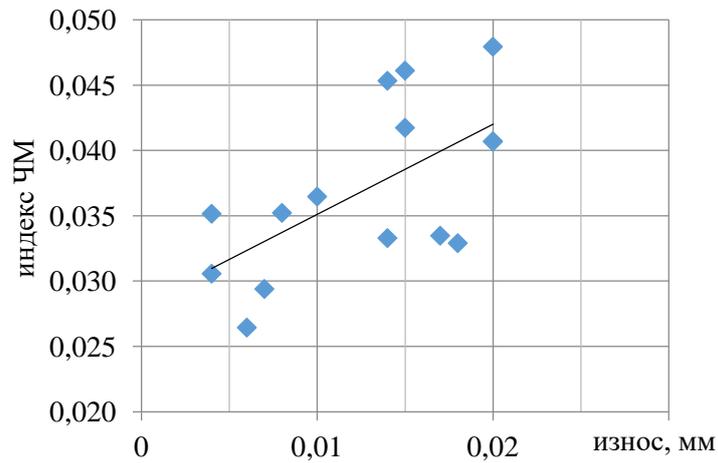


Рисунок 6.29 – Зависимость индекса ЧМ на частоте $2f_p$ от износа 1, $r=0,65$

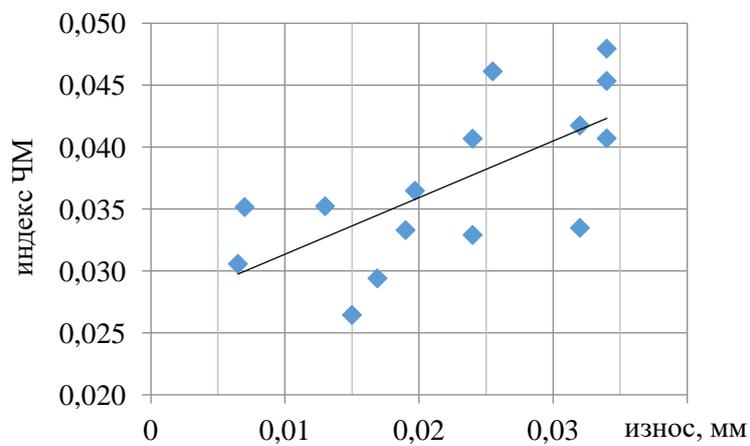


Рисунок 6.30 – Зависимость индекса ЧМ на частоте $2f_p$ от величины износа 3, $r=0,66$

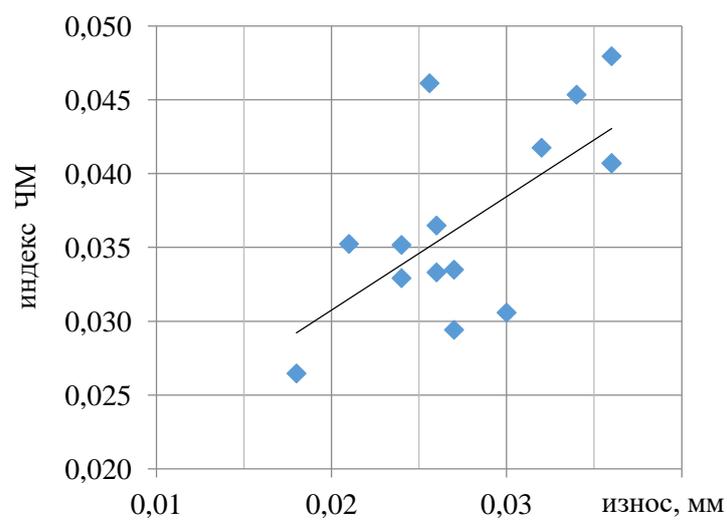


Рисунок 6.31 – Зависимость индекса ЧМ на частоте $2f_p$ от величины износа 4, $r=0,67$

На рисунке 6.32 представлены соответствующие данные по глубине АМ на частоте второй винтовой гармоники ($2f_{ВГ}$). Данные получены для тех же условий, что и для ЧМ.

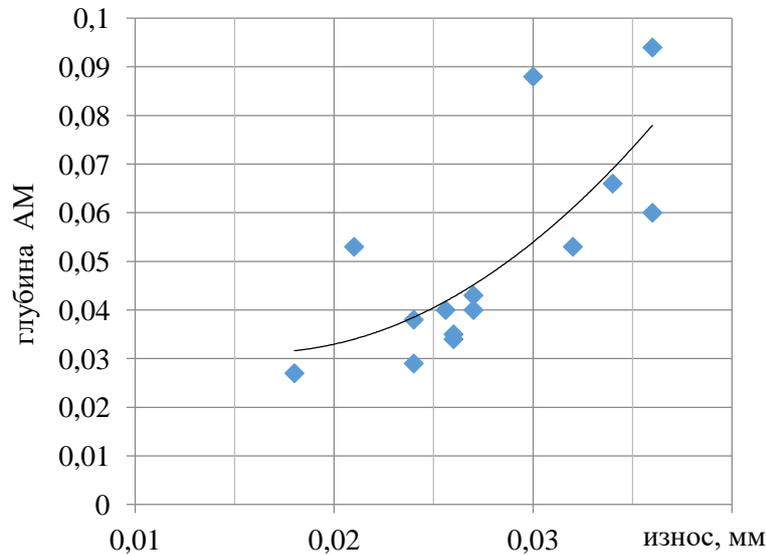


Рисунок 6.32 – Зависимость глубины АМ на частоте $2f_{ВГ}$ от износа 4, $r=0,73$

Уравнение аппроксимации имеет вид $y = 119,1x^2 - 3,861x + 0,062$.

На рисунке 6.33 приведены данные по $3f_{ВГ}$. Исследовался узкополосный процесс с центральной частотой $1/6f_{Z1}$ в полосе $\pm 15\%$.

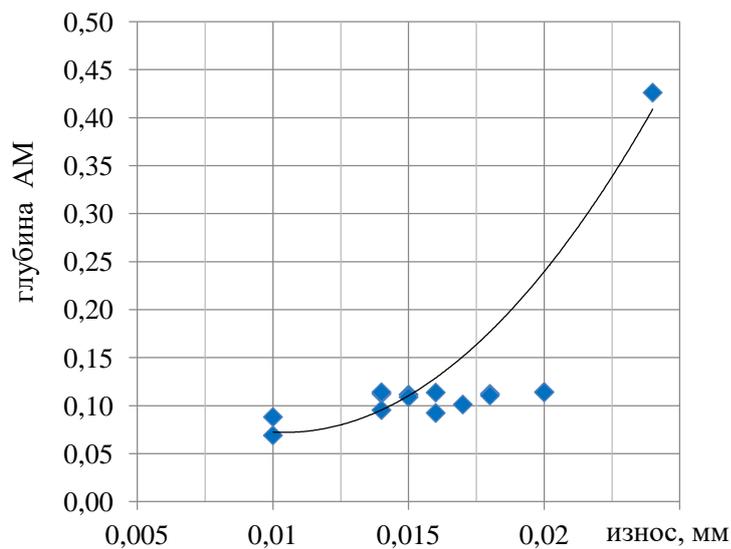


Рисунок 6.33 – Зависимость глубины АМ на частоте $3f_{ВГ}$ от износа 2, $r = 0,74$

Уравнение аппроксимации имеет вид $y = 1828x^2 - 38,14x + 0,271$.

На рисунке 6.34 приведены данные по $2f_p$. Условия те же, что и для рисунка 6.34. Уравнение аппроксимации имеет вид $y = 780,7x^2 - 29,65x + 0,385$.

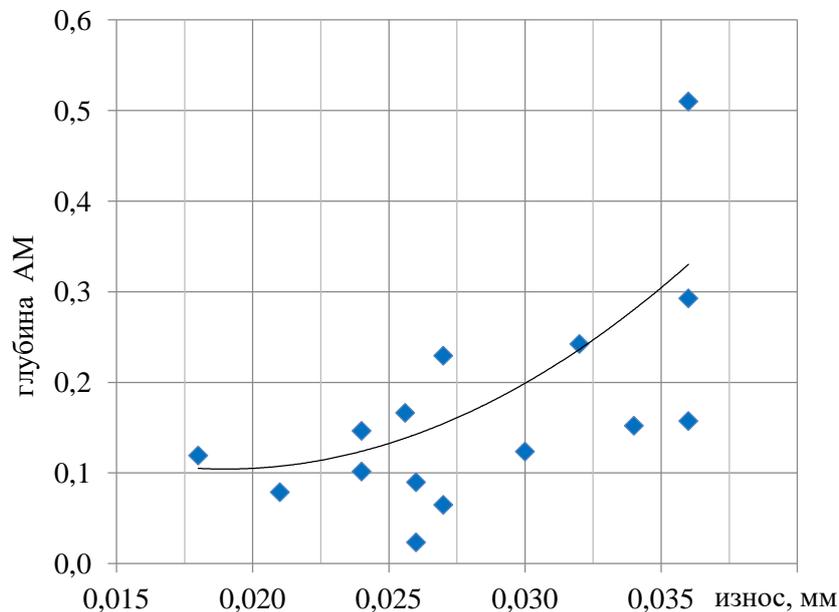


Рисунок 6.34 – Зависимость глубины АМ на частоте $2f_p$ от износа 4, $r = 0,65$

Полученные результаты показывают, что характеристики расцентровки солнечной шестерни и сателлитодержателя позволяют диагностировать износ боковых поверхностей зубьев этой пары по характеристикам расцентровок.

6.5. Диагностические признаки на основе анализа модуляционных явлений и оценки текущей частоты узкополосного процесса

Оценка параметров АМ и ЧМ выполнена с учётом рекомендаций работ [26, 27, 67, 259]. В [26] показано, что при использовании преобразования Гильберта для оценки параметров ЧМ при наличии также АМ возникают существенные погрешности. Поэтому далее для получения массива текущей частоты узкополосного процесса использовалась разработанная методика и соответствующая программа «частота узкополосного процесса» (см. Приложение Г) [217] с последующим расчётом требуемых параметров.

6.5.1. Признаки на основе глубины амплитудной модуляции

Методика расчёта глубины АМ приведена в разделе 5. Представление полученного спектра производится в диапазоне частот не более половины ширины фильтра, выделяющего узкополосный процесс [89]. При расчете n -мерного вектора от составляющих спектра огибающей он выполняется до его нормирования средним значением огибающей.

Глубина АМ на частоте 15,8 Гц. Как отмечалось выше, данная составляющая может иметь два источника. С одной стороны, это половинная гармоника от 31,6 Гц (ЧСЗ) или разностная между составляющей f_p^* и частотой вращения спутников. Глубина АМ на частоте 15,8 Гц (m_1) определялась в полосе $3f_p^* \pm 60$ Гц, уравнение линейной аппроксимации имеет вид $y = 2,516x + 0,065$. Графический вид данных представлен на рисунке 6.35.

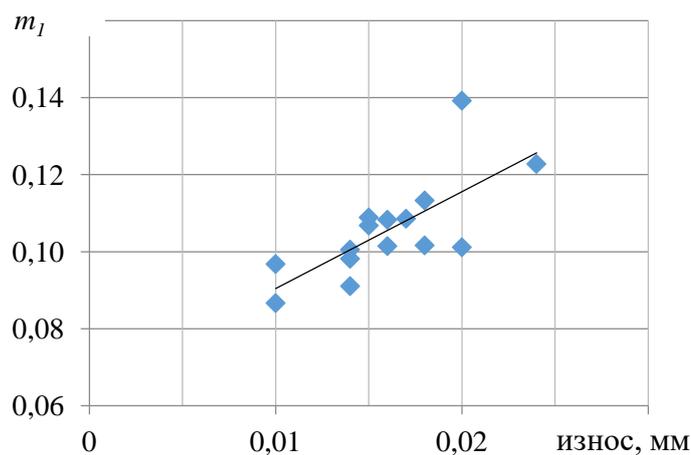


Рисунок 6.35 – Зависимость глубины m_1 от величины износа 2, $r = 0,73$

Ниже представлены данные по анализу глубины АМ по максимумам процесса в полосе 637–848 Гц (центральная частота равна $1/6$ от $32,82f_p$) на частотах, соответствующих гармоникам 1 вг (m_2) и 3 вг (m_3). Уравнения аппроксимации имеют вид:

$$1 \text{ вг } y = 834,5x^2 - 19,60x + 0,214;$$

$$3 \text{ вг } y = 1482x^2 - 32,30x + 0,253.$$

Соответствующий графический вид представлен на рисунках 6.36, 6.37.

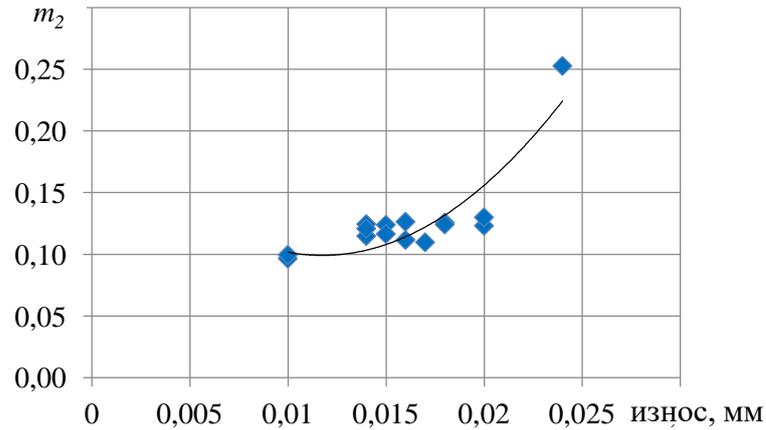


Рисунок 6.36 – Зависимость m_2 от износа 2, $r = 0,78$

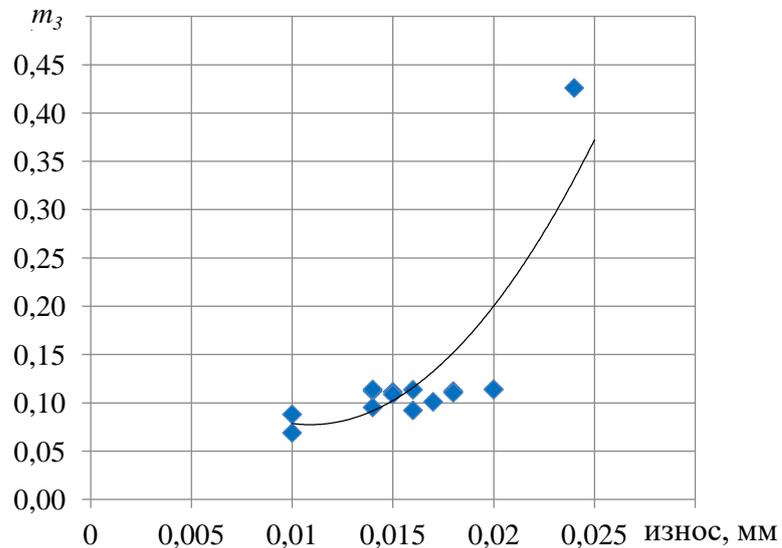


Рисунок 6.37 – Зависимость m_3 от износа 2, $r = 0,76$

6.5.2 Интенсивность n -мерного вектора в спектре огибающей

Данная характеристика оценивалась по следующим составляющим:

- от f_{B2} по 5-ти составляющим ($A_{O\Sigma 1}$) в полосе $32,82 f_p^* \pm 100$ Гц,
 $y = 816,2x - 15,76$;
- от f_p по 7-ми составляющим ($A_{O\Sigma 2}$) в полосе $32,82 f_p^* \pm 15\%$, $y = 636,2x - 1,086$;

– от f_p по 7-ми составляющим ($A_{O\Sigma 3}$) в полосе $32,82f_p^* \pm 15\%$, $y = 1132x - 10,81$;

– от f_p по 7-ми составляющим ($A_{O\Sigma 4}$) в полосе $32,82f_p^* \pm 15\%$, $y = 677,7x - 11,98$;

Все вышеприведенные диагностические признаки получены для максимальных режимов работы двигателя. Графический вид полученных данных представлен на рисунках 6.38–6.41.

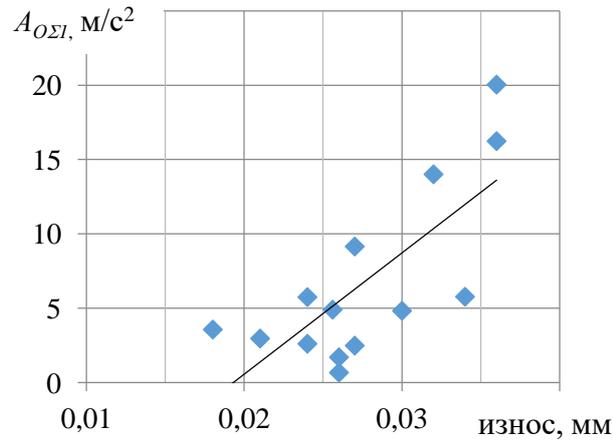


Рисунок 6.38 – Зависимость интенсивности $A_{O\Sigma 1}$ от величины износа 4, $r = 0,74$

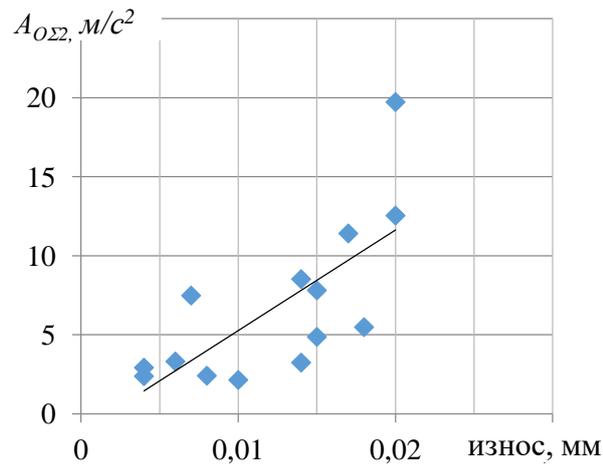


Рисунок 6.39 – Зависимость интенсивности $A_{O\Sigma 2}$ от износа 1, $r = 0,72$

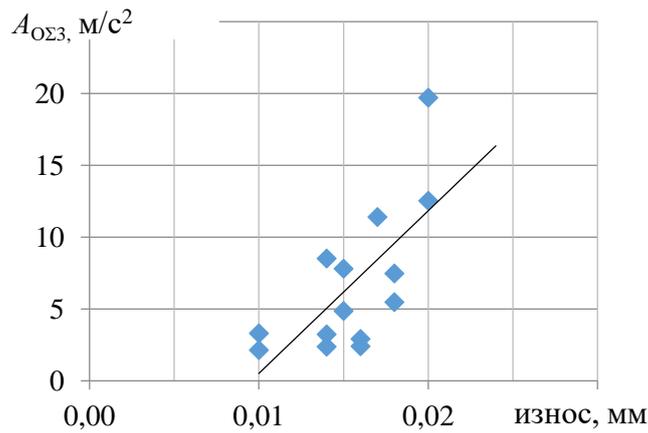


Рисунок 6.40 – Зависимость интенсивности $A_{O\Sigma 3}$ от износа 2, $r = 0,69$

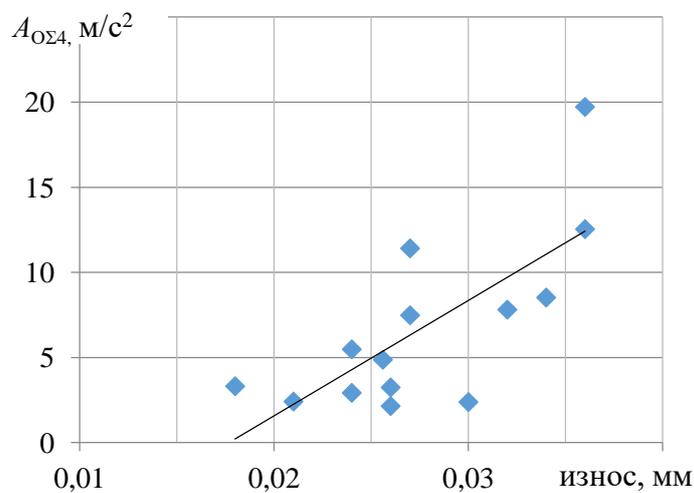


Рисунок 6.41 – Зависимость интенсивности $A_{O\Sigma 4}$ от износа 4, $r = 0,72$

6.5.3. Признаки на основе изменения параметров частоты узкополосного процесса

В данном подразделе представлены данные по индексу частотной модуляции и дисперсии девиации частоты.

Индекс частотной модуляции (ν_1) в полосе $f_{z1} \pm 15\%$ на частоте f_1 . Соответствующий графический вид представлен на рисунке 6.42.

Уравнение аппроксимации имеет вид $y = 2056x^2 - 78,23x + 0,966$.

На рисунке 6.43 представлены данные по индексу ЧМ (ν_2) в полосе $3f_{изн} \pm 15\%$ на частоте $3f_p$. Уравнение линейной аппроксимации $y = 2,445x + 0,067$.

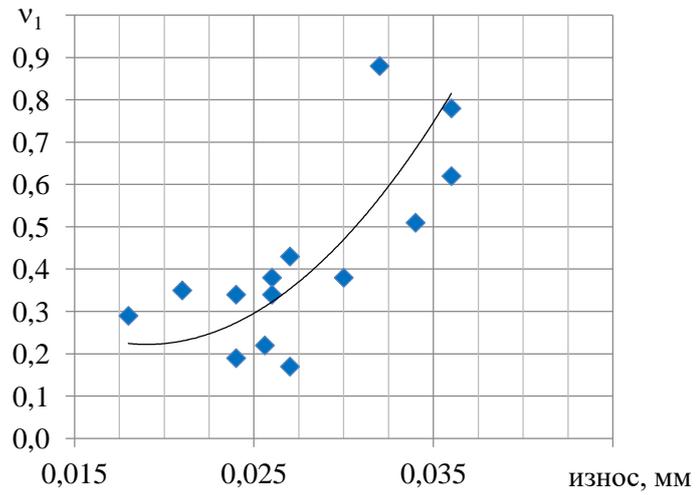


Рисунок 6.42 – Зависимость v_1 от величины износа 4, $r = 0,67$

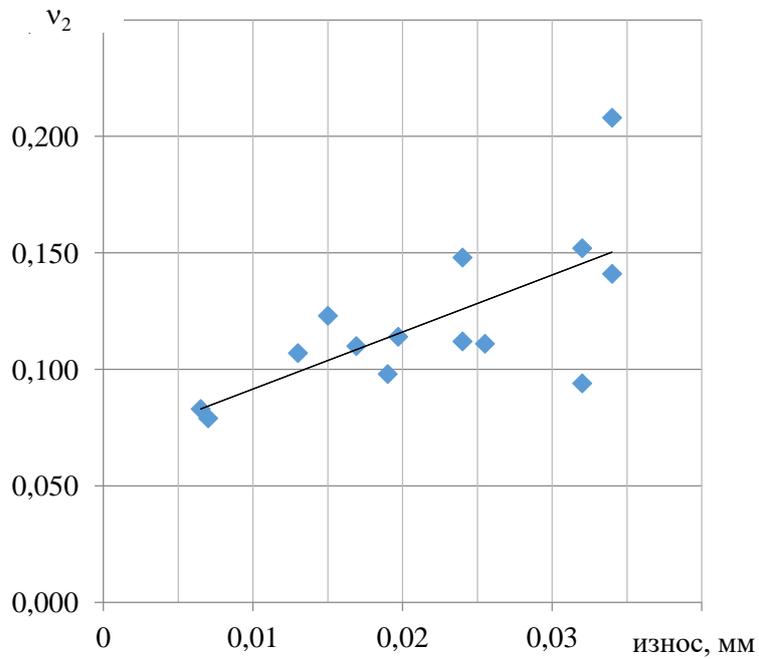


Рисунок 6.43 – Зависимость (v_2) от величины износа 3, $r = 0,68$

На рисунке 6.44 представлены результаты анализа дисперсии текущей частоты узкополосного процесса (D_{Z1}) в полосе $32,82f_p \pm 10$ Гц.

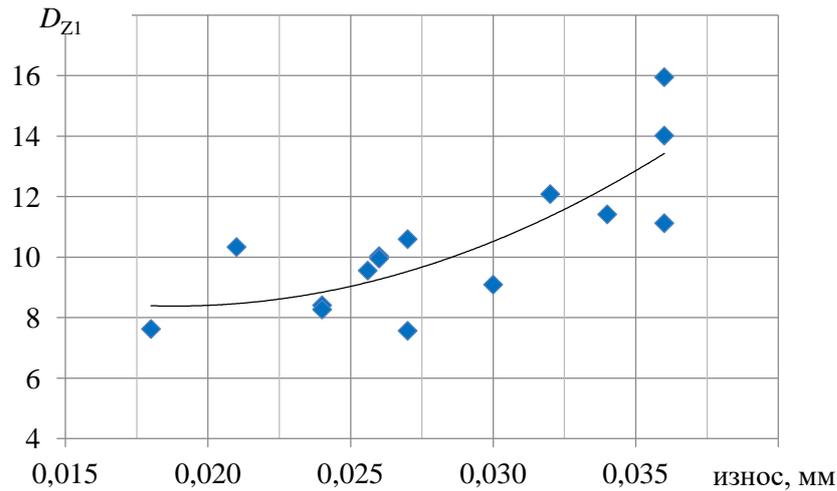


Рисунок 6.44 – Зависимость D_{Z1} от износа 4, $r = 0,77$

Уравнение аппроксимации имеет вид $y = 17117x^2 - 644,5x + 14,44$.

6.6. Диагностические признаки на основе взаимных характеристик

Для повышения надежности выделения диагностических признаков в ряде случаев используется анализ вибрационных процессов при параллельных измерениях. Для их анализа воспользуемся взаимным спектром и функцией когерентности [64]. Обычно взаимный спектр выражают через модуль и фазу:

$$G_{xy}(f) = [C_{xy}^2(f) + Q_{xy}^2(f)]^{\frac{1}{2}},$$

$$Q_{xy}(f) = \arctg \left[\frac{Q_{xy}(f)}{C_{xy}(f)} \right],$$

где $C_{xy}(f)$ – комплексная плотность, $Q_{xy}(f)$ – квадратурная спектральная плотность.

Функция когерентности определяется по соотношению в интервале $0 \leq \gamma^2(f) \leq 1$.

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{[G_{xy}(f)]^2}{G_{xx}(f) \times G_{yy}(f)}$$

Анализировались взаимные характеристики данных вибропреобразователей, установленных на стыке картеров компрессора и редуктора и на картере вала

заднего-винта (см. раздел 5.1). Здесь значимые коэффициенты корреляции получены для следующих признаков. Функция когерентности (K_1) на частоте 31,6 Гц для датчиков, установленных в горизонтальном направлении. Соответствующие данные представлены на рисунке 6.45. Уравнение линейной аппроксимации имеет вид $y = 23,22x - 0,257$.

Функция когерентности (K_2) на частоте $f_{\text{изн}}$ для датчиков, установленных в горизонтальном направлении. Уравнение аппроксимации $y = 2459x^2 - 28,69x + 0,154$, износ 1. Данные представлены на рисунке 6.46.

Функция когерентности (K_3) на частоте $f_{\text{изн}}$ для датчиков, установленных в вертикальном направлении от максимумов широкополосной вибрации. Данные представлены на рисунке 6.47. Уравнение линейной аппроксимации $y = 27,63x - 0,312$.

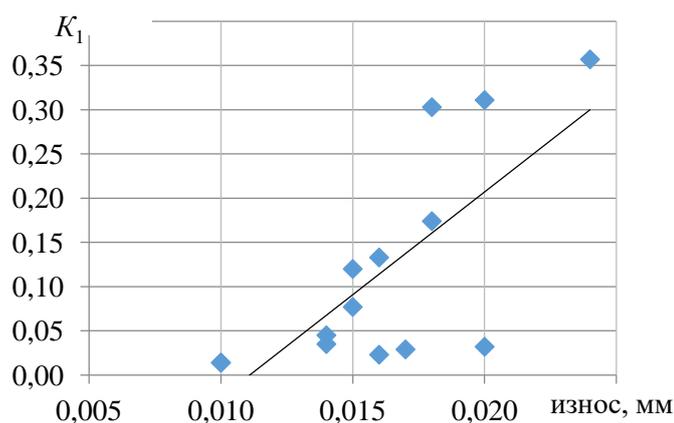


Рисунок 6.45 – Зависимость K_1 от величины износа 2, $r = 0,72$

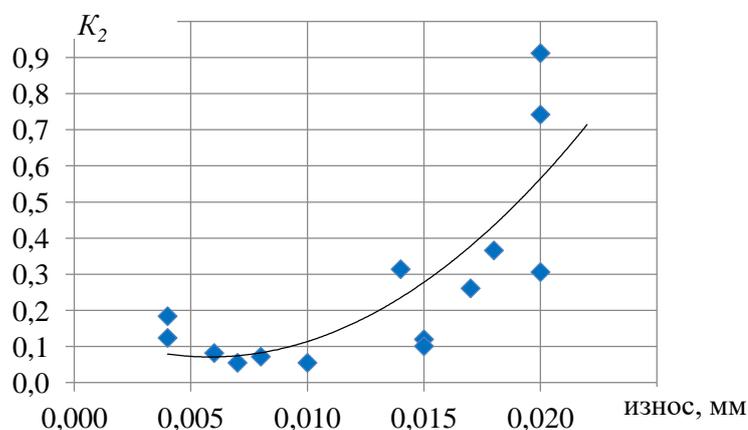


Рисунок 6.46 – Зависимость K_2 от величины износа 1, $r = 0,66$

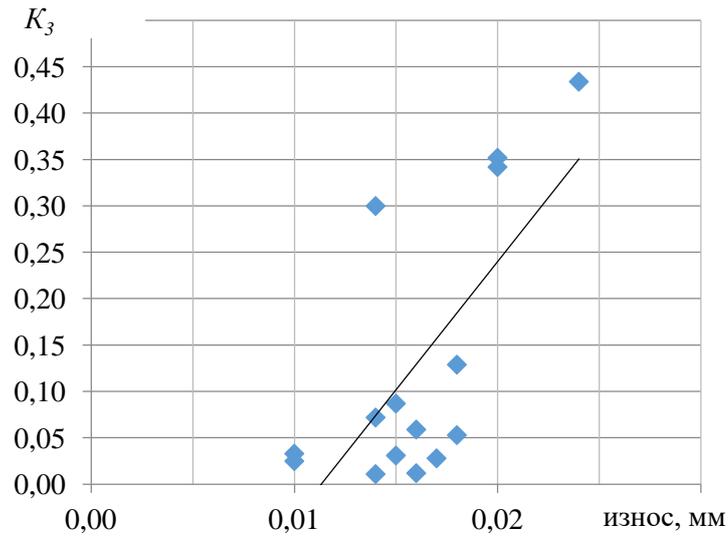


Рисунок 6.47 – Зависимость K_3 от величины износа 2, $r = 0,70$

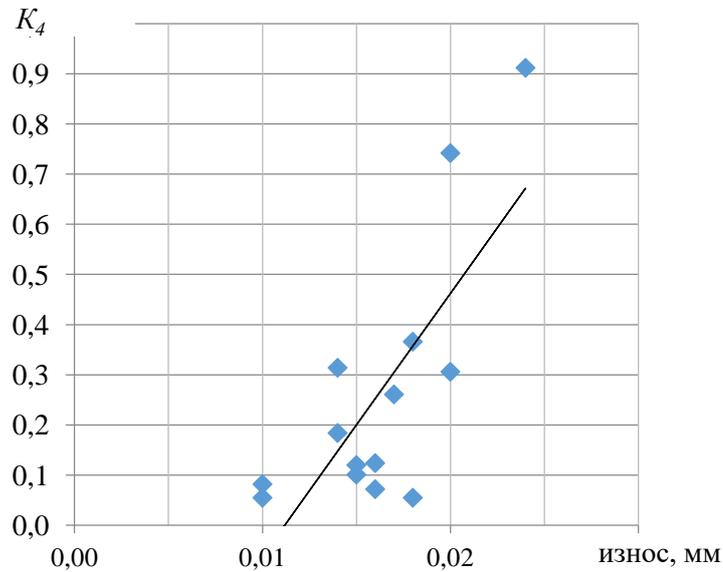


Рисунок 6.48 – Зависимость K_4 от величины износа 2, $r = 0,76$

Функция когерентности (K_5) на частоте $f_{\text{изн}}$ для датчиков, установленных в вертикальном направлении от максимумов широкополосной вибрации. Уравнение линейной аппроксимации $y = 1641x^2 - 65,13x + 0,665$, $r = 0,69$, номер износа 4 (рисунок 6.49).

Функция когерентности (K_6) на частоте f_{z1} для датчиков, установленных в горизонтальном направлении. Уравнение линейной аппроксимации $y = 57,72x - 0,512$ (рисунок 6.50).

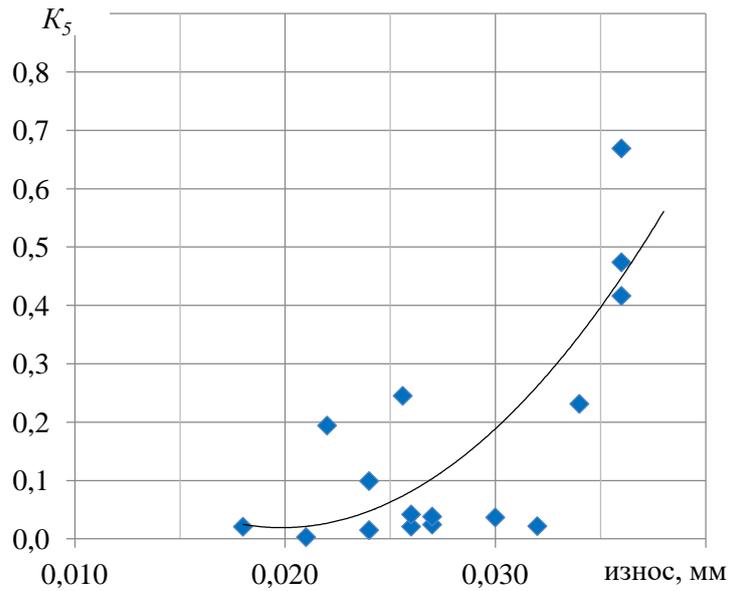


Рисунок 6.49 – Зависимость K_5 от величины износа 4, $r = 0,78$

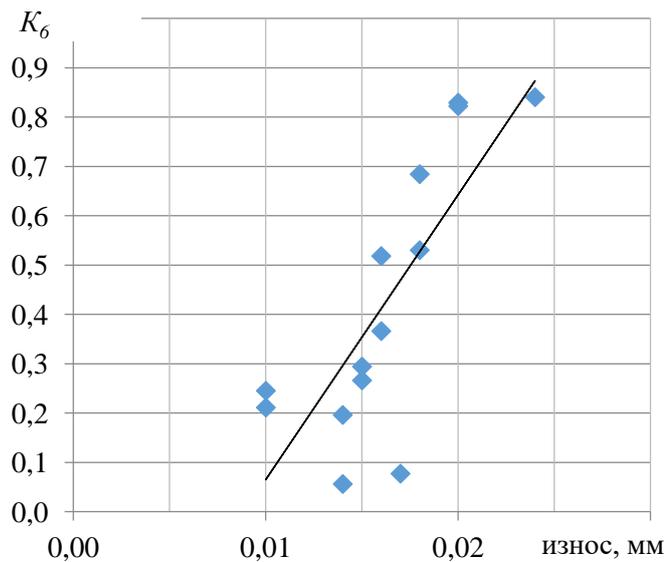


Рисунок 6.50 – Зависимость K_6 от величины износа 2, $r = 0,78$

Модуль взаимного спектра (B_1) на частоте $f_{\text{изн}}$ для датчиков, установленных в горизонтальном направлении.

Уравнение линейной аппроксимации $y = 6475x^2 - 143,2x + 0,880$ (рисунок 6.51).

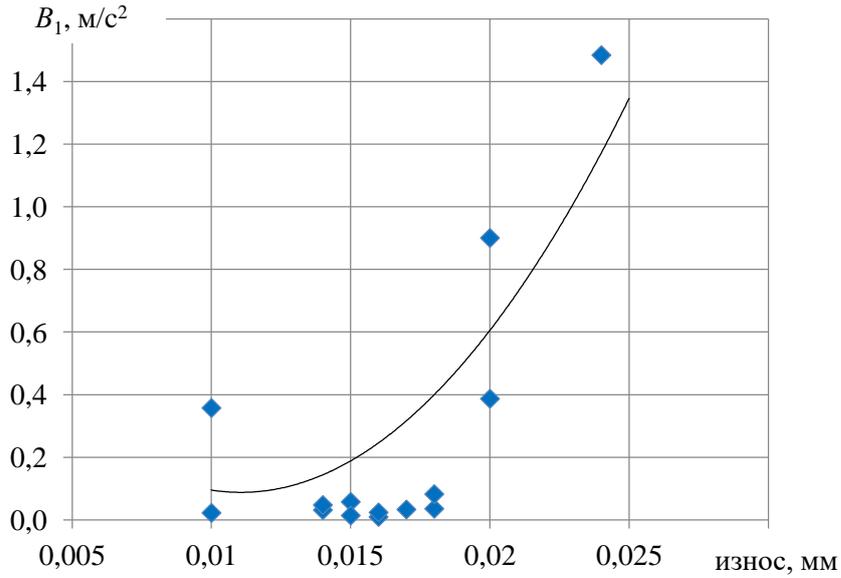


Рисунок 6.51 – Зависимость B_1 от величины износа 2, $r = 0,69$

Модуль взаимного (B_2) спектра на частоте $f_{\text{изн}}$ для датчиков, установленных в вертикальном направлении от максимумов широкополосной вибрации. Уравнение линейной аппроксимации $y = 18,67x - 0,163$ (рисунок 6.52).

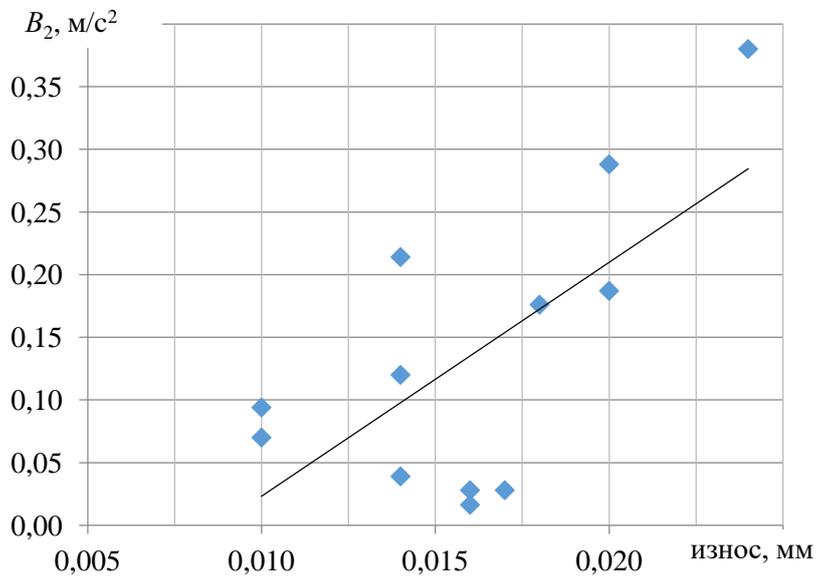


Рисунок 6.52 – Зависимость B_2 от величины износа 2, $r = 0,69$

Модуль взаимного спектра (B_3) на частоте $f_{\text{изн}}$ для датчиков, установленных в горизонтальном направлении. Уравнение линейной аппроксимации $y = 3016x^2 - 118,7x + 1,186$ (рисунок 6.53).

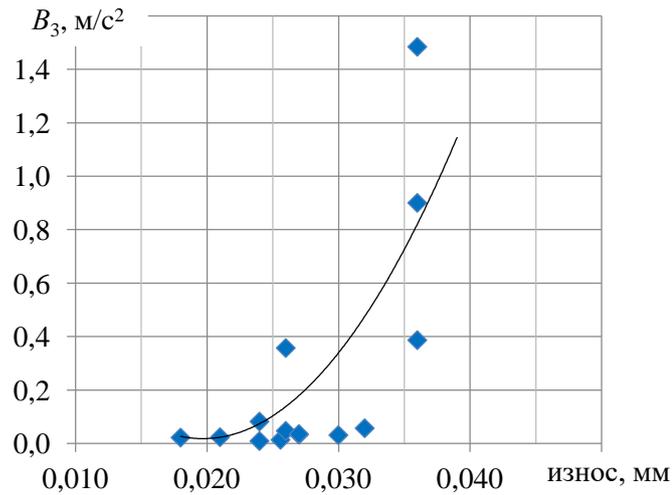


Рисунок 6.53. Зависимость модуля взаимного спектра B_3 от величины износа 4, $r = 0,69$

Модуль взаимного спектра (B_4) на частоте $f_{\text{изн}}$ для датчиков, установленных в вертикальном направлении от максимумов широкополосной вибрации. Уравнение линейной аппроксимации $y = 970,4x^2 - 38,08x + 0,405$ (рисунок 6.54).

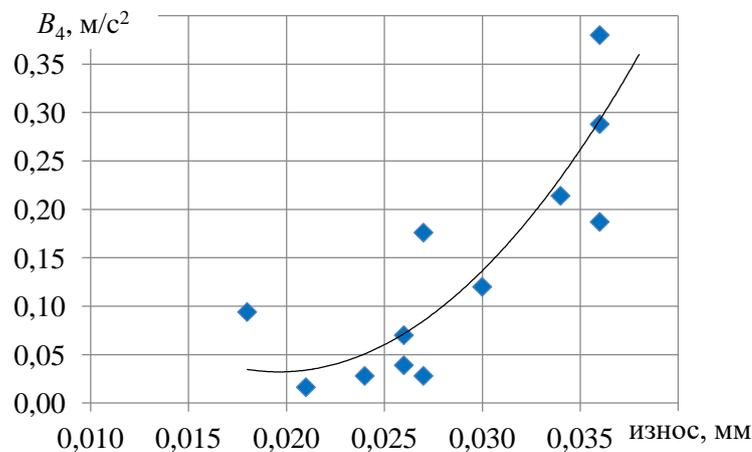


Рисунок 6.54. Зависимость B_4 от величины износа 4, $r = 0,69$

6.7. Диагностические признаки на основе анализа сигналов со «штатных» датчиков частот вращения валов ГТД

Широко используемые методы вибрационной диагностики технического состояния редукторов применительно к условиям эксплуатации ГТД имеют ряд ограничений. Так называемые «штатные» системы виброизмерений предназначены для оценки вибросостояния в ограниченном диапазоне частот, что не позволяет решать

задачи оценки технического состояния зубчатых зацеплений. Для этого необходима постановка дополнительных вибропреобразователей и использование дорогостоящих широкополосных измерительных средств. Более серьёзная проблема связана с существенным изменением вибрационного состояния двигателя при его перестановке на объект [138, 332]. Износ рабочих поверхностей зубьев шестерён редуктора приводит к росту величины кинематической погрешности. Согласно ГОСТ 1643-81 [92] кинематическая погрешность определяется как разность между фактическим и расчётным углами поворота ведомого зубчатого колеса.

В параметрах частот вращения зубчатых колёс кинематическую погрешность можно определить как

$$\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1 \frac{z_1}{z_2},$$

где ω_1 , ω_2 – соответственно текущие значения частоты вращения шестерни и колеса; z_1 , z_2 – числа их зубьев.

Тогда текущее значение частоты вращения колеса можно записать в виде

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{z_1}{z_2} + \Delta\omega.$$

Износ зубьев шестерён редуктора приводит к изменению формы профиля зуба и, как следствие, изменению $\Delta\omega$. Это вызывает изменение текущего значения передаточного числа, являющегося функцией угла поворота ведущего звена передачи. Эти явления должны вызвать изменения частотных параметров выходного звена редуктора. Следовательно, износ должен приводить к увеличению девиации частоты вращения выходного звена зубчатого зацепления. Одним из выходных звеньев редуктора исследуемого двигателя является вал заднего винта, который приводится во вращение от эпицикла. При этом параметры частоты вращения вала заднего винта будут характеризовать, помимо влияния погрешностей изготовления и сборки, конструктивных, режимных факторов, девиации частоты вращения ротора от работы системы регулирования, величину полного износа зубьев шестерён редуктора. Наибольший износ происходит в паре «солнечная шестерня-сателлиты». Это связано с максимальной частотой вращения зубчатых колёс этой пары и, соответственно, максимальным значением скоростей взаимного проскаль-

зывания боковых поверхностей зубьев. Кроме того, на характеристики частоты вращения вала заднего винта будет влиять износ зубьев шестерён передачи вращения к его датчику оборотов. Учитывая малую передаваемую нагрузку, действующую на зубья данной передачи, будем считать влияние этого износа на исследуемые характеристики незначительным.

Для оценки возможности диагностики технического состояния редуктора двигателя был выполнен анализ некоторых характеристик частоты вращений его выходного звена в функции величин износов зубьев шестерён. Анализировалась дисперсия текущей частоты вращения вала заднего винта в функции величины износа. Обработка экспериментальных данных производилась следующим образом. Сигнал с датчика частоты вращения вала обрабатывался на предмет получения автоспектра. Определялась средняя частота спектральной составляющей роторной гармоники (сигнала тахо – f_{TR}). Исходный процесс пропусклся через полосовой фильтр шириной $f_{TR} \pm 2\text{Гц}$ относительно частоты, соответствующей частоте вращения ротора. Выделенный квазигармонический процесс обрабатывался программой «Частота узкополосного процесса» [217] (Приложение Г). При этом формировался массив данных текущего значения частоты сигнала оборотов. Далее проводился расчёт требуемых характеристик. На рисунках 6.55 – 6.60 представлены соответствующие экспериментальные данные по дисперсии девиации частоты вращения выходного вала редуктора ($D_{ВЗВ}$) [287].

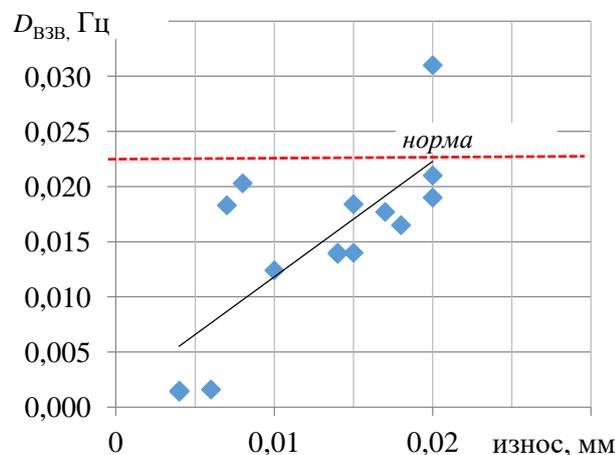


Рисунок 6.55 – Зависимость $D_{ВЗВ}$ от износа 1, $r = 0,75$

Уравнение линейной аппроксимации имеет вид $y = 1,048x + 0,001$.

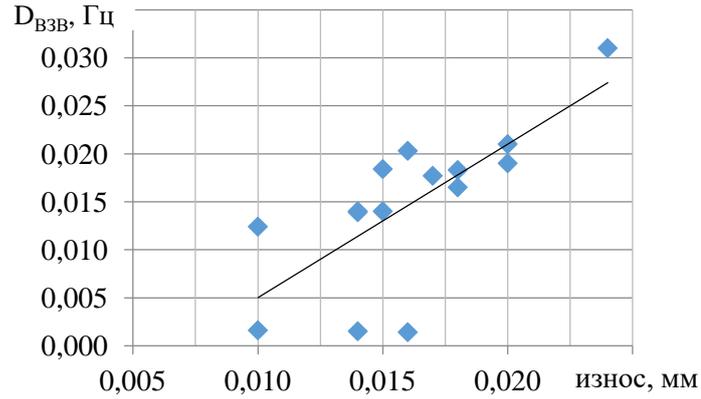


Рисунок 6.56 – Зависимость $D_{\text{ВЗВ}}$ от текущего износа 2

Уравнение линейной аппроксимации $y = 1,599x - 0,011$, $r = 0,73$.

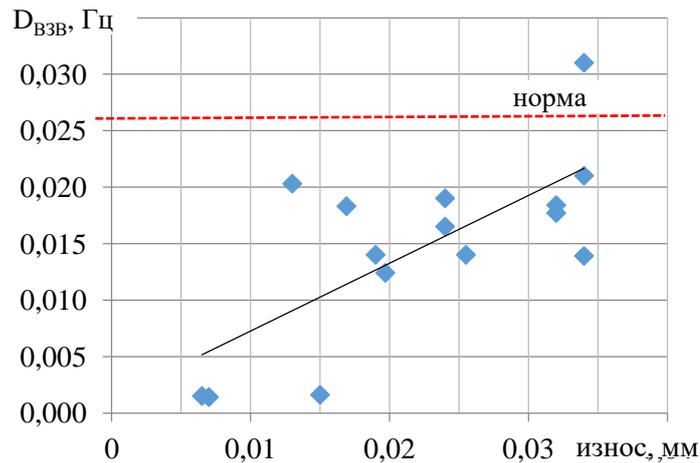


Рисунок 6.57 – Зависимость $D_{\text{ВЗВ}}$ от износа 3

Уравнение линейной аппроксимации $y = 0,601x + 0,001$, $r = 0,71$.

Более высокий коэффициент корреляции получен для дисперсии производной $D'_{\text{ВЗВ}}$ от частоты вращения вала заднего винта (рисунок 6.58). Уравнение линейной аппроксимации $y = 1031x + 0,063$.

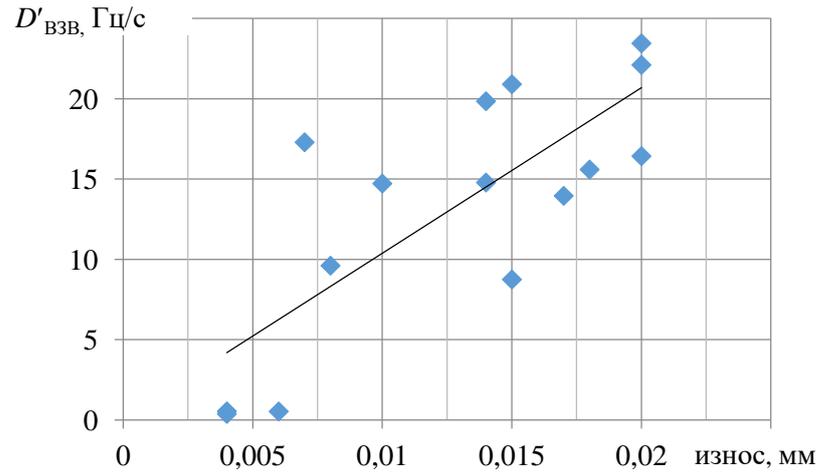


Рисунок 6.58 – Зависимость $D'_{ВЗВ}$ от величины износа 1, $r = 0,78$

На рисунках 6.59, 6.60 представлены данные по влиянию износа на величину эксцесса закона распределения текущей частоты тахометрического датчика частоты вращения вала заднего винта.

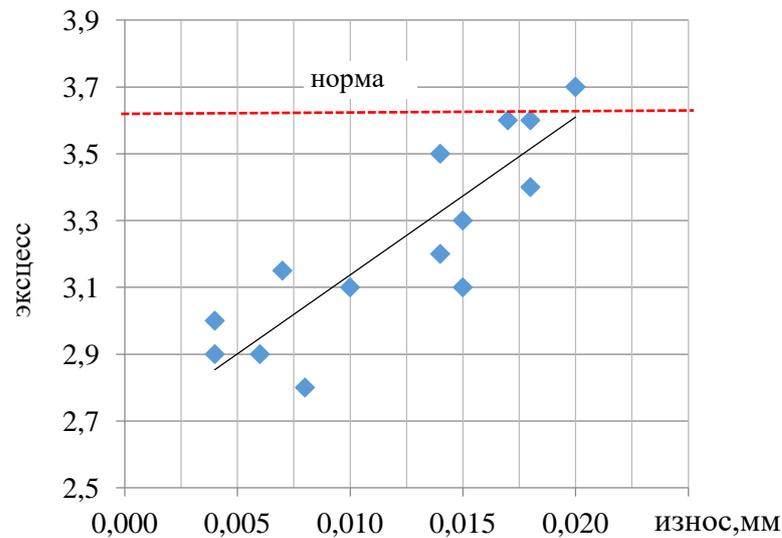


Рисунок 6.59 – Зависимость эксцесса плотности распределения текущей частоты вращения ротора ВЗВ от величины износа 1, $r = 0,88$

Уравнения линейной аппроксимации имеют вид $y = 47,24x + 2,664$.

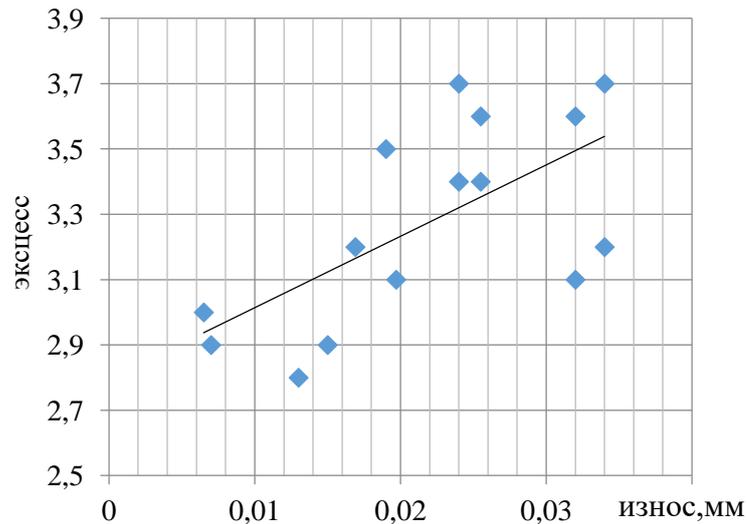


Рисунок 6.60 – Зависимость эксцесса плотности распределения текущей частоты вращения ротора ВЗВ от величины износа 3, $r=0.69$

Уравнения линейной аппроксимации соответственно имеют вид:

$$-y = 21,86x + 2,795.$$

Использование разности дисперсий девиации частот вращения валов ВЗВ и ТК (ΔD) позволяет учесть влияние девиации частоты входного вала редуктора на дисперсию выходного. Соответствующие данные представлены на рисунке 6.61. Это обеспечивает повышение точности и чувствительности метода [230].

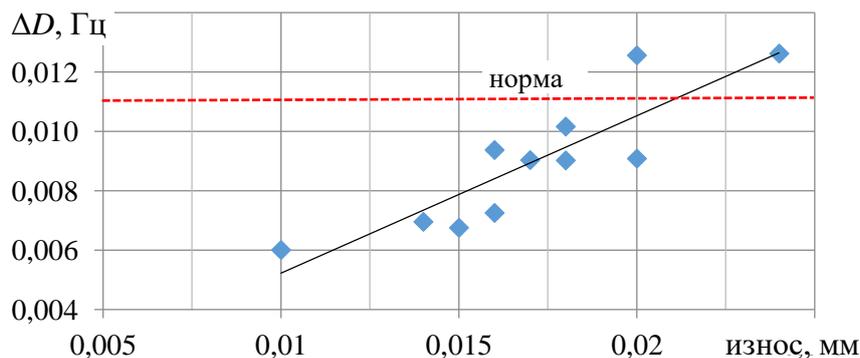


Рисунок 6.61 – Зависимость параметра ΔD от величины износа 2, режим работы двигателя 0,85 номинала, $r = 0,88$

$$\text{Уравнение аппроксимации имеет вид } y = 0,530x - 0,00008.$$

На рисунках 6.62-6.64 представлены данные по параметрам девиации частоты вращения ротора ТК.

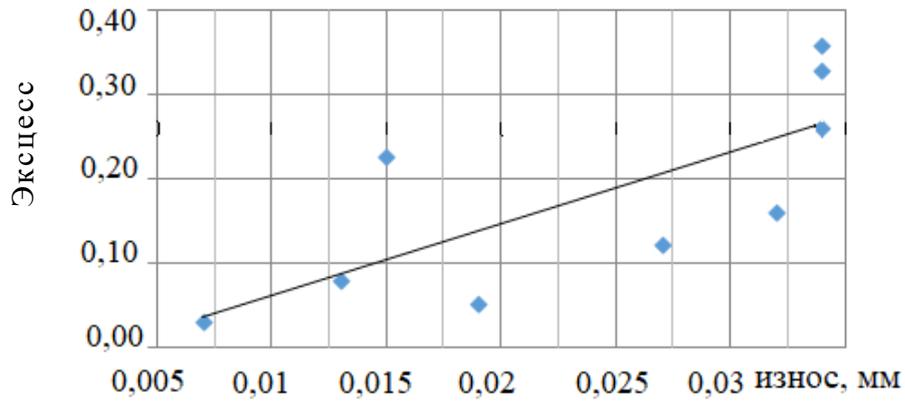


Рисунок 6.62 – Зависимость эксцесса плотности распределения текущей частоты вращения ротора ТК от величины износа $2 r = 0,78$

Уравнение линейной аппроксимации имеет вид $y = 8,587x - 0,324$.

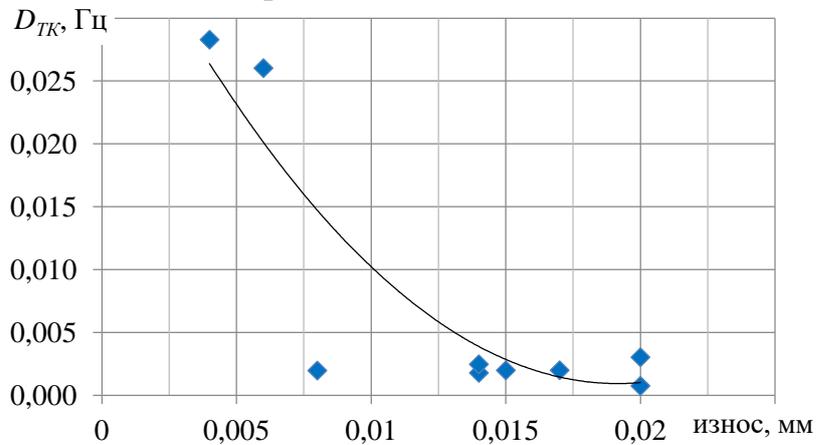


Рисунок 6.63 – Зависимость D_{TK} величины износа 1, $r = -0,75$

Здесь D_{TK} – дисперсия девиации частоты вращения ротора ТК.

Уравнение аппроксимации имеет вид $y = 110,8x^2 - 4,245x + 0,041$.

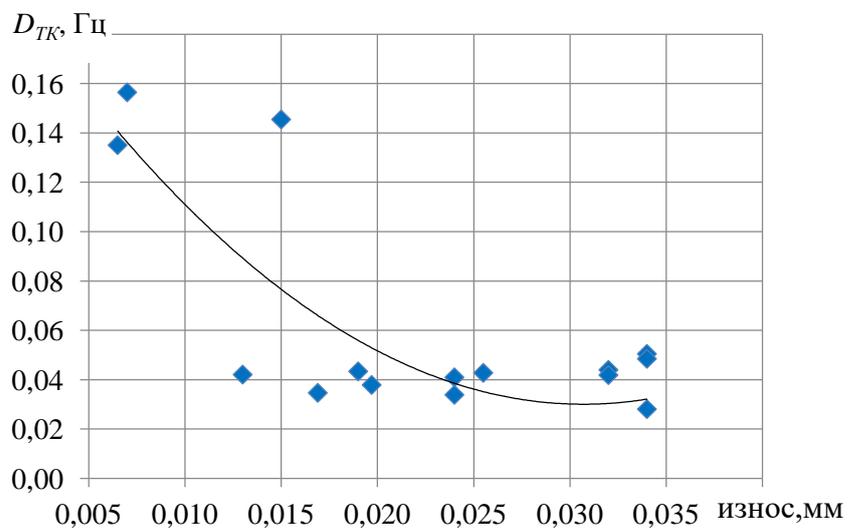


Рисунок 6.64 – Зависимость D_{TK} от износа 3, $r = 0,69$

Соответствующее уравнение аппроксимации имеет вид:

$$y = 189,0x^2 - 11,60x + 0,208.$$

Представляет практический интерес установление нормы на допустимые значения полученных диагностических признаков для контроля величины износа в условиях эксплуатации. Расчёт выполнен в соответствии с ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009 [115]. В качестве примера был выполнен анализ статистики 18 отремонтированных двигателей для параметра $D_{ВЗВ}$ и получено значение 0,026 Гц. Превышение полученной нормы (см. рисунок 6.56) отмечается только для двигателя, на котором выявлена трещина на пере рабочей лопатки 7-й ступени компрессора по форме колебаний на частоте ~ 2660 Гц.

Использование сигналов «штатных» тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного вала редуктора ГТД позволяет при использовании несложного микропроцессорного устройства оценивать техническое состояние редуктора в условиях эксплуатации в процессе проведения регламентных работ.

6.8. Вибрационный шум в диагностике износа зубьев редукторов ГТД

Известно [75, 208], что при развитии износа боковых поверхностей зубчатого зацепления растёт интенсивность вибрационного шума около зубцовой гармоники. В работе [323] показано, что погрешности профиля зубьев оказывают существенное влияние на шум зубчатого зацепления. Поэтому была рассмотрена задача оценки влияния уровня износа боковой поверхности зубьев на интенсивность вибрационного шума [269, 294]. Уровень вибрационного шума оценивался в некоторых частотных областях, включающих частоты, соответствующие кратным зубцовым гармоникам. Представленные далее результаты получены на режимах работы двигателей 0,4 номинального и максимальный. На этих режимах работы двигателя частота вращения ротора практически одинакова, отличается только передаваемая редуктором мощность.

Предварительный анализ показал, что значимое изменение интенсивности вибрационного шума (дисперсии в выбранной полосе частот) выявлено для двух

частотных зон: 12965-14770 Гц (D_{III1}) и 25000-27800 Гц (D_{III2}). В первой находится частота третьей зубцовой гармоники во второй – шестой. Идентифицировать данные гармоники не удалось из-за их низкой интенсивности. На рисунках 6.65-6.68 представлены экспериментальные данные по оценке влияния износа на величину D_{III1} , на рисунках 6.69 и 6.70 – D_{III2} .

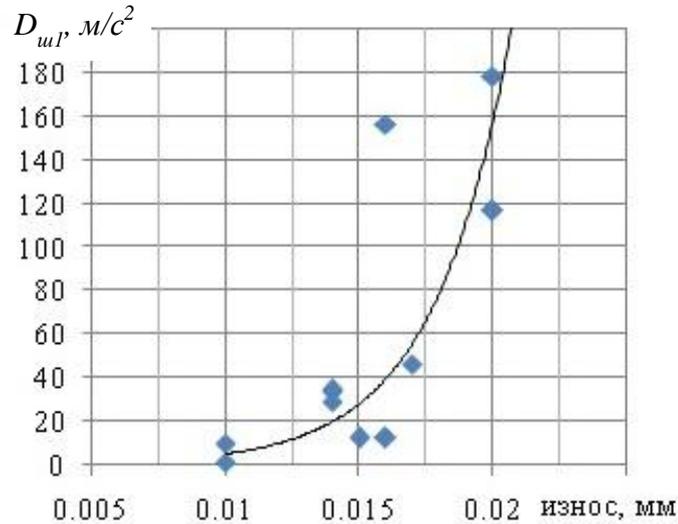


Рисунок 6.65 – Зависимость D_{III1} на режиме 0,4 номинального от износа 1, $r = 0,74$

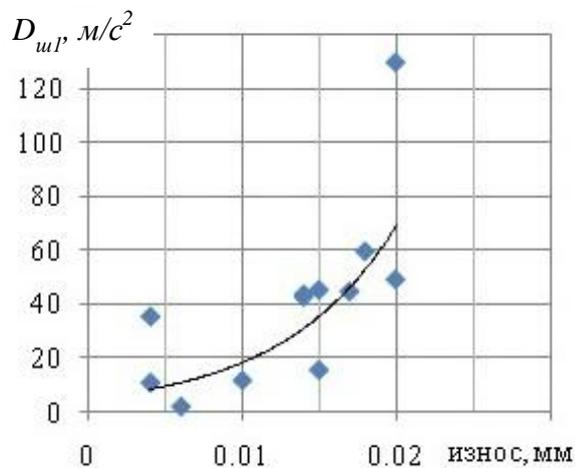


Рисунок 6.66 – Зависимость D_{III1} на режиме максимальный от износа 1, $r = 0,75$

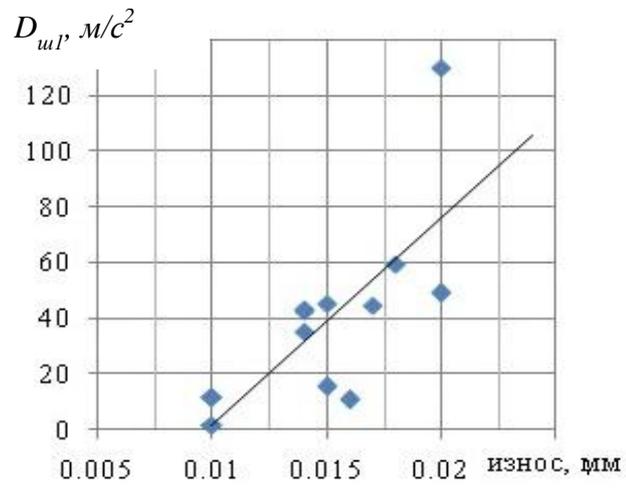


Рисунок 6.67 – Зависимость D_{III1} на режиме максимальный от износа 2, $r = 0,76$

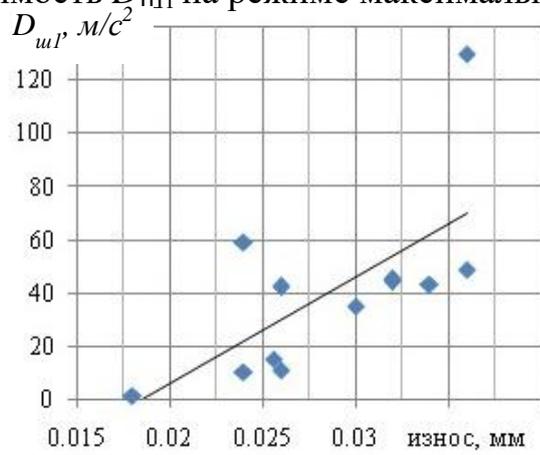


Рисунок 6.68 – Зависимость D_{III1} на режиме максимальный от износа 4, $r = 0,71$

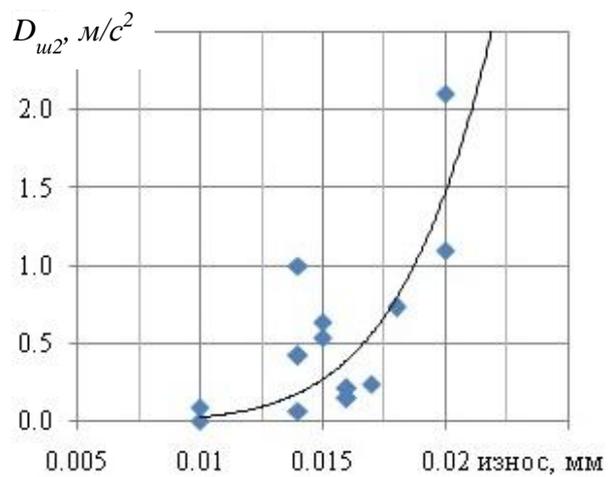


Рисунок 6.69. – Зависимость D_{III2} на режиме максимальный от износа 1, $r = 0,68$

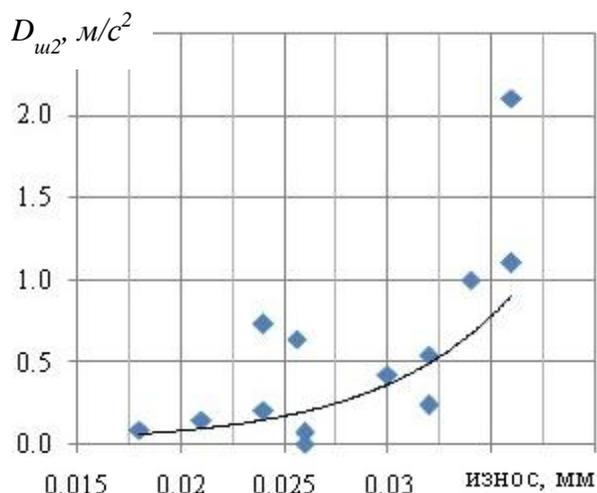


Рисунок 6.70 – Зависимость $D_{ш2}$ на режиме максимальный от износа 4, $r = 0,69$

Соответствующие уравнения аппроксимации имеют вид:

$$\begin{aligned}
 - y &= 0,158e^{344,7x}; & - y &= 4013x - 74,26; \\
 - y &= 4,614e^{135,2x}; & - y &= 2E+10x^{5,918}; \\
 - y &= 7421x - 72,52; & - y &= 0.003e^{153,1x}.
 \end{aligned}$$

Полученные зависимости имеют как линейный, так и нелинейный вид. Обращает на себя внимание тот факт, что на режиме работы двигателя 0.4 номинального максимальный коэффициент корреляции реализуется на текущем износе, а на режиме максимальный – на текущем полном. Для параметра $D_{ш1}$ получены несколько большие значения коэффициента корреляции. Учитывая, что износ приводит к росту бокового зазора, по 18 отремонтированным двигателям было оценено его влияние на величину исследуемых дисперсий. Наличие этого влияния не выявлено. Значения параметра $D_{ш1}$ для режима работы двигателя 0,4 номинала существенно выше, чем для режима максимальный. Данный результат хорошо согласуется с результатами работы [326]. Полученные данные свидетельствуют о том, что изменение состояния боковых поверхностей зубьев влияет на параметры вибрационного шума в районе третьей и шестой зубцовой гармоник. Это позволяет оценивать развитие износа боковых поверхностей зубьев зубчатого зацепления даже при отсутствии возможности идентификации интенсивности соответствующих гармоник, кратных зубцовой.

6.9. Структурные диагностические признаки износа

Влияние достаточно большого количества факторов на диагностические признаки, построенные на интенсивности, подвигло ряд авторов на разработку безразмерных дискриминант [334, 340, 359]. Предлагаемые характеристики достаточно сложны в использовании. В работе [151] авторы предлагают применять простые структурные диагностические признаки в виде отношения двух амплитуд, частоты к амплитуде, частоты к декременту и т.п. Их достоинство заключается в удобстве измерений и использования, практической независимости от многих погрешностей, так как оцениваются относительные величины.

В качестве примера [296] оценим следующие отношения Π_1/Π_3 (h_1), Π_2/Π_3 (h_2). Соответствующие графические зависимости представлены на рисунках 6.71, 6.72.

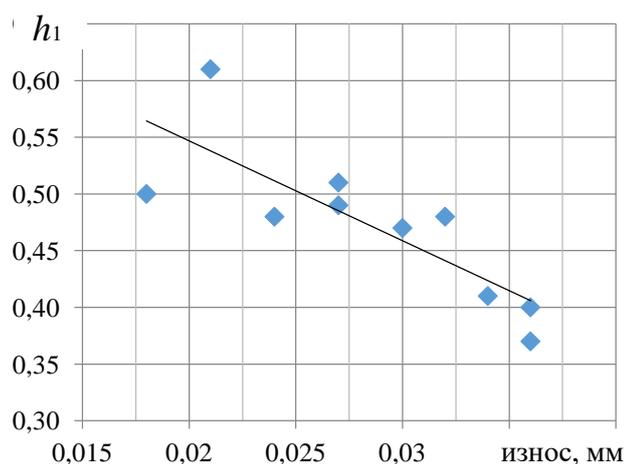


Рисунок 6.71 – Зависимость h_1 от износа 4, $r = 0.81$

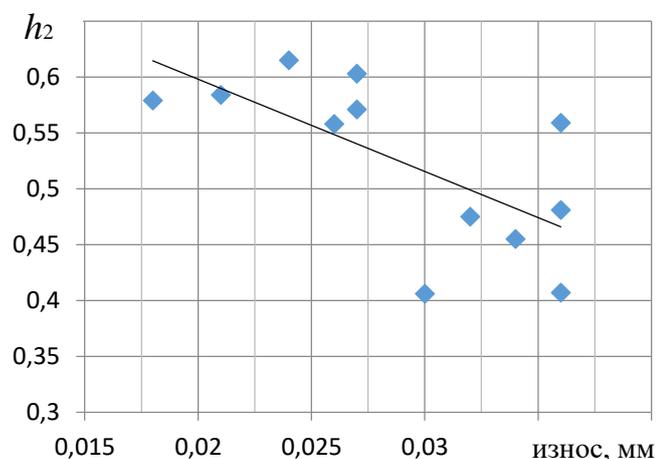


Рисунок 6.72 – Зависимость h_2 от износа 4, $r = 0.69$

Соответствующие уравнения аппроксимации имеют вид:

$$y = -8,809x + 0,723;$$

$$y = -8,262x + 0,763.$$

Из представленных результатов видно:

- рост износа приводит к уменьшению параметров h_1 и h_2 , что указывает на больший рост величины Π_3 ;
- полученные зависимости имеют линейный характер;
- наибольшее значение коэффициента корреляции получено для отношений наименьшего и наибольшего значений ширины спектральной составляющей.

6.10. Диагностические признаки на базе каскадной демодуляции

Как отмечалось выше, одним из наиболее широко используемых методов обработки вибрационных процессов является спектр огибающей. Суть способа заключается в выделении узкополосным фильтром требуемой частотной области, построении огибающей и расчёта её автоспектра. Основным его недостатком является относительно узкий частотный диапазон выделенных диагностических признаков, связанный с использованием узкополосного фильтра. Как правило, появление и развитие дефектов сопровождается ростом степени нелинейности в конструкции. В этом случае более эффективным является каскадная демодуляция [2, 42]. Её суть заключается в повторной процедуре узкополосной фильтрации процесса, выделении огибающей и расчета автоспектра. Тогда ещё в большей степени происходит сужение полученного частотного диапазона. Выделение максимумов широкополосного процесса и оценка соответствующего спектра уже является первым шагом демодуляции. Отсюда совершенно очевидно, что использование максимумов широкополосной вибрации существенно расширяет частотный диапазон каскадной демодуляции [283]. Это особенно актуально при проявлении одновременно нескольких неисправностей и нелинейного взаимодействия элементов конструкции машин [53]. Например, при регистрации вибрационного процесса до 28 кГц и выделении узкополосного колебания на верхнем крае частотного диапазона при двойной демодуляции невозможно получить спектр огибающей

с частотным диапазоном выше 500 Гц. Это является существенным ограничением метода. Практическое использование такого подхода ограничивается низкооборотными машинами. Для преодоления указанной проблемы приходится регистрировать колебания в ультразвуковом диапазоне частот, что представляет определенные технические трудности. Кроме того, на высоких частотах происходит интенсивное затухание колебаний при их прохождении по конструкции машины. Поэтому вибропреобразователь необходимо размещать максимально близко к исследуемому узлу, что не всегда возможно.

Использование спектра максимумов обеспечивает расширение получаемой частотной области при каскадной демодуляции.

Исследовался вибрационный процесс с двух вибропреобразователей, установленных на стыке картеров компрессора и редуктора. Ось их чувствительности ориентирована в горизонтальном и вертикальном направлениях. Режим работы двигателя – максимальный. Исследовалась вибрация одного из 15 двигателей с максимальным износом боковых поверхностей зубьев в паре «солнечная шестерня – сателлиты», пришедших в ремонт на завод-изготовитель. Выделялся узкополосный процесс с центральной частотой, равной частоте четвертой зубцовой гармоники пары «солнечная шестерня – сателлиты» фильтром шириной в 30%. Далее выделялась огибающая узкополосного процесса и строился соответствующий автоспектр. На верхнем крае частотного диапазона автоспектра определялся частотный диапазон для повторного выделения узкополосного процесса и повторным расчётом автоспектра. Выделение максимумов широкополосной вибрации есть первый шаг демодуляции. Далее аналогичным образом, выделяется узкополосный процесс с получением огибающей и расчётом автоспектра.

На рисунках 6.73, 6.74 представлены результаты каскадной демодуляции по вибропреобразователю с горизонтальной ориентацией оси чувствительности, на рисунках 6.75, 6.76 – с вертикальной. Здесь m_4 , m_5 , m_6 , m_7 – соответственно глубина амплитудной модуляции.

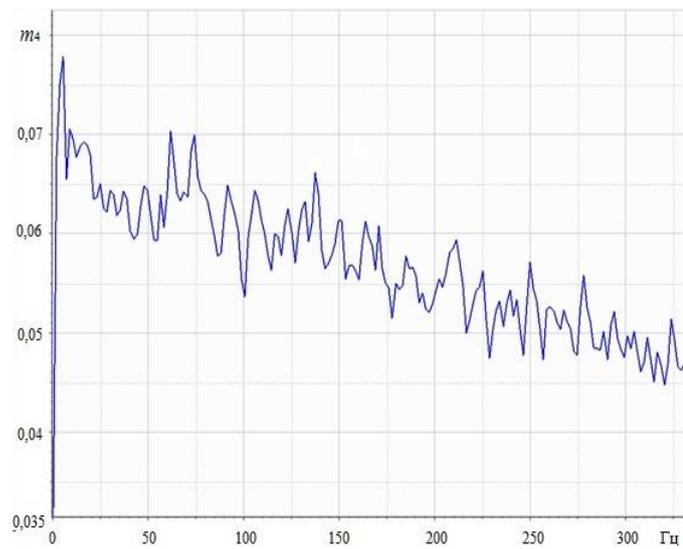


Рисунок 6.73 – Результаты каскадной демодуляции с использованием текущих значений вибрационного процесса

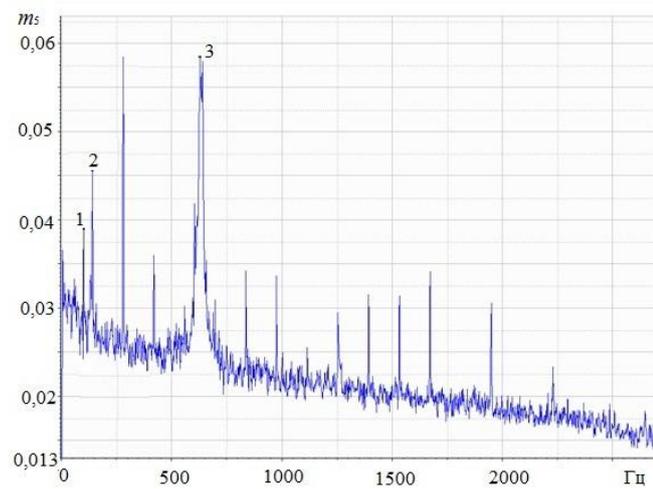


Рисунок 6.74 – Результаты каскадной демодуляции с использованием максимумов вибрационного процесса

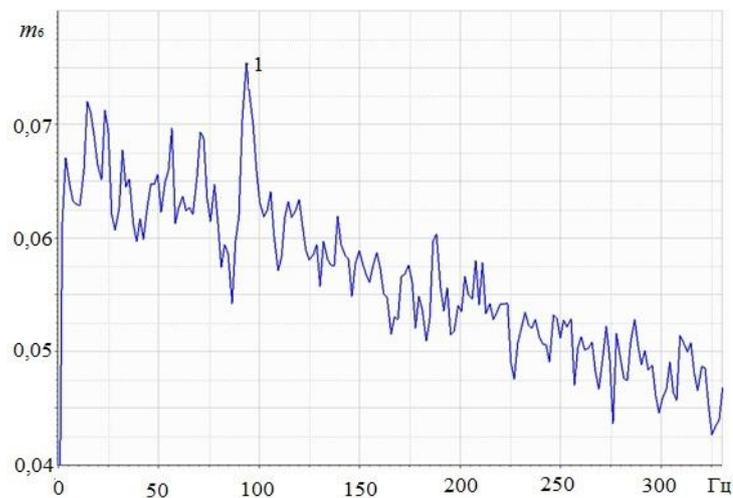


Рисунок 6.75 – Результаты каскадной демодуляции с использованием текущих значений вибрационного процесса

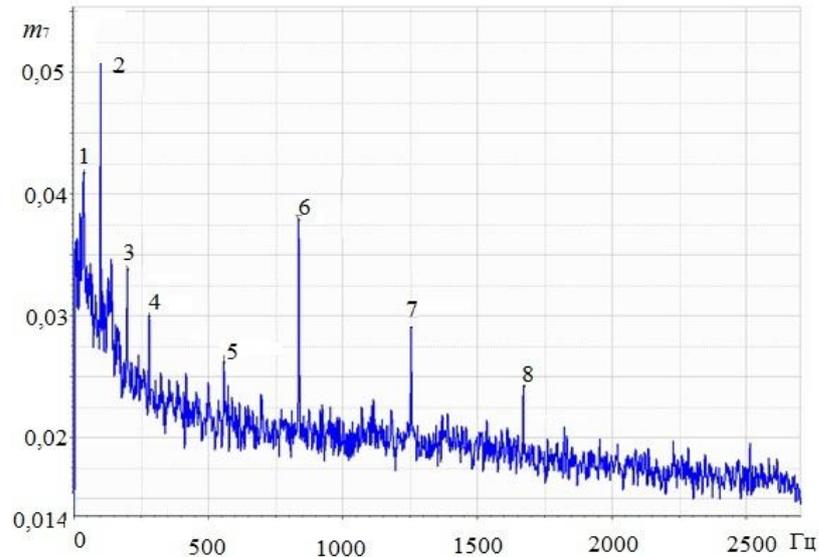


Рисунок 6.76 – Результаты каскадной демодуляции с использованием максимумов вибрационных процессов

Представленные результаты позволяют сделать ряд замечаний.

Вибропреобразователь с горизонтальной ориентацией оси чувствительности (рисунок 6.73, данные по текущим процессам):

- частотный диапазон полученных данных не превышает 330 Гц;
- полученные результаты не позволили выявить модулирующие составляющие вибрации.

Данные на рисунке 6.74. получены с использованием максимумов вибрационного процесса:

- частотный диапазон полученных данных составляет 2700 Гц;
- идентифицируются следующие модулирующие компоненты: восьмая винтовая гармоника (1), первая роторная гармоника в абсолютном движении (2), ряд гармоник с шагом первой роторной, первая роторная гармоника в относительном движении (3).

Вибропреобразователь с вертикальной ориентацией оси чувствительности (рисунок 6.75, данные по текущим значениям):

- частотный диапазон полученных данных до 330 Гц;

– идентифицируется модулирующая составляющая на частоте восьмой винтовой гармоники (1).

Рисунок 6.76, данные по максимумам вибрационного процесса:

– идентифицируются следующие модулирующие составляющие: третья винтовая гармоника (1), восьмая винтовая гармоника (2), шестнадцатая винтовая гармоника (3), вторая роторная гармоника (4), четвёртая роторная гармоника (5), шестая роторная гармоника (6), девятая роторная гармоника (7), двенадцатая роторная гармоника (8).

Выполненный анализ показывает, что каскадная демодуляция обеспечивает существенно больший частотный диапазон представления модулирующих составляющих вибрации по сравнению с анализом текущих значений. Следует отметить, что выполненные ранее исследования показали определённую трудность идентификации параметров роторной гармоники в приведенном движении (частота вращения солнечной шестерни) при развитии износа. На рисунке 6.76 она чётко идентифицируется (см. рисунок 6.76, составляющая между 2 и 3). Это обстоятельство свидетельствует о том, что помимо расширения частотного диапазона, рассмотренный способ обеспечивает более высокую чувствительность.

Полученные результаты позволяют оценить распределение долей вида износа по общему объёму полученных диагностических признаков. Оно составило: износ 1 – 20%, износ 2 – 45%, износ 3 – 7%, износ 4 – 26%. Полученные данные позволяют составить классификацию диагностических признаков бокового зазора (рисунок 6.77). Для диагностических признаков на основе интенсивности составляющих автоспектра и спектра максимумов доля износа 2 составляет 74%. Это свидетельствует о наибольшей чувствительности диагностических признаков к максимальному износу зубьев солнечной шестерни относительно исходных эвольвентограмм.

ДП величины бокового зазора

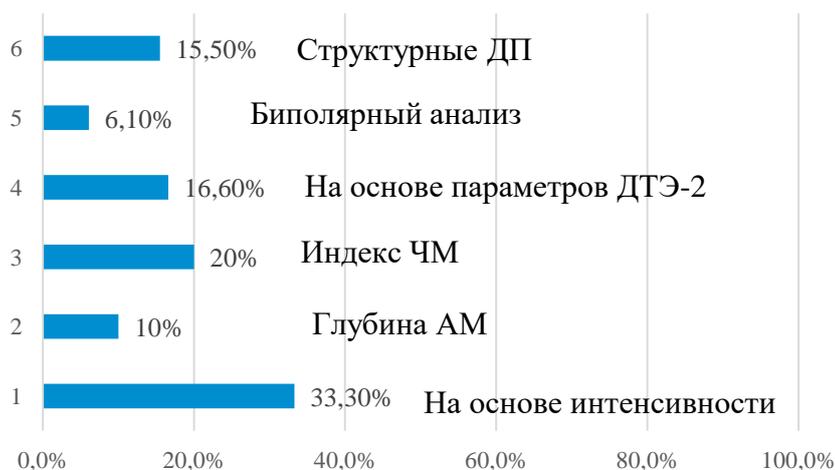


Рисунок 6.77 - Классификация ДП бокового зазора

Выводы и результаты шестого раздела

1. Разработан комплекс диагностических признаков износа зубьев редуктора пары «солнечная шестерня – сателлиты» на базе: относительной ширины спектра, интенсивностей составляющих в автоспектре и спектре максимумов, параметров частотной и амплитудной модуляций, взаимных характеристик, вибрационного шума, структурных параметров и каскадной демодуляции.

2. Впервые предложены диагностические признаки износа боковых поверхностей зубьев редуктора ГТД на основе анализа сигналов со «штатных» тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного валов редуктора. Их использование позволяет диагностировать исследуемый дефект редуктора в условиях эксплуатации.

3. Установлено, что при невозможности идентификации высших кратных зубцовых гармоник износ боковой поверхности зубьев зубчатого зацепления можно диагностировать по интенсивности вибрационного шума в частотных областях третьей и шестой гармоник от зубцовой.

4. Предложенные диагностические признаки существенно расширяют возможности вибродиагностики редукторов авиационных ГТД. Разработанные под-

ходы представляют возможность создания методик диагностики их технического состояния как при их испытаниях на стендах, так и в условиях эксплуатации.

5. Наибольшая чувствительность диагностических признаков выявлена для максимального износа солнечной шестерни относительно исходных эвольвентограмм.

7. РАЗРАБОТКА ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ ВЕЛИЧИНЫ БОКОВОГО ЗАЗОРА ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

Как было отмечено выше, износ и боковой зазор определённым образом связаны между собой. Поэтому в настоящем разделе показана возможность использования составляющих модели (4.2), разработанных новых методов анализа динамических процессов, в том числе сигналов «штатных» тахометрических датчиков частот вращения валов двигателей в диагностике величины бокового зазора в паре «солнечная шестерня – сателлиты».

7.1. Диагностические признаки на базе интенсивностей спектральных составляющих вибрации редуктора

В данном разделе и далее в работе анализировалось состояние редукторов 14 двигателей, прошедших ремонт на заводе-изготовителе с различными значениями величины бокового зазора (таблица 7.1), осреднённых по пяти его величинам, в том числе с боковым зазором выше установленной нормы (0,43 мм) [60, 61].

Таблица 7.1 – Статистика величины бокового зазора

№ двигателя	боковой зазор, мм	№ двигателя	боковой зазор, мм
1	0,30	8	0,37
2	0,30	9	0,37
3	0,33	10	0,37
4	0,33	11	0,37
5	0,33	12	0,40
6	0,33	13	0,40
7	0,33	14	0,45

При увеличении бокового зазора следует ожидать рост степени нелинейности в зубчатом зацеплении пары «солнечная шестерня – сателлиты» [297]. Это должно привести к изменению интенсивности субгармонических колебаний. В частности, на рисунках 7.1 и 7.2 представлены соответствующие зависимости для субгармоник $0,5f_p (A_{0,5})$ и $1,5f_p (A_{1,5})$.

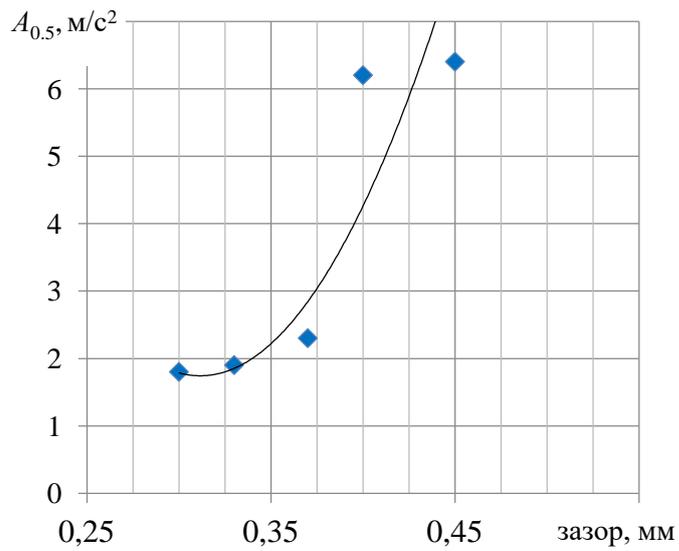


Рисунок 7.1 – Зависимость интенсивности составляющей на частоте $0,5f_p$ от величины бокового зазора, $r = 0,75$

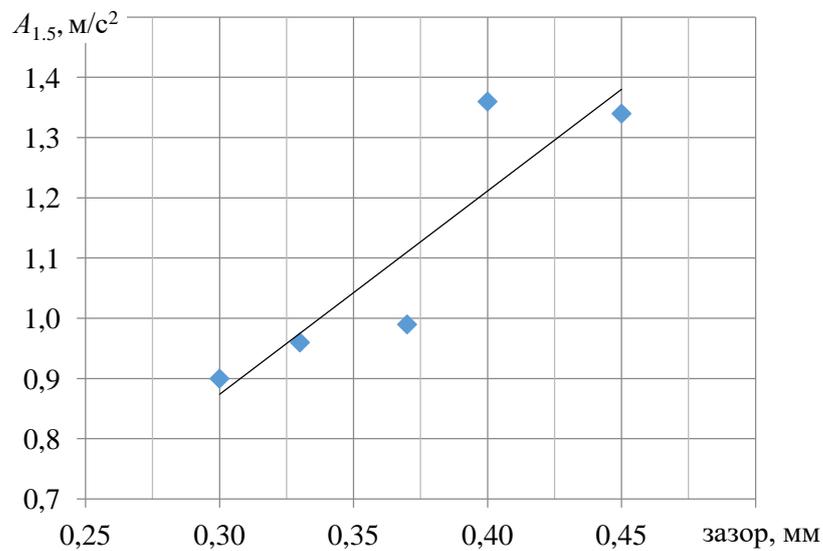


Рисунок 7.2 – Зависимость интенсивности составляющей на частоте $1,5f_p$ от величины бокового зазора, $r = 0,90$

Соответствующие аналитические зависимости представлены ниже:

– составляющая на частоте $0,5f_p$ – $y = 321,9x^2 - 200,5x + 32,99$, ($6,29 \text{ м/с}^2$);

– на частоте $1,5f_p$ – $y = 3.376x - 0.139$, ($1,31 \text{ м/с}^2$).

Здесь в скобках представлены расчётные значения нормы для данного диагностического признака, полученные путём подстановки в аналитическое выражение величины бокового зазора, равного 0,43 (норма).

Рост бокового зазора в паре «солнечная шестерня – сателлиты» приводит к его уменьшению в паре «эпицикл – сателлиты». В связи с этим следует ожидать изменения интенсивности зубцовых гармоник f_{z1} и f_{z2} . Соответствующий графический вид представлен на рисунке 7.3.

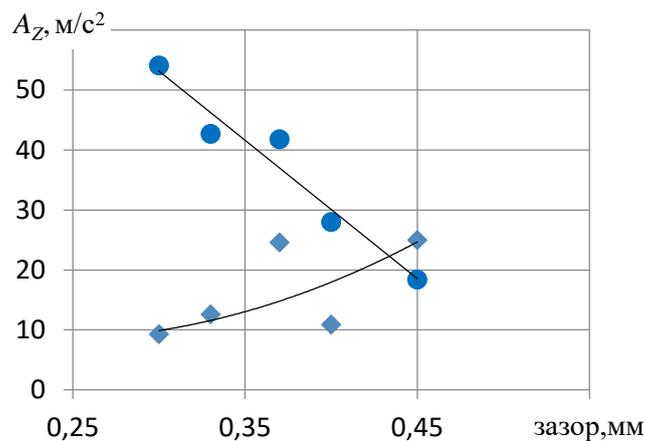


Рисунок 7.3 – Зависимость интенсивности зубцовых составляющих с кратностью 16,410 (●) и 32,820 (◆) от величины бокового зазора

Диагностические признаки по данным следящего анализа.

Анализ разработанной в разделе 4.2 имитационной модели показывает, что появление дефекта в паре «солнечная шестерня – сателлиты» приводит к генерации ряда составляющих с шагом $3f_p^*$. Был выполнен анализ интенсивностей составляющих этого ряда с вибропреобразователя, установленного на стыке картеров компрессора и редуктора в вертикальном направлении. Соответствующие данные при $r \geq 0,65$ представлены в таблице 7.2.

Таблица 7.2. Интенсивность составляющих ряда, м/с²

износ, мм \ кратность	0,30	0,33	0,37	0,40	0,45	<i>r</i>
10,942	10,20	20,90	9,30	19,50	17,70	0,77
13,677	8,22	11,49	8,44	15,56	17,57	0,85
16,412	54,10	42,70	41,80	28,00	18,40	-0,97
21,883	15,90	27,80	24,00	26,00	63,70	0,84
27,354	8,10	9,80	12,90	11,00	16,80	0,91
30,090	7,48	6,58	7,87	6,96	3,64	-0,73
32,825	9,30	12,60	24,60	10,90	25,00	0,65
вектор	22,14	33,46	30,00	37,67	70,44	0,89

Здесь приведены осредненные значения на пяти уровнях величины бокового зазора, коэффициент линейной корреляции r и n -мерный вектор, посчитанный по составляющим с $r > 0,80$. Обработывался режим приёмистость в функции следящего анализа с выделением максимального амплитудного значения. Соответствующие аналитические зависимости аппроксимации данных имеют вид:

составляющие с кратностями:

$$- 10,942 (A_{Б4}) y = 6,66x - 9,296 \text{ (норма } 17,24 \text{ м/с}^2\text{)};$$

$$- 13,677 (A_{Б5}) y = 60,68x - 10,19 \text{ (} 15,90 \text{ м/с}^2\text{)};$$

$$- 16,412 (A_{Б6}) y = -230,6x + 122,3 \text{ (} 23,14 \text{ м/с}^2\text{)};$$

$$- 21,883 (A_{Б8}) y = 2099x^2 - 1285x + 213,8 \text{ (} 49,36 \text{ м/с}^2\text{)};$$

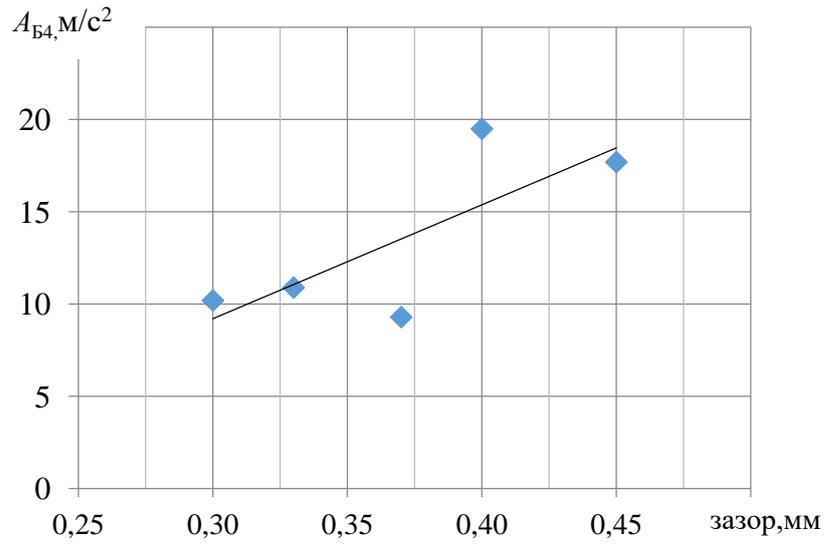
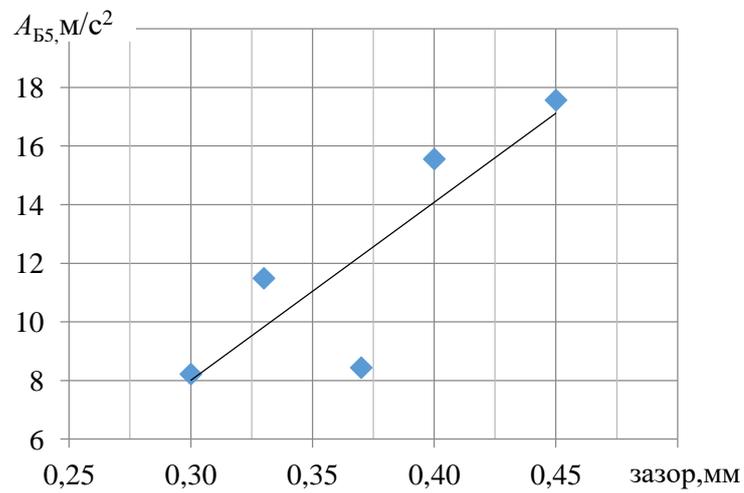
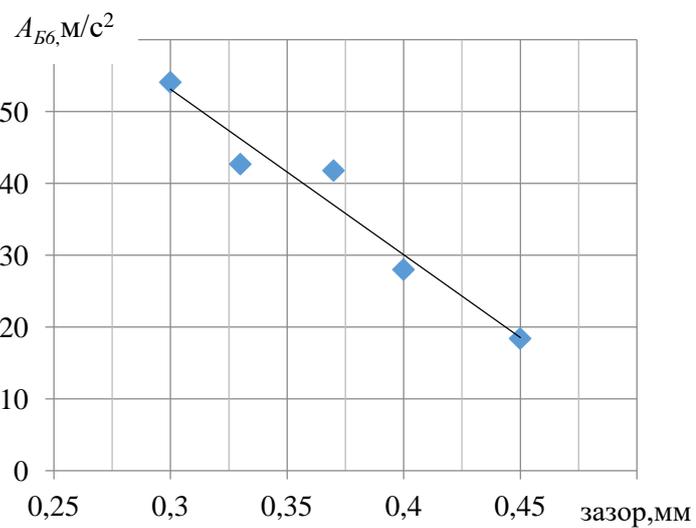
$$- 27,354 (A_{Б10}) y = 51,81x - 7,45 \text{ (} 14,83 \text{ м/с}^2\text{)};$$

$$- 30,090 (A_{Б11}) y = -20,78x + 14,19 \text{ (} 5,25 \text{ м/с}^2\text{)};$$

$$- 32,825 (A_{Б12}) y = 84,92x - 14,94 \text{ (} 21,58 \text{ м/с}^2\text{)};$$

$$n\text{-мерный вектор } (A_{СБ}) y = 2108x^2 - 1302x + 226,8 \text{ (} 56,71 \text{ м/с}^2\text{)}.$$

Здесь же приведены данные по расчёту соответствующих норм путём подстановки в аналитические выражения величины износа 0,43 мм. На рисунках 7.4–7.11 представлен их графический вид. Обозначение амплитудного значения интенсивности составляющей соответствует её порядковому номеру в ряду с шагом $3f_p^*$.

Рисунок 7.4 – Зависимость $A_{Б4}$ от величины бокового зазораРисунок 7.5 – Зависимость $A_{Б5}$ от величины бокового зазораРисунок 7.6 – Зависимость $A_{Б6}$ от величины бокового зазора

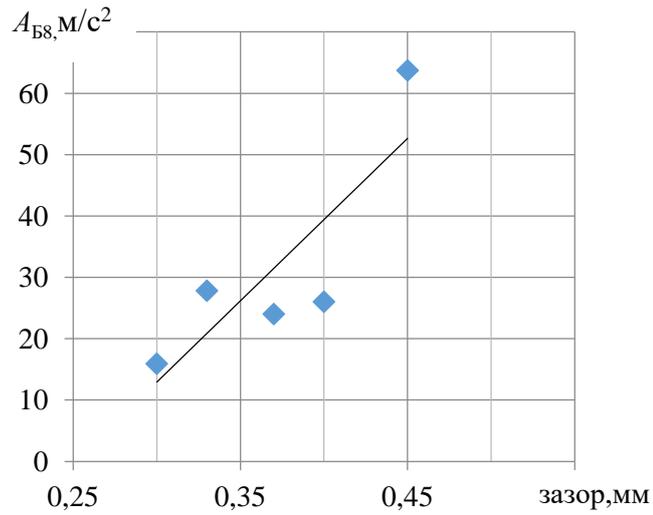


Рисунок 7.7 – Зависимость A_{B8} от величины бокового зазора

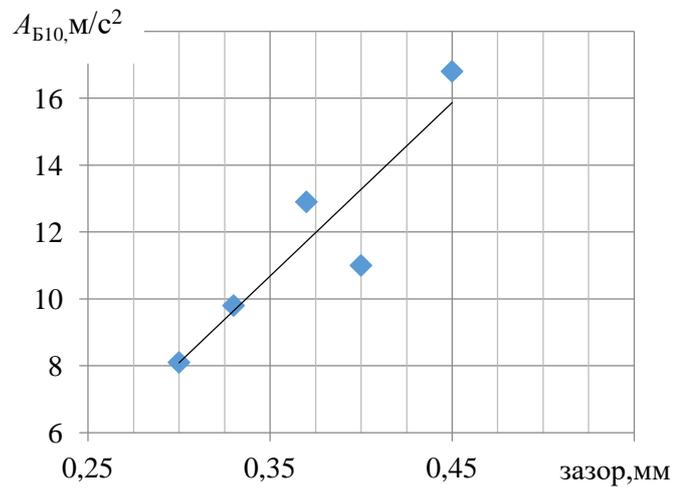


Рисунок 7.8 – Зависимость A_{B10} от величины бокового зазора

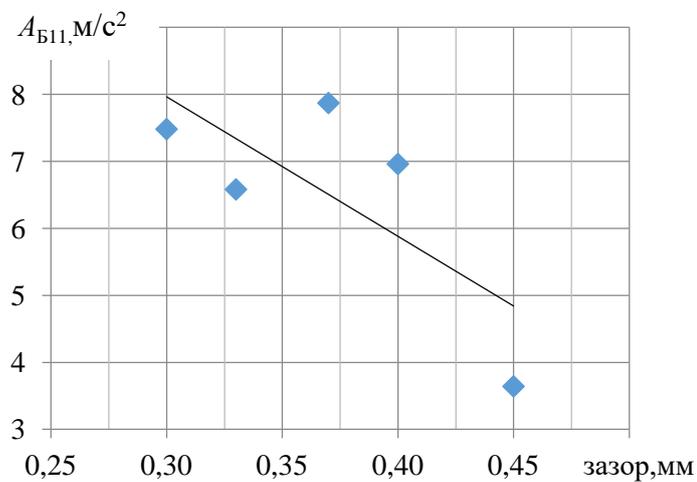


Рисунок 7.9 – Зависимость A_{B11} от величины бокового зазора

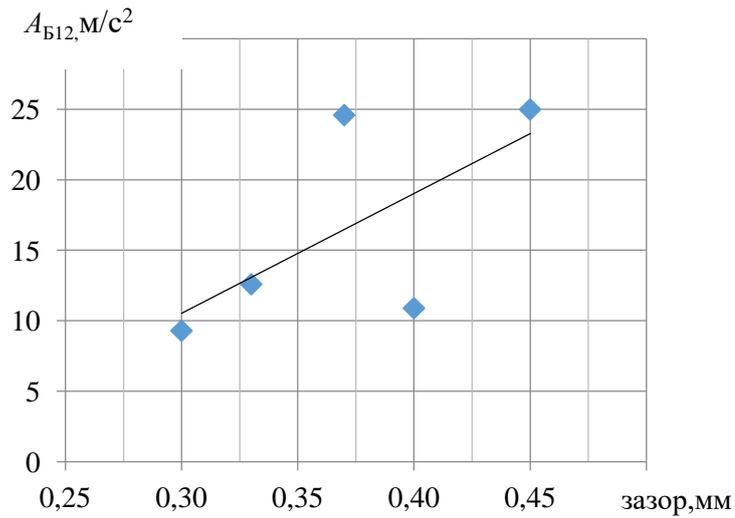


Рисунок 7.10 – Зависимость $A_{Б12}$ от величины бокового зазора

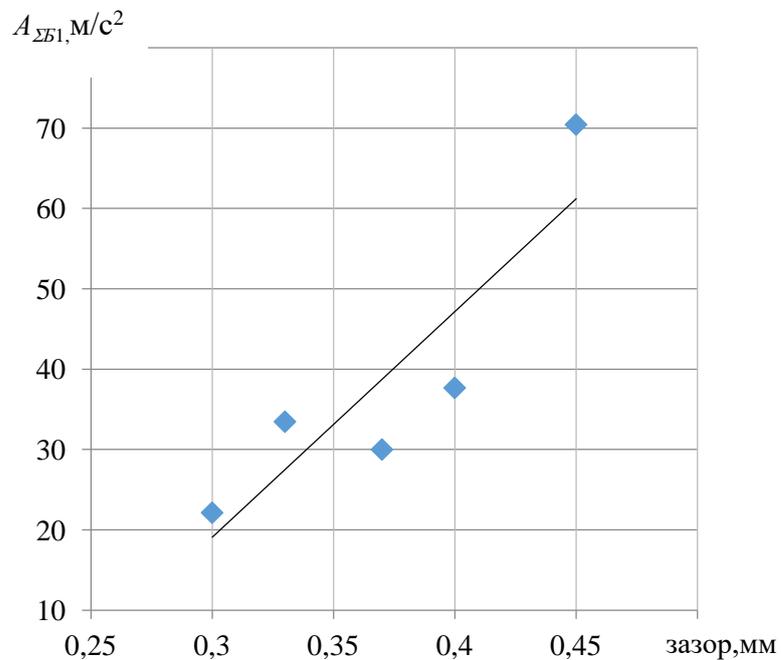


Рисунок 7.11 – Зависимость интенсивности n -мерного вектора ($A_{ΣБ1}$) от величины бокового зазора

Снижение интенсивностей шестой и одиннадцатой составляющих ряда вызвано уменьшением зазора в паре «шестерня-вал – эпицикл» при его росте в паре «солнечная шестерня – сателлиты».

7.2. Диагностические признаки на основе анализа сигналов со «штатных» тахометрических датчиков оборотов вращения ТК и ВЗВ

Взаимное изменение боковых зазоров в редукторе должно привести к изменению девиации частот вращения входного и выходного валов редуктора. Был выполнен анализ величин дисперсий от девиации частот вращения ротора ТК ($D_{\text{ТКБ}}$) и ротора ВЗВ ($D_{\text{ВЗВБ}}$) при работе двигателя на стационарном режиме. Оценка дисперсии выполнялась путём фильтрации сигналов в полосе ± 2 Гц относительно среднего значения частот вращения ТК и ВЗВ, определения текущего значения частот и соответствующего расчёта исследуемых характеристик. Полученные графические зависимости представлены на рисунках 7.12–7.14.

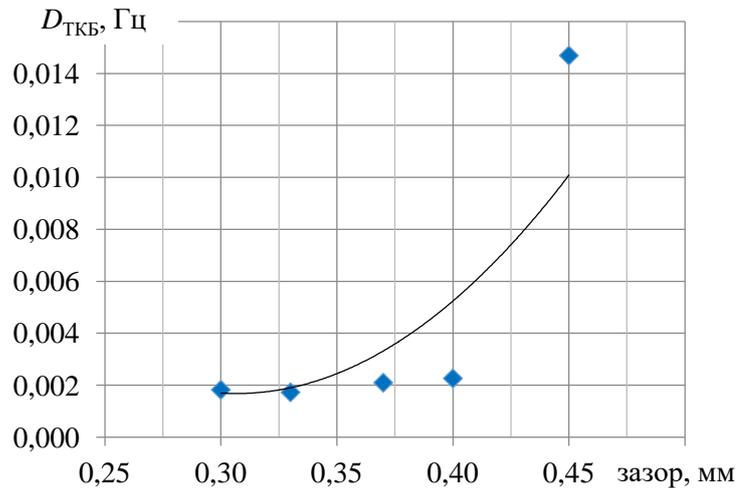


Рисунок 7.12 – Зависимость $D_{\text{ТКБ}}$ от величины бокового зазора

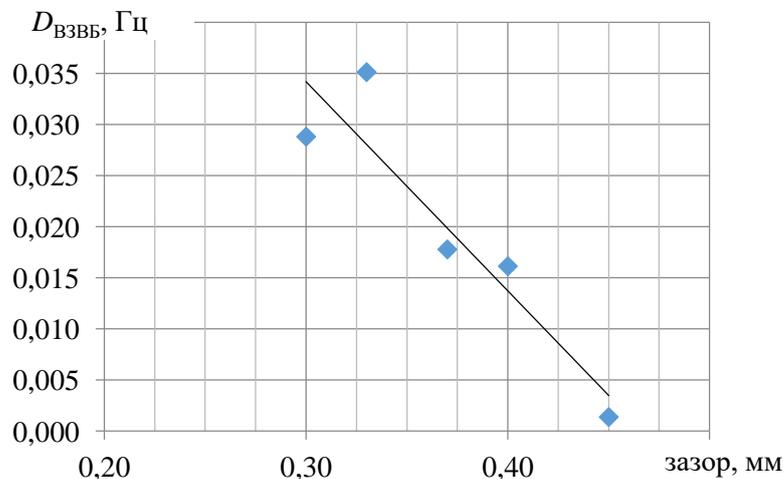


Рисунок 7.13 – Зависимость $D_{\text{ВЗВБ}}$ от величины бокового зазора

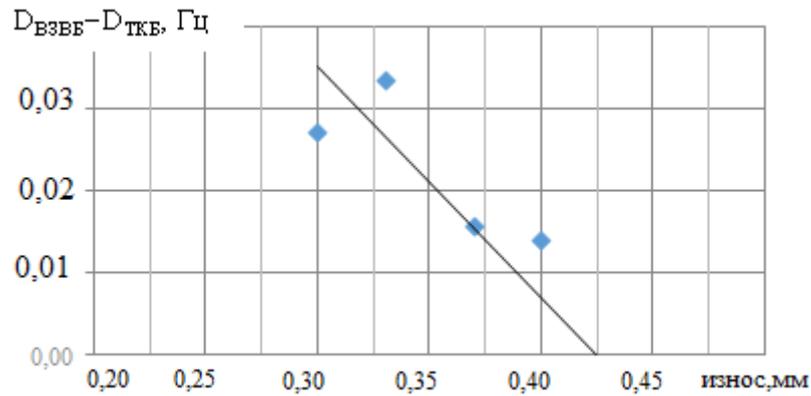


Рисунок 7.14 – Зависимость разницы $D_{ВЗВВ} - D_{ТКБ}$ от величины бокового зазора

Соответствующие аналитические выражения имеют вид:

- дисперсия ротора ТК $y = 0,409x^2 - 0,251x + 0,040, r = 0,68;$
- дисперсия ВЗВ $y = -0,204x + 0,095, r = -0,82;$
- разность дисперсий $y = -0,280x + 0,119, r = -0,81.$

Как видно из рисунков, увеличение бокового зазора в паре «солнечная шестерня – сателлиты» приводит к увеличению дисперсии девиации частоты вращения ротора ТК и уменьшению её величины для ротора ВЗВ. Уменьшается разность дисперсий. Максимальное и достаточно высокое значение параметра r получено для дисперсии девиации частоты ротора ВЗВ.

7.3. Диагностические признаки на основе анализа параметров модуляции

Увеличение бокового зазора приводит к росту степени нелинейности и возбуждению комбинационных составляющих и усилению модуляционных явлений. Был выполнен анализ глубины АМ зубцовой составляющей с кратностью 32,820 компонентами на частоте вращения солнечной шестерни в абсолютном движении ($m_{Б1}$) и комбинационными гармониками 114 Гц ($m_{Б2}$) и 163 Гц ($m_{Б3}$). Узкополосный процесс выделялся в полосе $f_{Z1} \pm 15\%$. Полученные зависимости представлены на рисунках 7.15–7.22.

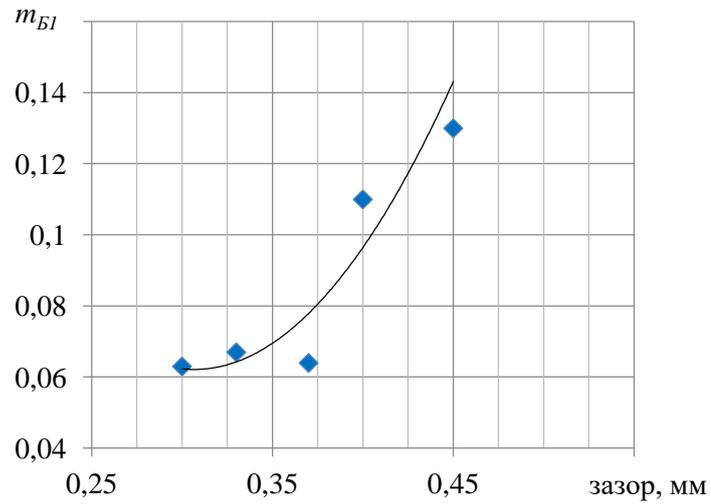


Рисунок 7.15 – Зависимость глубины АМ на частоте вращения солнечной шестерни от величины бокового зазора, $r = 0,80$

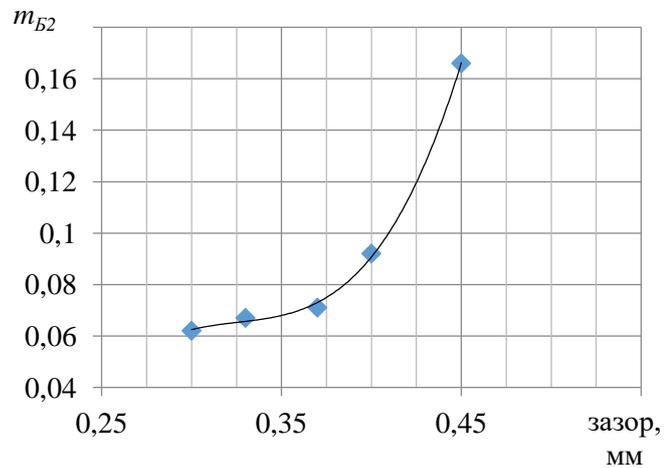


Рисунок 7.16 – Зависимость глубины АМ на частоте 114 Гц от величины бокового зазора, $r=0,76$

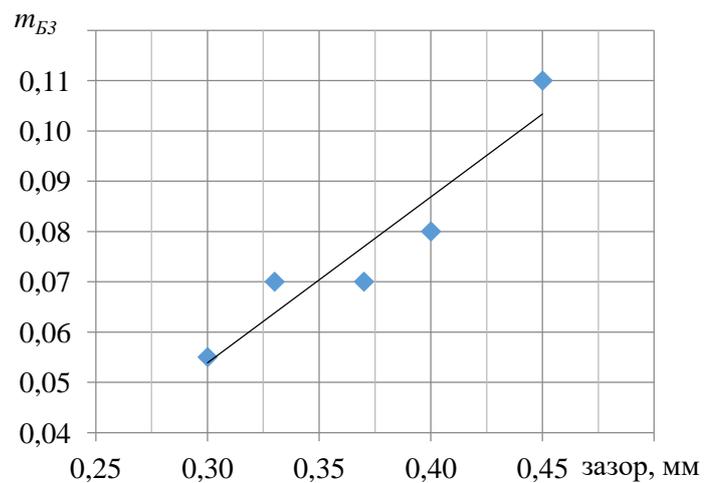


Рисунок 7.17 – Зависимость глубины АМ на частоте 163 Гц от величины бокового зазора, $r=0,94$

Соответствующие аналитические зависимости имеют вид:

$$y = 3,952x^2 - 2,425x + 0,434 \text{ (норма } 0,122\text{)};$$

$$y = 57,74x^3 - 58,48x^2 + 19,89x - 2,207 \text{ (} 0,123\text{)};$$

$$y = 0,329x - 0,045 \text{ (} 0,096\text{)}.$$

Комбинационная составляющая на частоте 114 Гц определяется как разность частоты вращения солнечной шестерни в абсолютном движении и частоты вращения эпицикла в относительном. Или как разность частот вращения солнечной шестерни в приведенном движении и частоты вращения водила в абсолютном. Составляющая на частоте 163 Гц является комбинационной в виде суммы частоты вращения солнечной шестерни в относительном движении и третьей гармонике частоты вращения эпицикла в относительном.

Был выполнен анализ глубины АМ на низкочастотных составляющих 3 Гц ($m_{Б4}$), 5 Гц ($m_{Б5}$), 7,5 Гц ($m_{Б6}$). Соответствующие графические зависимости представлены на рисунках 7.18–7.20. Анализ выполнен по максимальным значениям процесса.

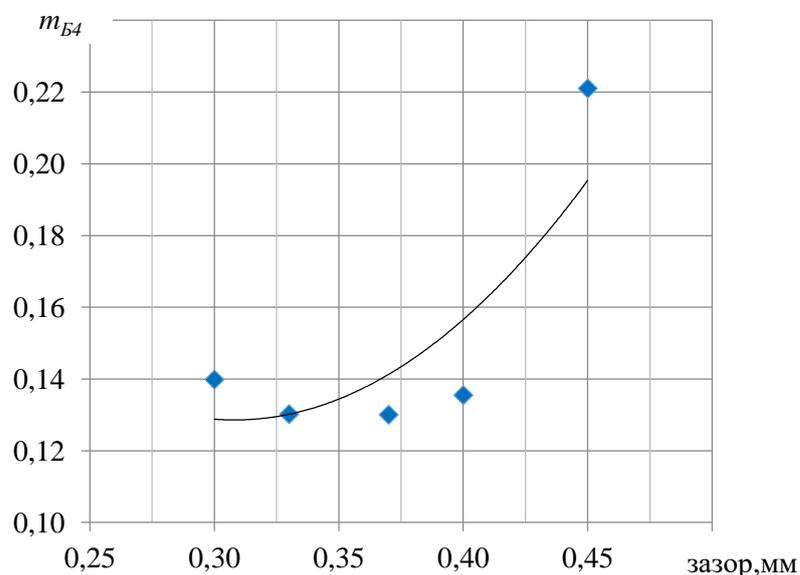


Рисунок 7.18 – Зависимость глубины АМ на частоте 3 Гц от величины бокового зазора, $r = 0,73$

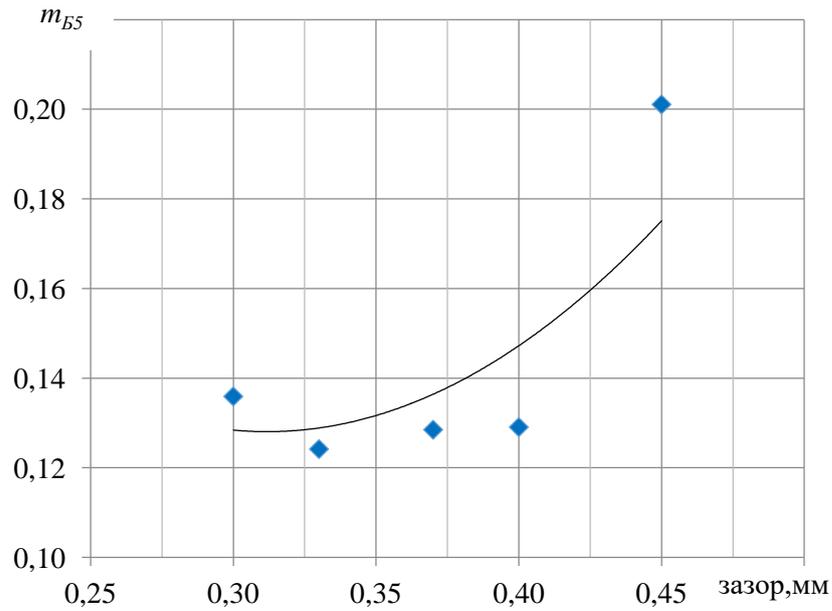


Рисунок 7.19 – Зависимость глубины АМ на частоте 5 Гц от величины бокового зазора, $r = 0,72$

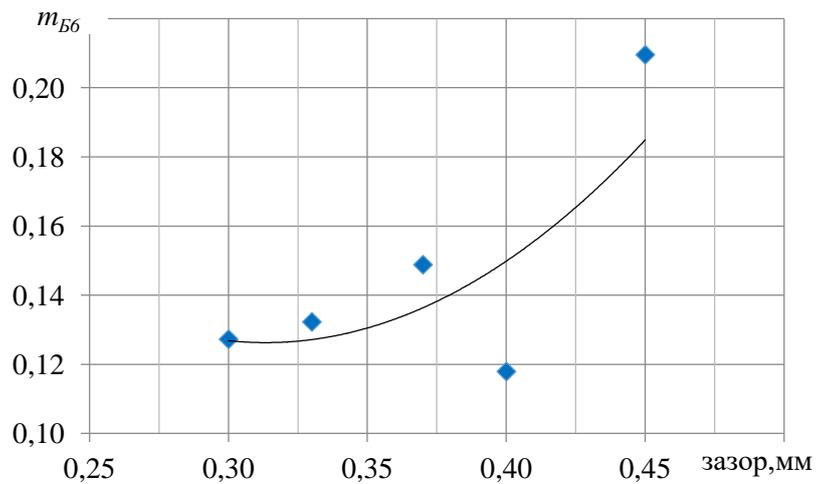


Рисунок 7.20 – Зависимость глубины АМ на частоте 7,5 Гц от величины бокового зазора, $r=0,71$

Соответствующие уравнения аппроксимации имеют вид:

$$y = 3,375x^2 - 2,044x + 0,443;$$

$$y = 2,459x^2 - 1,533x + 0,367;$$

$$y = 3,136x^2 - 1,965x + 0,434.$$

Индекс ЧМ определялся около зубцовой гармоники на частоте $32,82f_p$ как отношение значения частоты по оси y к соответствующей частоте дискретной со-

ставляющей спектра. Исследовались составляющие на частотах 15,8 Гц ($\nu_{Б1}$), 31,6 Гц ($\nu_{Б2}$), 126,6 Гц, ($\nu_{Б3}$), 278 Гц, ($\nu_{Б4}$), 416 Гц ($\nu_{Б5}$) Гц. Первая составляющая определяется как 0,5 ЧСЗ, вторая – ЧСЗ, третья – f_p^* , четвертая и пятая – $2f_p$ и $3f_p$. Соответствующие графические зависимости представлены на рисунках 7.21–7.25.

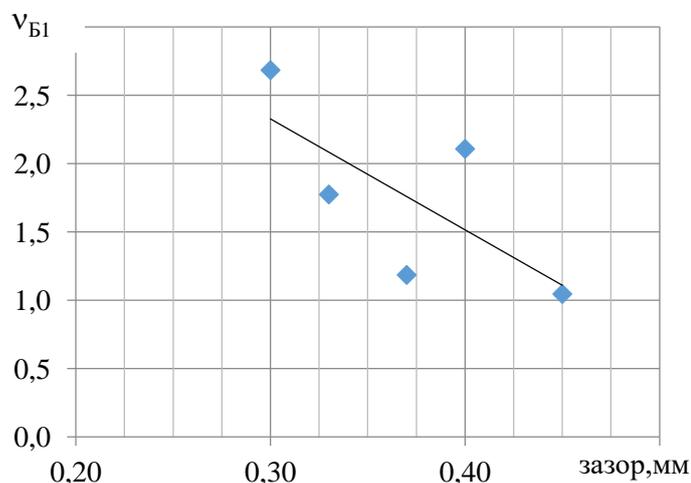


Рисунок 7.21 – Зависимость индекса ЧМ на частоте 15,8 Гц от величины бокового зазора, $r = 0,71$

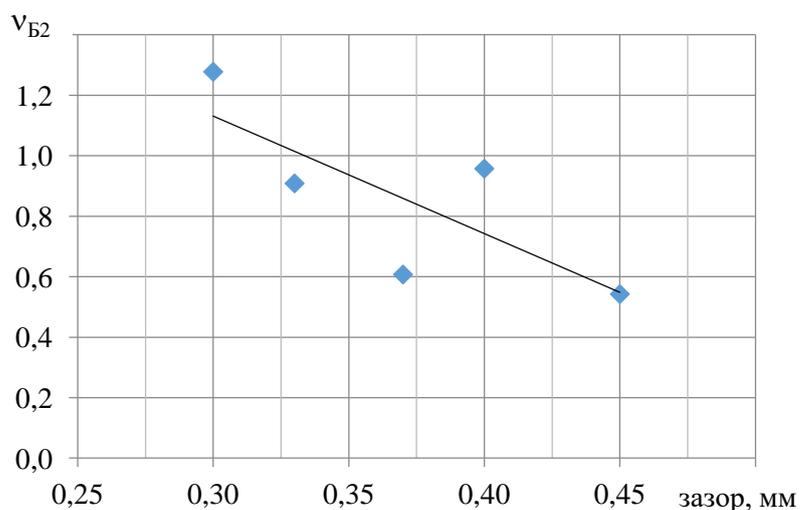


Рисунок 7.22 – Зависимость индекса ЧМ на частоте 31,6 Гц от величины бокового зазора, $r = 0,77$

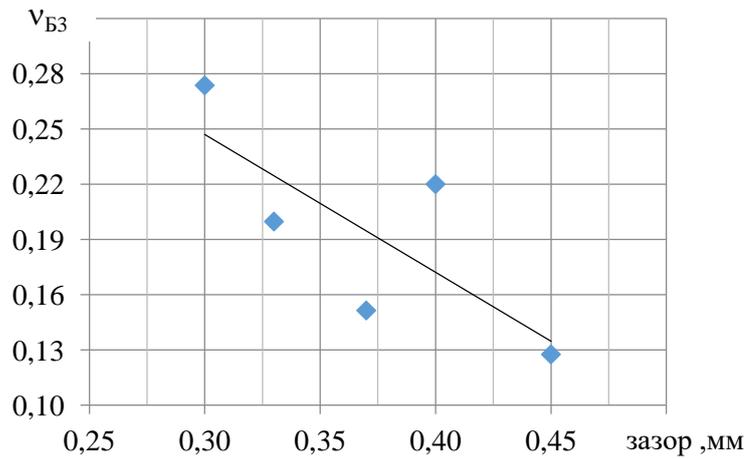


Рисунок 7.23 – Зависимость индекса ЧМ на частоте 126,6 Гц от величины бокового зазора, $r=0,76$

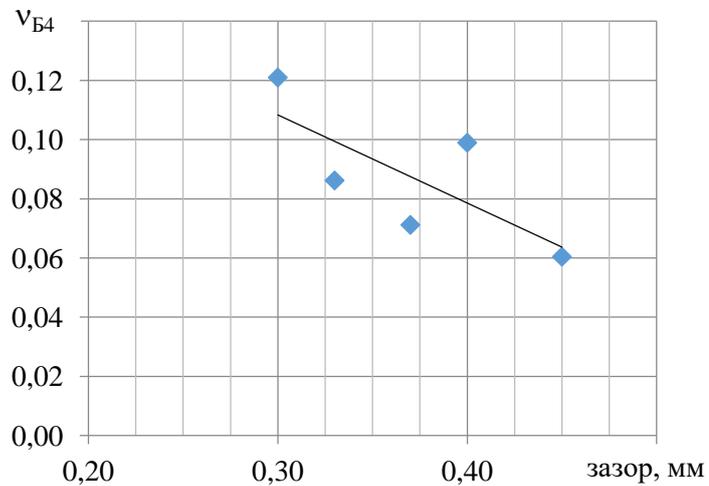


Рисунок 7.24 – Зависимость индекса ЧМ на частоте 278 Гц от величины бокового зазора, $r = 0,74$

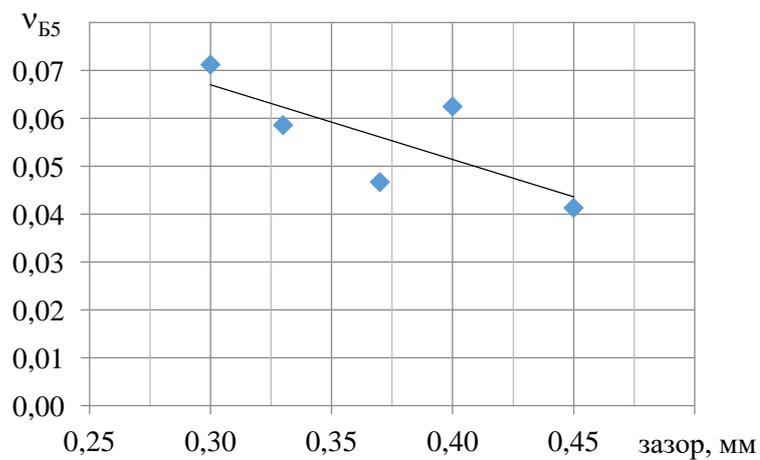


Рисунок 7.25 – Зависимость индекса ЧМ на частоте 416 Гц от величины бокового зазора, $r = 0,76$

Уравнения аппроксимации имеют вид:

$$y = -8,113x + 4,761;$$

$$y = -0,298x + 0,197;$$

$$y = -3,887x + 2,337;$$

$$y = -0,155x + 0,113.$$

$$y = -0,749x + 0,471;$$

Для всех рассмотренных составляющих рост величины бокового зазора приводит к уменьшению индекса частотной модуляции. По первым двум составляющим наблюдается перемодуляция. Наибольшее значение коэффициента корреляции получено для составляющей ЧСЗ.

Был выполнен анализ спектра от спектра (аналог кепстра) составляющей f_p ($A_{КБ1}$) на режиме работы двигателя 0,4Не. Соответствующая графическая зависимость представлена на рисунке 7.26.

Уравнение аппроксимации имеет вид $y = -0,314x + 0,193$.

Как видно из полученных данных, зависимости значений диагностических признаков от величины бокового зазора имеют как линейный, так и существенно нелинейный характер.

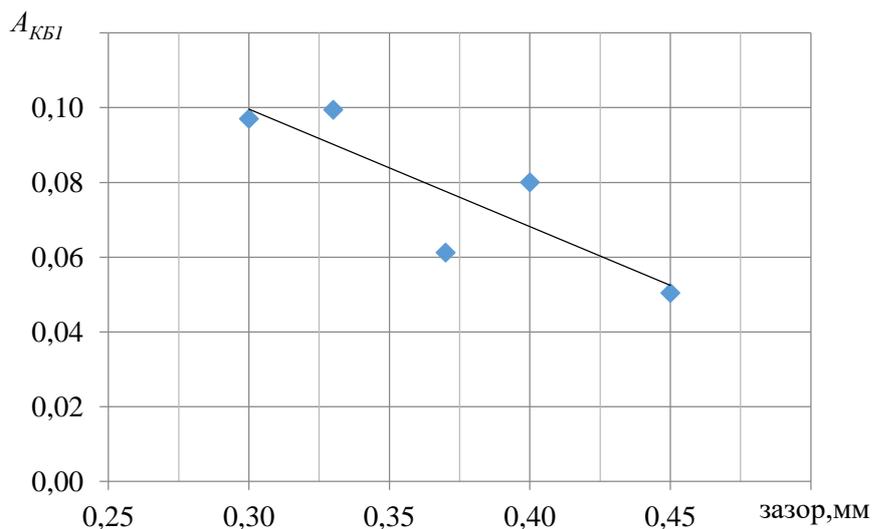


Рисунок 7.26 – Зависимость $A_{КБ1}$ от величины бокового зазора, $r = 0,85$

7.4. Диагностические признаки на основе биполярного анализа

Предложенный в разделе 2.6 способ повышения чувствительности и расширения функциональных возможностей биполярного анализа позволяет предложить некоторые новые диагностические признаки. На рисунке 7.27, 7.28 представлены данные зависимости отношения интенсивности положительной части интенсивности зубцовой составляющей к отрицательной (A_{Z1}^+ / A_{Z1}^-) от величины бокового зазора в паре «солнечная шестерня – сателлиты» на максимальном режиме работы двигателя.

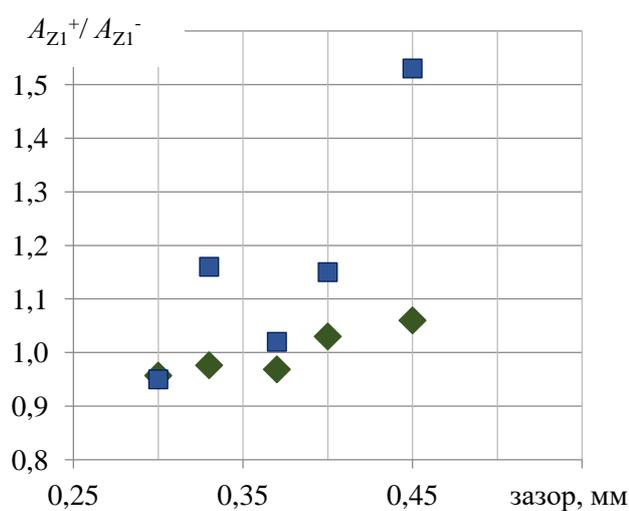


Рисунок 7.27 – Зависимость отношения A_{Z1}^+ / A_{Z1}^- от величины бокового зазора для мгновенных значений процесса (◆) и его максимумов (■)

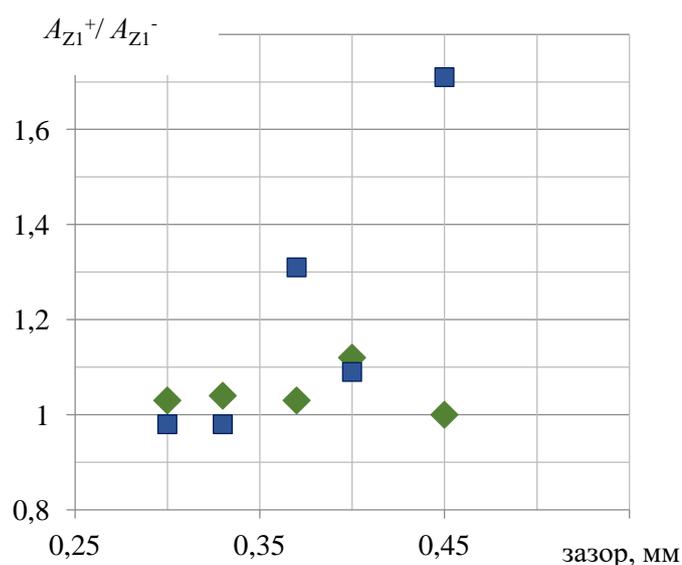


Рисунок 7.28 – Зависимость отношения A_{Z1}^+ / A_{Z1}^- от величины бокового зазора для мгновенных значений процесса (◆) и его максимумов (■) на приёмистости

7.5. Структурные диагностические признаки

Рассмотрены следующие параметры: отношение интенсивности субгармоники $1/3f_{z1}$ к интенсивности гармоники f_{z1} (h_3), интенсивности субгармоники $2/3f_{z1}$ к интенсивности гармоники f_{z1} (h_4), $D_2/D_1(h_5)$, интенсивности субгармоники $1/3f_{z1}$ к субгармонике $2/3f_z$ (h_6). Их графические зависимости представлены на рисунках 7.29–7.32.

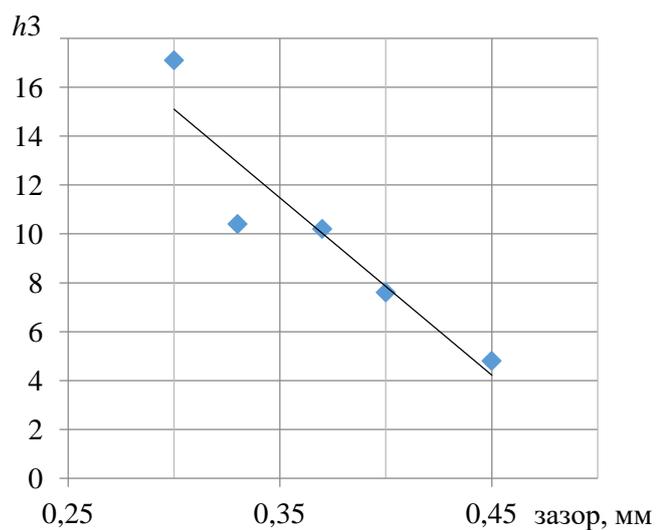


Рисунок 7.29 – Зависимость h_3 от зазора, $r = 0,93$

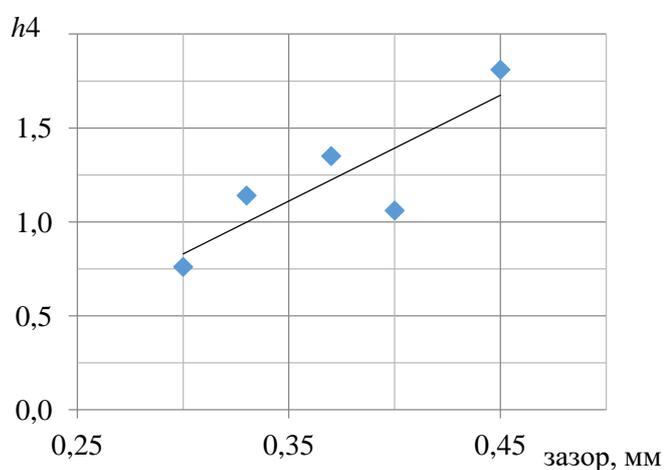


Рисунок 7.30 – Зависимость h_4 от зазора, $r = 0,85$

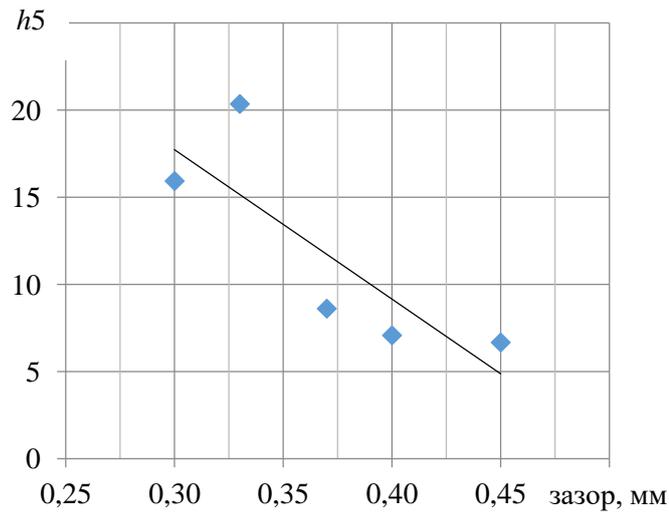


Рисунок 7.31 – Зависимость h_5 от зазора, $r = 0,83$

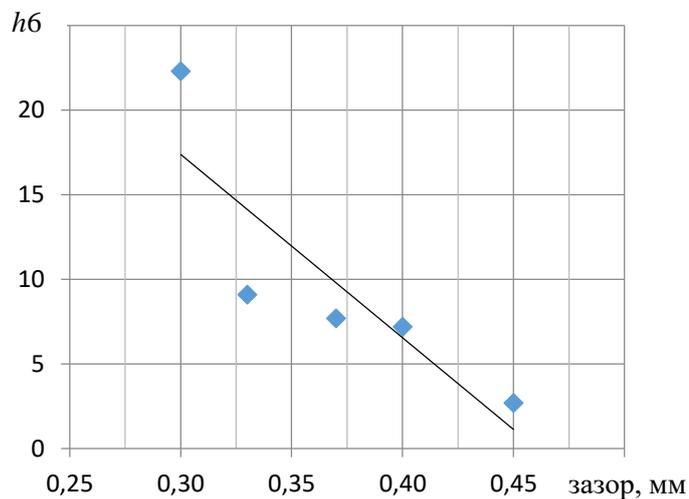


Рисунок 7.32 – Зависимость h_6 от зазора, $r = -0,83$

Соответствующие уравнения аппроксимации имеют вид:

$$y = -72,53x + 36,85;$$

$$y = -85,73x + 43,44;$$

$$y = 5,637x - 0,861;$$

$$y = -108,1x + 49,83.$$

Все зависимости носят линейный характер. Рост величины бокового зазора приводит к увеличению параметра h_4 . Это связано с более высокой чувствительностью субгармоники $2/3f_{z1}$ к изменению величины бокового зазора по сравнению с f_{z1} . Следует отметить относительно высокие значения полученных коэффициентов корреляции, что связано с использованием относительных величин [297].

Полученные результаты позволяют составить диаграмму классификации диагностических признаков 4-х видов износа и способов выявления диагностических признаков (рисунок 7.33).

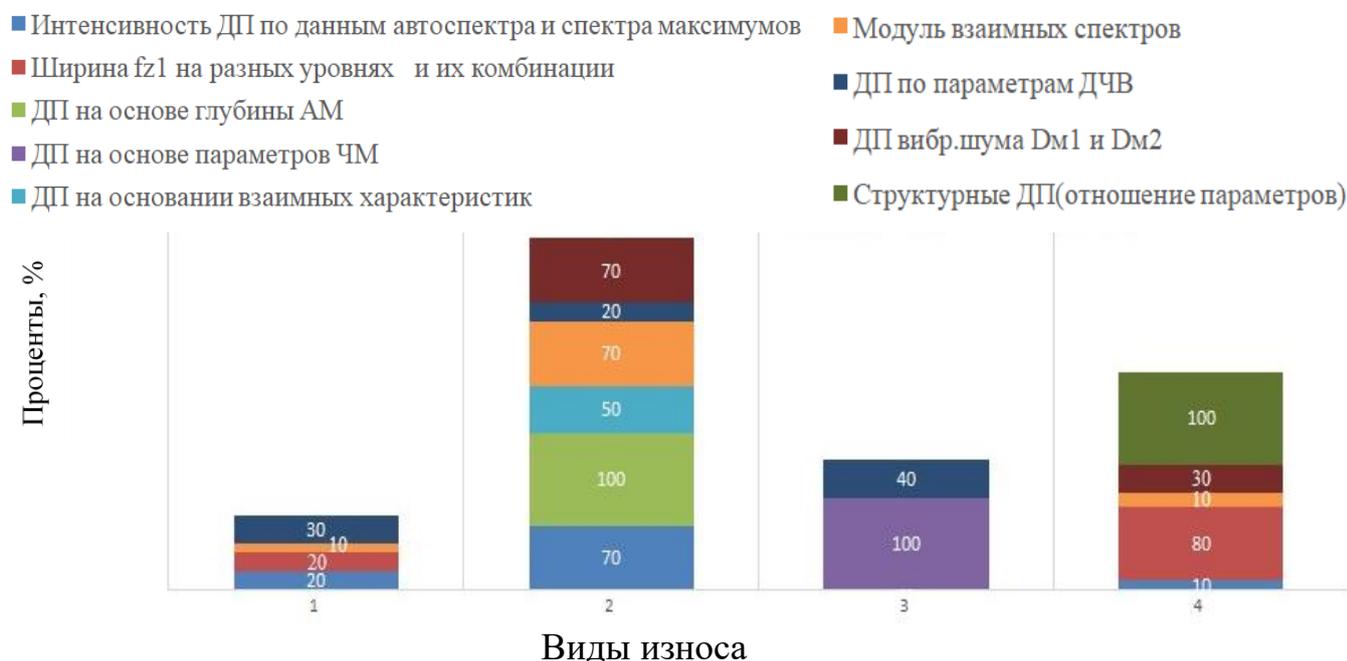


Рисунок 7.33 – Классификация 4-х видов износа и способов выявления ДП

Выводы и результаты седьмого раздела

1. Разработан комплекс диагностических признаков величины бокового зазора в паре «солнечная шестерня – сателлиты» на базе: интенсивностей автоспектра и спектра максимумов, параметров частотной и амплитудной модуляций, биполярного анализа и структурных диагностических признаков. Предложенный комплекс существенно расширяет возможности вибродиагностики технического состояния данного дефекта редукторов авиационных ГТД как при их испытаниях на стендах, так и в условиях эксплуатации. На ряд диагностических признаков разработаны соответствующие значения норм.

2. Впервые разработаны диагностические признаки величины бокового зазора на основе анализа сигналов со «штатных» тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного валов редуктора. Их использование позволяет диагностировать рассматриваемый дефект редуктора без постановки дополни-

тельных датчиков на двигатель в условиях эксплуатации в процессе регламентных работ на объекте.

8. ВОПРОСЫ ПРАКТИЧЕСКОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАЗРАБОТАННЫХ ПОДХОДОВ В ОЦЕНКЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РЕДУКТОРОВ ГТД

В настоящем разделе рассмотрены вопросы влияния на разработанные диагностические признаки типа используемых воздушных винтов и места постановки двигателя (испытательный стенд, объект). Даны предложения по назначению базовых значений диагностических признаков износа боковых поверхностей зубьев. Обоснованы рекомендации по выбору диагностических признаков износа боковых поверхностей зубьев зубчатого зацепления и величины бокового зазора для дальнейшего практического использования. На основе разработанных подходов предложен ряд методик оценки технического состояния дифференциального редуктора ТВД по рассматриваемым дефектам, примеры которых представлены в Приложениях Д-3.

8.1. Проблемы разработки методик вибродиагностики технического состояния редукторов авиационных ГТД

Как отмечено в [31], в основе вибрационной диагностики роторных машин лежит допущение об обратимой функциональной зависимости между параметрами состояния $x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n$ и диагностическими признаками A_i . Признаки оцениваются по результатам анализа процессов, несущих диагностическую информацию. Для обозначения класса состояния машины используется понятие неисправности (дефекта) [75, 212]. Принято рассматривать два крайних состояния машины. Одно позволяет машине выполнять её функцию, другое характеризует состояние отказа. Задача выбранных диагностических признаков заключается в обеспечении определения принадлежности состояния машины к соответствующему классу. Выбор эффективных диагностических признаков является наиболее сложной и трудоемкой задачей. Они должны удовлетворять ряду требований [31, 55, 57, 75, 151, 152, 156, 208, 220, 221, 225, 254, 288, 328]:

- измеряемость;
- наличие однозначной связи с техническим состоянием машины;

- возможность обнаружения дефекта на более ранней стадии его развития;
- обеспечение требуемой глубины диагноза;
- высокая информативность;
- максимальная чувствительность;
- монотонность изменения при развитии дефекта;
- соответствие математической модели их зависимости от величины дефекта математической модели его развития;
- обеспечение высокого быстродействия при их использовании в системах защиты;
- возможность их получения по минимальному числу измерительных каналов;
- обеспечение относительно простой процедуры преобразования и обработки данных диагностирования с использованием простых и недорогих технических средств и др.

При решении задачи распознавания возможны два подхода: вероятностный и детерминистский [32]. Выбор способа распознавания определяется характером развития дефекта, зависящим от физических процессов, его вызывающих. Если между исправным и дефектным состояниями нет чёткой границы, оценку принадлежности машины к одному из классов состояния выполняют с использованием методов технической кибернетики на базе распознавания образов [91, 303]. При выявлении корреляционно-регрессионных зависимостей между параметрами состояния и диагностическими признаками оценивается изменение диагностических признаков в процессе наработки машины с использованием базовых значений (норм). При этом необходимо решить ещё ряд задач: оценить погрешность классификации, обосновать норму, определить вид контроля (периодический, непрерывный) и др.

Вибродиагностика авиационных ГТД обладает рядом специфических особенностей [138, 120, 139, 151, 152, 154, 201, 259, 323]:

- как правило, небольшой объём обучающей статистики;

- значительный разброс параметров вибрации, вызванный большим количеством влияющих факторов;
- влияние места постановки двигателя (стенд, объект);
- возможность использования для ТВД разных типов воздушных винтов на испытательном стенде завода-изготовителя (где, как правило, отрабатываются методики вибродиагностики) и объекте (где необходимо выполнять диагностику);
- влияние внешних факторов (окружающая температура, атмосферное давление, высота полёта, скорость и др.);
- нестабильность динамических характеристик, связанная с особенностями и сложностью конструкции;
- влияние системы поддержания стабильности частоты вращения ротора двигателя на стационарном режиме работы (это особенно критично для высокочастотных составляющих, в том числе зубцовых гармоник);
- многорежимность;
- сложность строгой фиксации условий диагностирования и др.

Применительно к редукторам авиационных ГТД – это сложность конструкции (их дифференциальное исполнение), высокие частоты вращения входного вала, большие передаваемые нагрузки, многорежимность работы, как правило, высокие частоты основных источников вибрации и их сильное затухание при передаче до вибропреобразователя и др.

Диагностике технического состояния роторных машин посвящено довольно большое количество действующей нормативной документации. Применение общих принципов диагностирования и их детализация рассмотрены в ГОСТ Р ИСО 13373-1-2009 и ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009 [104,105]. В ГОСТ 27518-87 [99] сформулированы основные задачи диагностирования:

- определение вида технического состояния машины;
- поиск места отказа или неисправности;
- прогнозирование технического состояния.

Процедура, этапы выполнения работ и требования к обучению персонала достаточно подробно рассмотрены в ГОСТ Р ИСО 17359-2009 [107]. Термины и

определения регламентируются ГОСТ 20911-89 [95] Согласно ГОСТ Р ИСО 13379-2009 [106] в диагностике машин используется два основных подхода к построению диагностических моделей:

- модель неисправность – диагностические признаки;
- модель дерево причинно-следственных связей.

Первый подход используется в случае, когда необходимо только обнаружить неисправность. Вторым используется для выявления основной причины дефекта. При этом под диагностической моделью понимают формализованное описание объекта, необходимое для решения задачи диагностирования (ГОСТ 27518-87) [99].

8.2. Оценка влияния места постановки двигателя и типа воздушного винта на диагностические признаки износа зубьев его редуктора

Применительно к авиационным газотурбинным двигателям необходимо учитывать тот факт, что поиск и разработка диагностических признаков выполняется, как правило, с использованием данных, полученных при их испытаниях на стенде завода-изготовителя, а практическая реализация разработанных методик в основном осуществляется в условиях эксплуатации. В большинстве случаев в качестве диагностических признаков используются интенсивность спектральных составляющих вибрации на диагностических частотах, параметры амплитудной модуляции и другие характеристики, связанные с интенсивностью. Комплекс работ, выполненных в ПАО «Туполев» показывает существенное отличие динамических характеристик испытательного стенда и объекта [138, 331]. Авторы работ отмечают, что перестановка двигателя с испытательного стенда на объект приводит к существенному изменению его вибрационного состояния. В работах на основе использования механического сопротивления и динамической податливости конструкций выполнен соответствующий анализ. Экспериментально показано их существенное отличие. Выявлено, что, например, в диапазоне частот 40–200 Гц, соответствующим рабочим частотам вращения роторов двигателей, податливость стенда значительно ниже податливости объекта. Отмечается, что перестановка

двигателя со стенда на объект для этого диапазона частот приводит к увеличению интенсивности вибрации от 1,4 до 2,4 раза. Следовательно, правомерность использования диагностических признаков дефектов в эксплуатации, построенных на характеристиках интенсивностей вибрации, полученных в условиях испытательного стенда, требует соответствующего подтверждения их неизменности после перестановки двигателя на объект. При выявлении отличия требуется внесение необходимых поправочных коэффициентов. Редукторы авиационных газотурбинных двигателей генерируют вибрацию в широком частотном диапазоне. Это потребует серьёзных материальных и временных затрат на оценку этих коэффициентов. Не всегда выполнение данных работ в условиях эксплуатации практически осуществимо. Кроме того, неизбежно возрастут погрешности от увеличения количества влияющих факторов. Применительно к турбовинтовым двигателям возможны случаи использования разных типов воздушных винтов на испытательном стенде и объекте.

Оценим изменение диагностических признаков износа боковых поверхностей зубьев зубчатых колёс редуктора при перестановке двигателя с испытательного стенда на объект и замене воздушного винта 1 на воздушный винт 2 (большей тяги) [292]. При разработке диагностических признаков материал получен при испытании двигателей на стенде завода-изготовителя и в условиях эксплуатации. Перечень исследуемых диагностических признаков определён из 6 раздела. Выбраны признаки с наибольшими значениями коэффициента корреляции в их зависимостях от величины износа. Влияние типа воздушного винта оценивалось по результатам виброизмерений на двух двигателях в условиях испытательного стенда завода-изготовителя с воздушными винтами 1 и 2. Оценка влияния места постановки двигателя выполнена по результатам виброизмерений на трёх двигателях при их наземной гонке на объекте и оценке вибрационного состояния на стенде завода-изготовителя по их прибытию в ремонт с воздушными винтами 2. Анализировались как вибрационные процессы, так и сигналы со «штатных» тахометрических датчиков частот вращения валов ТК и ВЗВ. Вибропреобразователь устанавливался на стыке картеров ТК и редуктора. Исследования выполнены во

всём диапазоне стационарных режимов работы двигателей, за исключением малого газа. Частота вращения ротора ТК на этих режимах практически одинакова. Анализ выполнен по следующим диагностическим признакам:

- интенсивность составляющей автоспектра с кратностью 19,145 относительно частоты вращения ротора ТК (параметр 1);
- интенсивность первой роторной гармоники в спектре от спектра (аналог кепстра, параметр 2);
- интенсивность n -мерного вектора по 12 субгармоникам от зубцовой, то есть ряда с шагом $3f_p^*$, включая зубцовую гармонику (параметр 3);
- глубина амплитудной модуляции на частоте роторной гармоники в узкополосном процессе с центральной частотой f_{z1} (параметр 4);
- индекс частотной модуляции на частоте роторной гармоники в узкополосном процессе с центральной частотой f_{z1} (параметр 5);
- индекс частотной модуляции на частоте третьей роторной гармоники в узкополосном процессе с центральной частотой f_{z1} (параметр 6);
- ширина зубцовой спектральной составляющей на уровне 0,5 от максимального значения (параметр 7);
- дисперсия ($D_{ВЗВ}$) девиации частоты вращения ВЗВ (параметр 8).
- дисперсия ($D_{ТК}$) девиации частоты вращения ротора ТК (параметр 9).

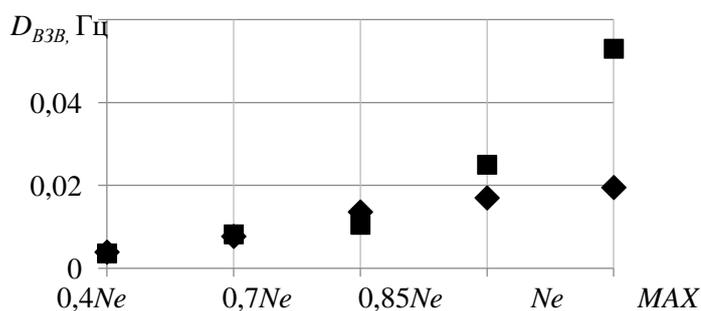
В таблице 8.1 представлены соответствующие данные.

Таблица 8.1 – Средние значения отношений параметров при двух видах типа воздушных винтов и мест постановки двигателя

параметр	воздушные винты 2 / воздушные винты 1	объект /стенд
1	1,11	2,14
2	1,06	2,20
3	1,14	2,37
4	1,05	1,25
5	1,06	0,76
6	1,10	0,70
7	1,15 (0,95)	1,15
8	2,29 (1,13)	1,11
9	1,25 (1,11)	1,09

Здесь для параметров 7–9 в скобках приведены данные для режима работы двигателей 0,85 номинала. Это связано с особенностью влияния режимов работы двигателя на эти диагностические признаки. Остальные данные – для режима максимальный.

Как видно из таблицы 8.1, наибольшее влияние типа воздушного винта получено для параметра 8. Соответствующее объяснение следует из данных, представленных на рисунке 8.1 (данные приведены для редуктора с максимальным износом).



Режим работы двигателя относительно номинального N_e
 Рисунок 8.1 – Зависимость $D_{ВЗВ}$ от режима работы двигателя:
 ■ – воздушные винты 1; ◆ – воздушные винты 2

Из рисунка видно, что до режима работы 0,85 номинального величины параметра 8, полученные для двух типов воздушных винтов, практически совпадают. Далее наблюдается более существенный его рост при использовании воздушного винта 2. Аналогичные данные получены для параметра $D_{ТК}$ (рисунок 8.2).

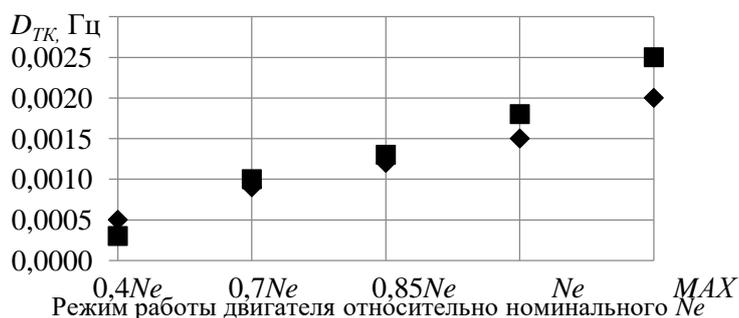


Рисунок 8.2 – Зависимость $D_{ТК}$ от режима работы двигателя
 ◆ – воздушные винты 1; ■ – воздушные винты 2

Как видно из рисунка 8.2, здесь также после режима работы двигателя 0,85 номинального наблюдается рост расхождения полученных данных. Однако оно существенно меньше, чем для параметра $D_{ВЗВ}$.

Представленные в таблице 8.1 результаты, применительно к режиму работы двигателя максимальный, дают основание сделать ряд замечаний. Учитывая, что погрешность виброизмерений интенсивности в соответствии с действующей нормативной документацией (см., например, [98]) не должна превышать 15%, можно заключить, что влияние типа воздушного винта на рассмотренные параметры, построенные на интенсивности спектральных составляющих вибрации, нет. Как и места постановки двигателя для параметров 7–9. Для частотных параметров установлено незначительное влияние типа воздушных винтов на дисперсию девиации частоты вращения вала ТК и ширину зубцовой спектральной составляющей и значительное – для дисперсии частоты вращения вала заднего винта.

Для диагностических признаков, использующих интенсивность спектральных составляющих вибрации, перестановка двигателя на объект приводит к увеличению их интенсивности более чем в два раза. Это связано с отмеченными выше факторами. Глубина амплитудной модуляции при постановке на объект увеличилась на 25%. Заметное отличие от единицы отношений индексов частотной модуляции, видимо, вызвано влиянием амплитудной. Эти два вида модуляции в зубчатых зацеплениях, как правило, присутствуют вместе. Перестановка двигателя на объект приведёт к росту интенсивности как несущей составляющей, так и модулирующих гармоник, причём в разной степени, что может вызывать определённое изменение индекса частотной модуляции.

Параметры 7–9 определяются системой поддержания режима работы двигателя и факторами, вызывающими девиацию частоты вращения ВЗВ редуктора: погрешностями изготовления и сборки зубчатого зацепления, характеристиками режима работы (частота вращения, температура, передаваемая нагрузка), конструктивными факторами (податливость деталей редуктора, модификация рабочей поверхности зуба) и износом боковых поверхностей зубьев [162, 346]. В рассматриваемом случае можно принять их влияние для стенда и объекта неизменным. Тогда значения параметров 7–9 при перестановке двигателя на объект будут определяться только типом используемого воздушного винта. Для рассмотренного

случая их оценку необходимо выполнять на режимах работы двигателя не выше 0,85 номинального.

Применительно к решению задач вибродиагностики износа боковых поверхностей зубьев редукторов авиационных газотурбинных двигателей это могут быть:

- характеристики ширины зубцовых гармоник на выбранных уровнях и их комбинации;
- характеристики девиации частоты вращения выходного вала редуктора (дисперсия, эксцесс и др.);
- разность дисперсий девиации частот вращения входного и выходного валов редуктора и другие характеристики, построенные на частоте.

Выполненный анализ показывает, что частотные параметры при разработке методик вибродиагностики авиационных газотурбинных двигателей по данным, полученным на испытательном стенде, существенно сокращают затраты при их применении в условиях эксплуатации. Предложенный подход может быть применён не только для турбовинтовых двигателей, но и для двигателей с редукторным приводом вентилятора.

Для редукторов общего машиностроения в качестве диагностического признака износа можно рекомендовать ширину зубцовой спектральной составляющей на выбранных уровнях, их комбинации и дисперсию девиации частоты зубцовой гармоники в выбранных полосах в пределах ширины спектральной составляющей зубцовой гармоники.

8.3. Разработка рекомендаций по назначению предельных значений диагностических признаков износа

Как уже отмечалось выше, при наличии регрессионно-корреляционных зависимостей значения диагностического признака от уровня исследуемого дефекта необходимо иметь его предельное (базовое) значение. Рассмотрим возможные варианты назначения базовых значений для ДП износа зубьев зубчатых зацеплений [17]. В [45] отмечается, что важным условием построения тренда диагностического признака дефекта машины, является наличие информации о модели развития

исследуемого процесса. Очевидно, что информативный диагностический признак должен иметь близкую модель. Как уже отмечалось ранее, типовая модель изнашивания имеет вид (см. рисунок 1.3 раздела 1).

Согласно РД 50-423-83 [193], прогнозирование остаточного ресурса изделия по изнашиванию с использованием контролируемого параметра осуществляется на основе задания его предельного значения. При этом измерения, полученные до окончания приработки, исключаются из обработки [193]. Поэтому представляет интерес характер изменения диагностических признаков износа на периоде приработки и его время для рассматриваемого случая. На рисунке 8.3 представлены данные по двум двигателям на начальном этапе работы на объекте. Оценивалось изменение интенсивности составляющей $f_{\text{ИЗН}}$ от наработки в начале эксплуатации. Как видно из представленных данных, период приработки по диагностическому признаку износа можно оценить в 60 часов наработки.

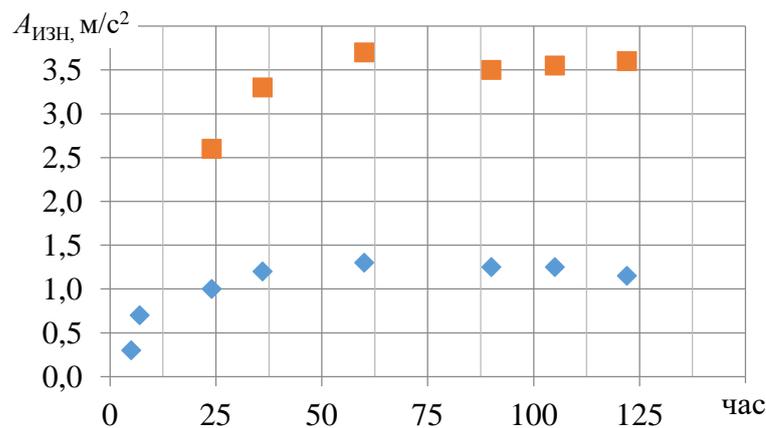


Рисунок 8.3 – Амплитудное значение ($A_{\text{ИЗН}}$) составляющей $f_{\text{ИЗН}}$ на начальном этапе эксплуатации: \blacklozenge – двигатель 1, \blacksquare – двигатель 2

Выполненный анализ показал, что полученные диагностические признаки износа (см. раздел 6) можно описать следующими видами математических моделей: линейной, степенной, экспоненциальной и комбинацией линейной и экспоненциальной. Ниже даны соответствующие графические их зависимости от величины износа. На рисунке 8.5 представлена зависимость интенсивности n -мерного вектора ($A_{\text{УП}}$), рассчитанного по пяти составляющим от гармоники $f_{\text{ИЗН}}$ в спектре максимумов.

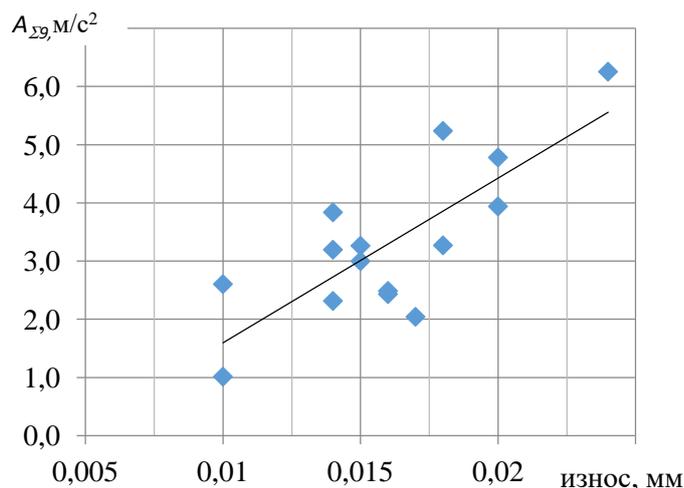


Рисунок 8.4 – Зависимость интенсивности $A_{\Sigma 9}$ от текущего полного износа

Уравнение аппроксимации имеет вид $y = 282,8x - 1,23$, коэффициент корреляции $r=0,78$.

На рисунке 8.5 приведены данные по разности ширины зубцовой составляющей f_{Z1} , полученной в спектральной плотности мощности в функции износа на двух уровнях относительно максимального значения.

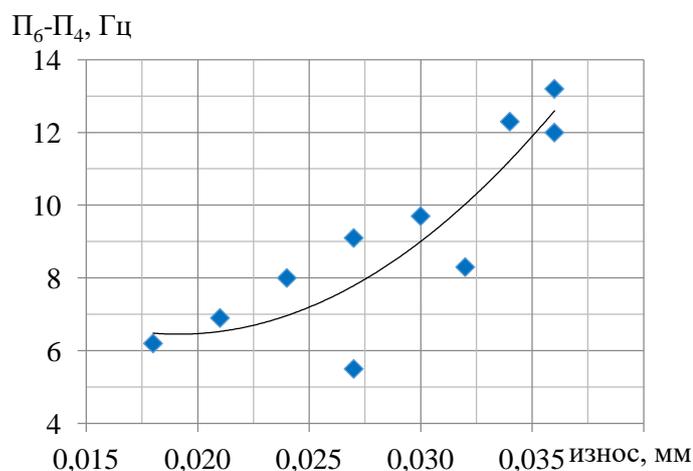


Рисунок 8.5 – Зависимость параметра $\Pi_6 - \Pi_3$ от величины износа 4

Уравнение аппроксимации имеет вид $y = 21604x^2 - 826,7x + 14,36$, $r = 0,84$.

На рисунке 8.6 представлена зависимость интенсивности n -мерного вектора ($A_{\Sigma 17}$), рассчитанного по семи составляющим от роторной гармонике (частота вращения солнечной шестерни).

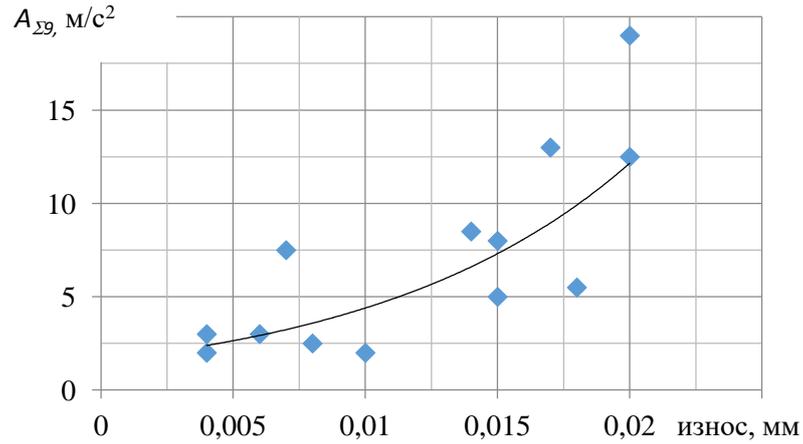


Рисунок 8.6 – Зависимость A_{zp} от текущего износа

Уравнение аппроксимации имеет вид $y = 1,587e^{101,7x}$, $r = 0,77$.

На рисунке 8.7 представлены данные по влиянию износа на глубину амплитудной модуляции (АМ) при анализе максимумов широкополосного вибрационного процесса в полосе $1/6 \cdot f_{z1} \pm 15\%$ на частоте, соответствующей 1 винтовой гармонике ($f_{вг}$).

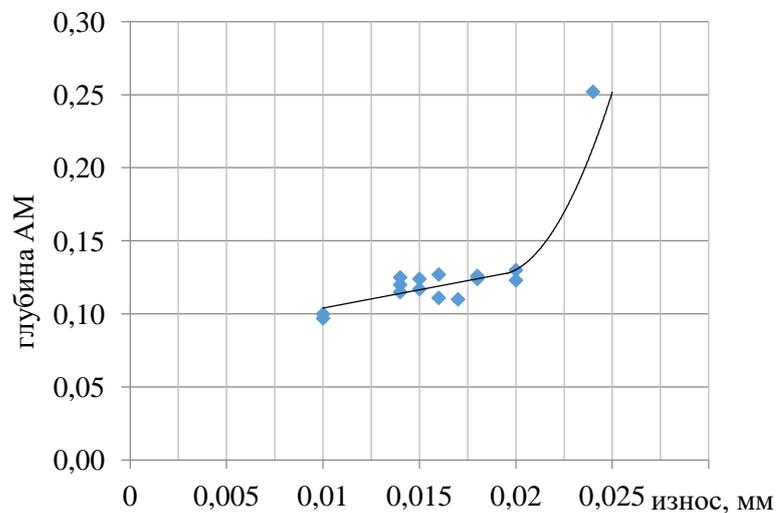


Рисунок 8.7 – Зависимость глубины АМ на частоте $f_{вг}$ от текущего полного износа

Линейная модель характеризуется постоянной скоростью изменения интенсивности диагностического признака с ростом износа. Для степенной и экспоненциальной моделей рост износа приводит к увеличению скорости его изменения. Четвёртая модель характеризуется наличием двух зон: с постоянной скоростью

изменения интенсивности диагностического признака и с зоной роста скорости при увеличении износа. Без учёта этапа приработки, именно эта модель ближе всего к модели, характеризующей процесс развития износа во времени (см. рисунок 8.7).

Согласно ГОСТ 30479-97, по критерию интенсивного возрастания износа, предельный износ рекомендуется установить по моменту резкого его роста (начало периода 3, (см. рисунок 1.3 раздела 1) [101], то есть в месте перехода линейной части модели в экспоненциальную. Следовательно, именно это значение диагностического признака износа следует признать в качестве нормы [270]. Для диагностических признаков с линейной, степенной и экспоненциальной моделями оценку нормы целесообразно проводить в соответствии с ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009 по соотношению (1.4). Увеличение скорости роста интенсивности диагностического признака с ростом износа требует проводить непрерывный контроль оценки вибрационного состояния редуктора, что не всегда выполнимо.

8.4. Общие рекомендации по разработке методик диагностики износа боковых поверхностей зубьев и величины бокового зазора в редукторах ГТД

В предлагаемой работе представлен достаточно обширный перечень диагностических признаков рассматриваемых дефектов (более ста). Многие из них могут широко использоваться в общем машиностроении при диагностике дефектов зубчатых зацеплений. Большое их разнообразие даёт возможность решать задачу оценки технического состояния планетарных редукторов ГТД и других зубчатых зацеплений при наличии различных вариантов располагаемых технических и методических средств.

Применительно к авиационным двигателям с редукторным приводом вентилятора отсутствует ограничение, связанное с возможностью использования разных типов воздушных винтов на стенде завода-изготовителя и в условиях эксплуатации на объекте. Здесь следует рекомендовать для использования диагностические признаки, построенные на частотных параметрах:

- дисперсия девиации частоты вращения выходного вала редуктора (частота вращения вентилятора);
- вероятностные характеристики законов распределения текущей частоты вращения выходного вала;
- ширина зубцовых спектральных составляющих и их суб- и супергармоник и др.

Применительно к редукторам ТВД следует учитывать возможность использования разных типов воздушных винтов на стенде завода-изготовителя и на объекте. В этом случае необходимо оценить их влияние на используемые параметры и, в случае его обнаружения, определить область возможного их использования.

В случае применения диагностических признаков, построенных на интенсивностях вибрации, необходимо оценить соответствующие коэффициенты их пересчёта, если предварительная статистика получена в условиях испытательного стенда. В качестве общих рекомендаций необходимо отметить, что предпочтение следует отдавать следующим диагностическим признакам:

- с наибольшим коэффициентом корреляции между его значениями и величинами исследуемого дефекта;
- наибольшей чувствительностью и точностью;
- имеющим математическую модель, близкую к модели развития исследуемого дефекта;
- в виде структурных параметров (разности, отношений), что обеспечивает определённую компенсацию погрешностей от влияющих факторов;
- обеспечивающим относительную простоту измерений и обработки данных;
- в случае использования на объекте методик диагностики с использованием статистического материала, полученного на стенде завода-изготовителя двигателя, применять диагностические признаки, построенные на характеристиках частоты.

Обязательным условием построения методики диагностики дефекта является наличие в ней обоснованного базового (нормативного) значения используемого

диагностического признака. В рассматриваемом случае следует воспользоваться рекомендациями раздела 8.3.

Для решения проблемы оценки технического состояния модернизированного варианта двигателя НК-12МППМ был разработан комплекс методик оценки технического состояния его редуктора, некоторые из которых представлены в Приложениях Д–З.

Выводы и результаты восьмого раздела

1. Определены основные проблемы, возникающие при разработке методик диагностики технического состояния редукторов авиационных ГТД. Отмечено, что наиболее актуальными являются вопросы влияния перестановки двигателя со стенда на объект на диагностические признаки, построенные на интенсивности вибрации и проблема назначения базовых (предельных) уровней.

2. Экспериментально установлено, что перестановка двигателя со стенда на объект приводит к росту интенсивности диагностических признаков до двух с половиной раз. Показано, что переход на диагностические признаки, использующие параметры частоты, устраняет отмеченную проблему и позволяет существенно сократить затраты на разработку соответствующих методик диагностики технического состояния редукторов.

3. Установлено, что разработанные диагностические признаки износа описываются четырьмя видами математических моделей: линейной, степенной, экспоненциальной и комбинацией линейной и экспоненциальной. Для линейной, степенной и экспоненциальной моделей расчёт предельного значения следует вести по ГОСТ Р 13373-2-2009, для модели в виде комбинации линейной и экспоненциальной за предельное значение нужно принять уровень перехода линейной части модели в экспоненциальную.

4. Показано, что построение методик диагностики рассматриваемых дефектов целесообразно на основе использования признаков:

- построенных на параметрах, зависящих от частоты;
- имеющих математическую модель, близкую к модели развития дефекта;

– являющихся структурными характеристиками в виде отношений или разностей, что снижает влияние ряда погрешностей.

5. Разработан комплекс методик диагностики величин износа и бокового зазора с возможностью их использования, как в условиях стенда, так и в эксплуатации (примеры методик представлены в Приложениях Д–З).

Заключение

В результате теоретических и экспериментальных исследований решена научная проблема в области авиационного двигателестроения, связанная с обеспечением надёжности двигателей и достигнута поставленная цель, имеющая важное значение для повышения достоверности оценки технического состояния планетарных редукторов и компрессоров ГТД. В рамках решения рассматриваемой научной проблемы получены следующие результаты:

1. Разработан метод оценки технического состояния редуктора, нечувствительный к перестановке двигателя со стенда в состав летательного аппарата за счёт использования выявленных диагностических признаков по параметрам девиации мгновенных значений частоты узкополосного процесса, позволяющий практически вдвое сократить временные и материальные затраты на разработку методик оценки технического состояния ГТД в условиях эксплуатации за счет исключения соответствующих дополнительных виброизмерений на объекте.

2. Разработан метод оценки параметров демодуляции вибрационного сигнала на основе анализа максимумов широкополосной вибрации ГТД, позволяющий в несколько раз расширить частотный диапазон выделения модулирующих компонентов. Улучшена достоверность оценки технического состояния двигателя НК-12 путём повышения чувствительности биполярного анализа на 70% и расширения практически на порядок частотного диапазона каскадной демодуляции.

3. Разработана имитационная математическая модель вибрационного состояния пары «солнечная шестерня – сателлиты» планетарного редуктора при развитии износа зубьев, отличающаяся наличием основных генерируемых составляющих вибрации, что позволяет выявить дополнительные диагностические признаки износа и идентифицировать источник резонансных колебаний элементов конструкции компрессора двигателя.

4. Создан комплекс моделей определения ширины компонент спектральных линий: зубцовой составляющей вибрации, частоты вращения выходного вала редуктора в вибрационном процессе и в сигнале штатного тахометрического датчика, учитывающий рост ширины составляющих спектра с развитием износа, прак-

тически вдвое для случая с максимальным уровнем дефекта, что позволило предложить новые диагностические признаки износа зубьев.

5. Выявлена взаимосвязь вибрационного состояния редуктора при износе его зубьев с техническим состоянием лопаток и дисков компрессора двигателя, что позволило на примере двигателя НК–12МППМ установить источник резонансных колебаний на составляющей частоте вращения ротора кратной *19,145*.

6. Установлена возможность использования сигналов штатных тахометрических датчиков не только для оценки частот вращения валов ГТД, но и для диагностики технического состояния его редуктора, что существенно повышает эксплуатационную технологичность, а также надёжность, упрощает процедуру оценки его технического состояния в условиях эксплуатации за счет исключения проведения соответствующих дополнительных виброизменений.

7. Разработан комплекс диагностических признаков, моделей и методов на основе анализа сигналов вибрации и штатных тахометрических датчиков, позволяющий оценивать техническое состояние редукторов ГТД с требуемой достоверностью, обеспечивающий надёжность эксплуатации двигателя.

8. В результате применения разработанных моделей и методов выявлены диагностические признаки, описываемые линейной, степенной, экспоненциальной и комбинацией линейной и экспоненциальной математическими зависимостями. Показано, что для первых трех зависимостей, при обосновании уровня «ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ», целесообразно следовать рекомендациям действующей нормативной документации. Для последней зависимости в качестве нормы следует принять точку перехода линейной её части в экспоненциальную. На примере двигателя НК-12 для обеспечения надёжности в процессе эксплуатации на протяжении ресурса степень износа зубчатого зацепления следует установить 0,02 мм.

Полученные в работе результаты внедрены в практику оценки технического состояния роторных машин на нескольких предприятиях. Один из вариантов методик вибродиагностики величины износа зубьев редуктора ТВД одобрен ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова и использовался при проведении государственных совместных летных испытаний модернизированного ТВД с воздушным винтом АВ-

60Т на объекте. Перспектива дальнейшего развития темы состоит в адаптации разработанных моделей и методов на другие типы ГТД и ГТУ.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Принятые сокращения

ГТД	– газотурбинный двигатель;
ГСИ	– государственные совместные испытания;
ТВД	– турбовинтовой двигатель;
ТК	– турбокомпрессор;
ВЗВ	– вал заднего винта;
ИМАШ РАН	– институт машиноведения Российской академии наук;
ПАО	– Публичное акционерное общество;
СНТК	– Самарский научно-технический комплекс;
ФГУП	– Федеральное государственное унитарное предприятие;
ОДК	– объединённая двигателестроительная корпорация;
ДПФ	– дискретное преобразование Фурье;
ДП	– диагностические признаки;
АМ	– амплитудная модуляция;
ЧМ	– частотная модуляция;
ДЧВ	– датчик частоты вращения;
СКЗ	– среднеквадратическое значение;
СКО	– среднеквадратическое отклонение;
ЧСЗ	– частота совпадения зубьев;
НОМ	– наибольший общий множитель;
КВЗВ	– картер вала заднего винта;
КР	– картер редуктора;
ПСИ	– приёмо-сдаточные испытания;
СУ	– силовая установка;
ЭДС	– электродвижущая сила;
ПО	– передняя опора.

Основные обозначения

φ_1	– расчётный угол поворота ведомого зубчатого колеса;
$\varphi_{\text{НОМ}}$	– фактический угол поворота ведомого зубчатого колеса;
$\Delta\varphi$	– разность между фактическим и расчётным углами поворота ведомого зубчатого колеса;
Δf	– ширина фильтра;
f_0	– центральная частота фильтра;
$\Delta\omega$	– ширина спектра;
$S(0)$	– спектральная плотность на нулевой частоте;
$S(\omega)$	– спектральная плотность на исследуемой частоте;
$S_{\text{МАХ}}$	– максимальная ордината энергетического спектра;
σ^2	– дисперсия процесса;
ε	– относительная ширина спектра;
$m_{0,2,4}$	– спектральные моменты 0,2,4 порядка;
A_i	– амплитуда i -й спектральной составляющей;
$\delta(f - f_i)$	– дельта-функция Дирака;
m_k	– спектральный момент k -го порядка;
n	– число составляющих ряда;
ω	– средняя частота следования нулей стационарного случайного процесса,
ω_m	– средняя частота следования экстремальных значений стационарного случайного процесса;
Δf	– ширина фильтра;
n_T^*	– обороты вращения турбокомпрессора в приведенном движении;
f_P^*	– циклическая частота вращения ротора в приведенном движении;

- f_2, f_3 – циклические частоты вращения сателлитов и шестерни – вала в приведенном движении;
- f_4 – циклическая частота вращения эпицикла в приведенном движении;
- f_Z – циклическая частота зубцовой гармоника;
- f_{Z1} – циклическая частота зубцовой гармоника пары «солнечная шестерня – сателлиты»;
- f_{Z2} – циклическая частота зубцовой гармоника пары «эпицикл – сателлиты»;
- f_1 – циклическая частота вращения шестерни;
- f_2 – циклическая частота вращения колеса;
- z_1 – число зубьев шестерни;
- z_2 – число зубьев колеса;
- ω_Z – круговая частота зубцовой гармоника;
- ω_1 – круговая частота вращения шестерни;
- ω_2 – круговая частота вращения колеса;
- A_Σ – интенсивность n -мерного вектора;
- d_n – интенсивность n -мерного вектора;
- A_i – интенсивность i -й составляющей ряда;
- S_{MAX} – максимальная ордината энергетического спектра;
- $S(\omega)$ – спектральная плотность исследуемого процесса;
- $A_{\text{ПР}}$ – уровень «предупреждение»;
- A – среднее значение амплитуды;
- S_A – среднеквадратическое значение амплитуды;
- $S_{\text{Ш}}$ – среднеквадратическое значение шума;
- F_f – среднее значение частоты узкополосного случайного модулирующего процесса;
- τ_F – коэффициент корреляции модулирующего процесса;

- $\Pi_{1/e}$ – ширина частотно-модулированной спектральной компоненты на уровне $1/e$ от максимального значения;
- $G_a(\omega)$ – частотно-модулирующий узкополосный процесс с максимальной частотой F_f ;
- $\Pi_{0,5}$ – ширина спектральной составляющей на уровне 0,5 от максимального значения;
- Π_1 – ширина зубцовой спектральной составляющей на уровне $1/e$ от максимального значения на режиме работы двигателя $0.4N_e$;
- Π_2 – ширина зубцовой спектральной составляющей на уровне $1/e$ от максимального значения на режиме работы двигателя максимальный;
- Π_3 – ширина роторной спектральной составляющей на уровне $1/e$ от максимального значения на режиме работы двигателя максимальный;
- $\Pi_{чм}$ – доля ширины зубцовой спектральной составляющей от работы системы регулирования;
- Π_p – доля ширины зубцовой спектральной составляющей от влияния режимных факторов;
- $\Pi_{п}$ – доля ширины зубцовой спектральной составляющей от влияния погрешностей изготовления и сборки;
- α – угол поворота ведущего вала,
- β – угол поворота ведомого вала;
- γ – угол расцентровки осей;
- ξ – угол скрещивания осей;
- R – радиус приложения крутящего момента,
- $U_{\text{ВЫХ}}$ – амплитуда выходного сигнала тахометрического датчика ДТЭ-2;
- U_1 – амплитуда сигнала ДТЭ-2 на частоте вращения ротора;
- U_i – амплитуда i -й составляющей выходного сигнала датчика ДТЭ-2;

ω	– круговая частота колебаний;
ω_d	– круговая частота дефекта;
$\omega_{дтэ}$	– круговая частота вращения постоянного магнита датчика ДТЭ-2;
A	– амплитуда колебаний;
A_i	– амплитуда i -й составляющей спектра;
f_i	– частота i -й составляющей спектра;
m_k	– спектральный момент k -го порядка;
n	– число составляющих спектра;
ω	– средняя частота следования стационарного случайного нормально-го процесса;
ω_m	– средняя частота следования экстремальных значений стационарно-го нормального случайного процесса;
$D_{ТК}$	– дисперсия девиации частоты вращения турбокомпрессора;
$D_{ВЗВ}$	– дисперсия девиации частоты вала заднего винта;
ΔD	– разность дисперсий девиации частот вращения роторов;
$\Pi_{1/E1}$	– ширина зубцовой спектральной составляющей на режиме работы двигателя 0,4Ne;
$\Pi_{1/E2}$	– ширина зубцовой спектральной составляющей на режиме работы максимальный;
$\Pi_{1/E3}$	– ширина роторной спектральной составляющей на режиме работы максимальный;
n_T^*	– обороты вращения турбины в приведенном движении;
f_P^*	– частота вращения ротора в приведенном движении;
f_2^*, f_3^*	– частоты вращения сателлитов и шестерни-вала в приведенном движении;
f_4^*	– частота вращения эпицикла в приведенном движении;
Φ_i, Φ_k	– начальные фазы;
A_Z	– амплитуда зубцовой гармоник;

m	– глубина АМ составляющей узкополосного процесса;
Ω	– частота модулирующей составляющей;
ν	– индекс ЧМ;
$\omega_{\text{ш}}$	– шумовая составляющая;
d_n	– интенсивность n -мерного вектора;
$f_{\text{сз}}$	– частота совпадения зубьев;
M_{max}	– наибольший общий множитель для z_1 и z_2 ;
r	– коэффициент корреляции;
t	– расчётное значение коэффициента Стьюдента;
$t_{\text{кр}}$	– критическое значение коэффициента Стьюдента;
F_f	– среднее значение частоты модулирующей функции;
τ_F	– коэффициент корреляции модулирующей функции;
$\Pi_{1/e}$	– ширина спектральной составляющей на уровне $1/e$ от максимального значения;
σ_f^2	– дисперсия девиации частоты модулирующего колебания;
Ω_a	– максимальная частота модулирующего колебания;
$G_a(\omega)$	– частотно-модулирующая функция;
$\Pi_{0,5}$	– ширина спектральной составляющей на уровне 0,5 от максимального значения;
$\Pi_{1/e1}$	– ширина зубцовой спектральной составляющей на режиме работы двигателя 0,4 номинального;
$\Pi_{1/e2}$	– ширина зубцовой спектральной составляющей на максимальном режиме работы двигателя;
$\Pi_{1/e3}$	– ширина роторной спектральной составляющей на максимальном режиме работы двигателя;
Π_{31}	– ширина зубцовой спектральной составляющей отремонтированных и вновь изготовленных редукторов;

- $P_{\text{ЧМ}}$ – для ширины зубцовой спектральной составляющей от работы системы регулирования;
- $P_{\text{П}}$ – доля ширины зубцовой спектральной составляющей от погрешностей изготовления и сборки;
- $P_{\text{Р}}$ – доля ширины зубцовой спектральной составляющей от влияния режимных факторов;
- $P_{\text{К}}$ – доля ширины зубцовой спектральной составляющей от влияния конструктивных факторов;
- $P_{\text{З2}}$ – ширина зубцовой спектральной составляющей с износом;
- $D_{\text{ЧМ}}$ – дисперсия девиации частоты зубцовой гармоники от работы системы регулирования;
- $D_{\text{П}}$ – дисперсия девиации частоты зубцовой гармоники от влияния погрешностей изготовления и сборки;
- $D_{\text{Р}}$ – дисперсия девиации частоты зубцовой гармоники от влияния режимных факторов;
- $P_{\text{К}}$ – доля ширины зубцовой спектральной составляющей от влияния конструктивных факторов;
- $D_{\text{ЗИЗН}}$ – дисперсия девиации частоты зубцовой гармоники от влияния износа;
- $P_{\text{ВЗВ1}}$ – ширина спектральной составляющей сигнала «штатного» ДЧВ выходного вала редуктора отремонтированного и вновь изготовленного двигателя;
- $D_{\text{ЧМ1}}$ – дисперсия девиации частоты «штатного» ДЧВ выходного вала редуктора отремонтированного и вновь изготовленного редуктора от работы системы регулирования;
- $D_{\text{П1}}$ – дисперсия девиации частоты «штатного» ДЧВ выходного вала отремонтированного и вновь изготовленного редуктора от погрешностей изготовления и сборки;

- D_{P1} – дисперсия девиации частоты «штатного» ДЧВ выходного вала отремонтированного и вновь изготовленного редуктора от режимных факторов;
- D_{K1} – дисперсия девиации частоты «штатного» ДЧВ выходного вала отремонтированного и вновь изготовленного редуктора от конструктивных факторов;
- $D_{ПР1}$ – дисперсия девиации частоты «штатного» ДЧВ выходного вала отремонтированного и вновь изготовленного редуктора от привода ДЧВ;
- $\Pi_{ВЗВ2}$ – ширина спектральной составляющей сигнала «штатного» ДЧВ выходного вала редуктора с износом;
- $D_{ЧМ2}$ – дисперсия девиации частоты «штатного» ДЧВ выходного вала редуктора с износом от работы системы регулирования;
- $D_{П2}$ – дисперсия девиации частоты «штатного» ДЧВ выходного вала редуктора с износом от погрешностей изготовления и сборки;
- D_{P2} – дисперсия девиации частоты «штатного» ДЧВ выходного вала редуктора с износом от режимных факторов;
- D_{K2} – дисперсия девиации частоты «штатного» ДЧВ выходного вала редуктора с износом от конструктивных факторов;
- $D_{ПР2}$ – дисперсия девиации частоты «штатного» ДЧВ выходного вала отремонтированного и вновь изготовленного редуктора от привода ДЧВ;
- $D_{ИЗН2}$ – дисперсия девиации частоты «штатного» ДЧВ выходного вала редуктора от износа;
- $\Pi_{РОТ1}$ – ширина спектральной составляющей вибрации выходного вала отремонтированного и вновь изготовленного редуктора;
- $D_{РОТ ЧМ1}$ – дисперсия девиации частоты выходного вала редуктора от работы системы регулирования;

- $D_{\text{РОТ П1}}$ – дисперсия девиации частоты выходного вала редуктора от погрешностей изготовления и сборки;
- $D_{\text{РОТ Р1}}$ – дисперсия девиации частоты «штатного» ДЧВ выходного вала редуктора от режимных факторов;
- $D_{\text{РОТ К1}}$ – дисперсия девиации частоты «штатного» ДЧВ выходного вала редуктора от конструктивных факторов;
- $\Pi_{\text{РОТ2}}$ – ширина спектральной составляющей вибрации выходного вала редуктора с износом;
- $D_{\text{РОТ ЧМ2}}$ – дисперсия девиации частоты выходного вала редуктора от работы системы регулирования;
- $D_{\text{РОТ П2}}$ – дисперсия девиации частоты выходного вала редуктора от погрешностей изготовления и сборки;
- $D_{\text{РОТ Р2}}$ – дисперсия девиации частоты «штатного» ДЧВ выходного вала редуктора от режимных факторов;
- $D_{\text{РОТ К2}}$ – дисперсия девиации частоты «штатного» ДЧВ выходного вала редуктора от конструктивных факторов;
- $D_{\text{РОТ ИЗН}}$ – дисперсия девиации частоты выходного вала редуктора от износа;
- $A_{\text{Д1}}$ – амплитуда первой гармоники ряда вибрации, вызванной дефектом;
- $A_{\text{Х}}$ – амплитуда характерного узкополосного процесса;
- $\omega_{\text{Х}}$ – круговая частота характерного узкополосного процесса;
- A_i – амплитуда i -й роторной гармоники;
- B – магнитная индукция в зазоре датчика ДТЭ-2;
- S – среднееквадратическое значение;
- $S_{\text{Г}}$ – среднееквадратическое значение гармоники;
- r – коэффициент корреляции;
- $f_{\text{Р}}^*$ – циклическая частота вращения солнечной шестерни в относительном движении;
- Z – число зубьев зубчатого колеса;

Z_c	– число сателлитов зубчатого колеса;
$G_{ш}$	– спектральная плотность шума;
f_{z1}	– циклическая частота пересопряжения зубьев солнечной шестерни и сателлитов;
f_{z2}	– циклическая частота пересопряжения зубьев эпицикла и сателлитов;
A_d	– амплитуда составляющей на частоте попадания дефекта в зону зацепления;
ω_d	– частота следования дефекта;
φ_1	– начальная фаза вибрации, вызванной дефектом;
z_c	– число сателлитов;
ω_x	– средняя частота узкополосного характерного процесса;
A_x	– амплитуда характерного узкополосного процесса;
$\omega_{ш}$	– шумовая составляющая;
$f_{вг}$	– частота винтовой гармоники;
Δ_c	– величина динамической погрешности при следящем анализе;
f_p	– частота вращения ротора;
Δf_ϕ	– ширина фильтра при анализе вибрации;
Δf_c	– ширина дискретной составляющей вибрационного процесса;
Ω	– круговая частота модулирующей составляющей;
n	– обороты вращения;
m	– глубина амплитудной модуляции;
ν	– индекс частотной модуляции;
n_T	– обороты вращения турбокомпрессора;
$n_{пв}$	– обороты вращения переднего винта;
$n_{зв}$	– обороты вращения заднего винта;
n_c^*	– обороты вращения солнечной шестерни в приведенном движении;

$f_{\text{ИЗН}}$	– частота гармоники, вызывающая износ зубьев редуктора;
$A_{\text{Н}}$	– амплитуда нормы;
$S_{\text{А}}$	– среднеквадратическое отклонение амплитудных значений;
f_{Z1}	– зубцовая гармоника пересопряжения пары «солнечная шестерня– сателлиты»;
f_{Z2}	– зубцовая гармоника пересопряжения пары «эпицикл– сателлиты»;
$S_{0,7}$	– среднеквадратическое значение, в полосе, соответствующей уровню 0,7 от максимального значения;
$S_{\text{ЧМ}}$	– среднеквадратическое значение, в полосе, соответствующей полосе $\text{П}_{\text{ЧМ}}$;
$C_{\text{ХУ}}$	– комплексная спектральная плотность;
$Q_{\text{ху}}$	– квадратурная спектральная плотность;
$\gamma_{\text{ХУ}}^2$	– функция когерентности;
$D_{\text{ВЗВ}}$	– дисперсия девиации частоты вращения вала заднего винта;
$D_{\text{ТК}}$	– дисперсия девиации частоты вращения вала турбокомпрессора;
ΔD	– разница ($D_{\text{ВЗВ}} - D_{\text{Т}}$);
$D_{\text{Ш1}}$	– дисперсия в полосе 12965-14770;
$D_{\text{Ш2}}$	– дисперсия в полосе 25000-27800;
$A_1 - A_{12}$	– соответственно субгармоники с кратностями: 2,735; 5,470; 10,940; 13,675; 16,410; 19,145; 21,883; 24,615; 27,350; 30,085; 32,820.

Индексы

ш	– параметр вибрационного шума;
г	– параметр гармонического колебания;
к	– параметр дискретной составляющей спектра, кратной частоте вращения;
д	– параметр дефекта ротора;
А	– параметр амплитуды;

z	– параметр зубцовой гармоники;
c	– параметр сателлита;
вг	– параметр винтовой гармоники;
пв	– параметр переднего винта;
зв	– параметр заднего винта;
пн	– параметр предварительной нормы;
изн	– параметр износа

Список литературы

1. А.с. №1231418 СССР. Способ диагностики качества сборки редукторов / Ф.Я. Балицкий, Ю.Г. Баринов, А.С. Смородин // БИ. – 1986. № 18.
2. А.с. №1364941 СССР. Способ диагностирования технического состояния механизмов / Ф.Я. Балицкий, Ю.Г. Баринов, В.И. Обозный [и др.] // БИ. – 1988. № 1.
3. Абрамов, Б.М. Исследование устойчивости периодических колебаний / Б.М. Абрамов // Известия ВУЗ. Машиностроение. – 1963. №5. – С. 5–12.
4. Абрамов, Б.М. Колебания прямозубых зубчатых передач / Б.М. Абрамов. – Харьков: Изд-во Харьковск. ун-та, 1968. – 176 с.
5. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: справочник / под ред. Э.Б. Вулгакова. – М.: Машиностроение, 1981. – 374 с.
6. Авраменко, А.А. Влияние флуктуации оборотов на результаты спектрального анализа / А.А. Авраменко, П.П. Власов // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов: межвуз. сб. – Вып. 4. – Куйбышев: КуАИ, 1977. – С. 117–124.
7. Авраменко, А.А. Метод поиска диагностических признаков состояния зубчатых передач / А.А. Авраменко // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов: межвуз. сб. – Куйбышев: КуАИ, 1982. – С. 3–12.
8. Аграновский, А.В. Анализ ошибок формирования квадратурных составляющих преобразованием Гильберта / А.В. Аграновский, Л.А. Елисеев, А.В. Покровский // Вибродиагностика качества механизмов приборов: межвуз. сборник научн. тр. – Вып. 188. – Л.: ЛИАП, 1987. – С. 79–83.
9. Адриенко, Л.А. Инженерный метод расчета неравномерности вращения тихоходного вала редукторов, используемых в электрических приводах общего машиностроения / Л.А. Адриенко, Н.Б. Шешулина // Инженерный вестник. – 2015. № 6. – С. 92–96.
10. Айрапетов, Э.Л. Влияние плавания центральных колёс планетарного механизма на возбуждение низкочастотных колебаний / Э.Л. Айрапетов, М.Д. Генкин, О.И. Косарев // Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами: сборник. – М.: Наука, 1976. – С. 256.
11. Айрапетов, Э.Л. Возбуждение колебаний в прямозубых передачах. Ч.1. Теоретические исследования / Э.Л. Айрапетов, Р.Л. Иоффе, О.И. Косарев // Передачи и трансмиссии: сб. научн. трудов. – М.: Наука, 1991. – Т. 1. – С. 5–14.
12. Айрапетов, Э.Л. Деформативность планетарных механизмов / Э.Л. Айрапетов, М.Д. Генкин. – М.: Наука, 1973. – 213 с.
13. Айрапетов, Э.Л. Динамика планетарных механизмов / Э.Л. Айрапетов, М.Д. Генкин. – М.: Наука, 1980. – 256 с.

14. Айрапетов, Э.Л. Динамические характеристики планетарных редукторов с двумя «плавающими» центральными колёсами / Э.Л. Айрапетов, М.Д. Генкин, М.Д. Косарев // Технология и прочность зубчатых и червячных передач. – Ереван: Изд. ЕПИ, 1971. – Ч. II. – С. 203.
15. Айрапетов, Э.Л. Динамическое нагружение многопарных передач зацеплением / Э.Л. Айрапетов // Вестник машиностроения. – 1991. Т. 8. – С. 18–21.
16. Айрапетов, Э.Л. Колебания механизмов с зубчатыми передачами / Э.Л. Айрапетов, М.Д. Генкин. – М.: Наука, 1977. – 149 с.
17. Айрапетов, Э.Л. Математическое моделирование динамики реальной прямозубой зубчатой передачи / Э.Л. Айрапетов, Е.И. Хомяков // Точность и надёжность механических систем. Параметрические методы диагностики. – Рига: Риж. политех ин-т, 1988. – С. 72–78.
18. Айрапетов, Э.Л. Некоторые особенности планетарных механизмов с «плавающими» центральными колёсами / Э.Л. Айрапетов, М.Д. Генкин, М.Д. Косарев // Технология и прочность зубчатых и червячных передач. – Ереван: Изд. ЕПИ. 1971. – Ч. II. – С. 176.
19. Айрапетов, Э.Л. Неравномерность нагружения сателлитов планетарных редукторов / Э.Л. Айрапетов, М.Д. Генкин, М.А. Глушкова // Виброакустическая активность механизмов с зубчатыми передачами: сб. статей. – М.: Наука, 1971. – С. 66–85.
20. Айрапетов, Э.Л. Неравномерность нагрузки сателлитов в планетарных механизмах / Э.Л. Айрапетов, М.Д. Генкин, М.А. Глушкова // Виброактивность механизмов с зубчатыми передачами. – М.: Наука, 1971. – С. 66–85.
21. Айрапетов, Э.Л. Распределение контактной нагрузки в зубчатых зацеплениях / Э.Л. Айрапетов, Т.Н. Мельникова // Вибрации механизмов с зубчатыми передачами. – М.: Наука, 1978. – С. 57–70.
22. Алгоритмы виброакустической диагностики деградационных процессов в зубчатых механизмах / Э.Л. Айрапетов, Ф.Я. Балицкий, М.А. Иванова [и др.] // Материалы X Всесоюзной акустической конференции. – М., 1983. – С. 34–37.
23. Александров, А.А. Диагностика механизмов по широкополосным случайным составляющим / А.А. Александров, А.В. Барков, Н.А. Баркова // Точность и надёжность механических систем – Рига: Рижский политехн. ин-т., 1985. – С. 38–45.
24. Алексеев, А.Н. Авиационные зубчатые передачи и редукторы / А.Н. Алексеев, В.М. Ананьев. – М.: Машиностроение, 1981. 238 с.
25. Алексеев, В.И. Параметрические и резонансные колебания зубчатых колёс / В.И. Алексеев // Труды КуАИ. – Куйбышев. 1967. Вып. 30. – С. 215–225.

26. Анализ источников погрешности при демодуляции вибрационных процессов / А.Г. Соколова, Ф.Я. Балицкий, Г.В. Долаберидзе, М.А. Иванова // Контроль. Диагностика. – 2015. № 11. – С. 57–67.

27. Анализ параметров модулированных вибрационных процессов и их огибающих по результатам имитационного моделирования / А.Г. Соколова, Ф.Я. Балицкий, Г.В. Долаберидзе, М.А. Иванова // Вестник научно-технического развития. – 2014. №8 (84). – С. 39–53.

28. Антипенко, Г.Л. Выбор кинематической погрешности в качестве диагностического параметра для оценки состояния зубчатых передач в эксплуатации / Г.Л. Антипенко, В.А. Судакова, М.Г. Шамбалова // Вестник Белорусско-Российского ун-та. – 2017. № 2 (55). – С. 16–24.

29. Антипенко, Г.Л. Диагностирование механических трансмиссий машин импульсным методом на стационарном стенде / Г.Л. Антипенко, В.А. Судакова, М.Г. Шамбалова // Вестник Белорусско-Российского ун-та. – 2010. № 2. – С. 9–16.

30. Апархов, В.И. Особенности возбуждения вибрации от пересопряжения зубьев в планетарных зубчатых передачах / В.И. Апархов, В.И. Панченко // Машиностроение. – 1966. № 4. – С. 26–33.

31. Артоболевский, И.И. Введение в акустическую динамику машин / И.И. Артоболевский, М.Д. Бобровницкий, М.Д. Генкин. – М.: Наука, 1979. – 296 с.

32. Архангельский, Л.А. Вибрация и шум зубчатых передач / Л.А. Архангельский. – М.: Отдел научно-технологической информации, 1961. – 156 с.

33. Афонски, Б.Д. Спектральное представление комплексной погрешности зубчатых колёс / Б.Д. Афонски, М.Д. Генкин // Машиноведение. – 1980. Т. 5. – С. 53–57.

34. Бабакин, В.И. Научные основы авиационного двигателестроения / В.И. Бабакин // Двигатель. – 2014. № 3 (93). – С. 2–5.

35. Бабакин, В.И. Роль и место экспериментальных исследований при создании перспективных авиационных двигателей / В.И. Бабакин, В.И. Солонин // Двигатель. – 2015. № 4(100). – С.2–9.

36. Балицкий, Ф.Я. Об акустической диагностике перекося осей в прямозубом зубчатом зацеплении / Ф.Я. Балицкий, М.Д. Генкин, А.Г. Соколова // Вибрации механизмов с зубчатыми передачами: сб. науч. тр. – М.: Наука, 1978. – С. 11–14.

37. Балицкий, Ф.Я. Вопросы акустической диагностики машин / Ф.Я. Балицкий, М.Д. Генкин, В.И. Сергеев // Диагностика и акустика машин: сб. науч. тр. – М.: Наука, 1971. – С. 109–116.

38. Балицкий, Ф.Я. К вопросу диагностики планетарных редукторов / Ф.Я. Балицкий, А.Г. Соколова // Точность и надёжность механических систем. – Рига. Рижск. политехн. ин-т, 1985. – С.46–54.

39. Балицкий, Ф.Я. Одно из применений корреляционного метода / Ф.Я. Балицкий // Виброакустическая активность механизмов с зубчатыми передачами: сборн. научн. трудов. – М.: Наука, 1971. – С. 220–222.
40. Балицкий, Ф.Я. Статистический анализ виброакустических процессов в зубчатых передачах применительно к задачам вибродиагностики / Ф.Я. Балицкий, М.Д. Генкин, М.А. Иванова // Акустическая динамика машин и конструкций: сборн. научн. трудов. – М.: Наука, 1973. – С. 38–43.
41. Барзилович, Е.Ю. Эксплуатация авиационных систем по состоянию / Е.Ю. Барзилович, В.Ф. Воскобоев. – М.: Транспорт, 1981. – 197 с.
42. Баринов, Ю.Г. Методы, модели и алгоритмы вибродиагностики авиационных зубчатых приводов: дисс. ... докт. техн. наук : 05.22.14 / Баринов, Юрий Григорьевич. – Рига, 1992. 353 с.
43. Баринов Ю.Г. Модель планетарной передачи для качественного диагностического анализа колебаний / Ю.Г. Баринов // Точность и надёжность механических систем. Компьютерные методы исследования. – Рига: Рижский техн. университет, 1991.
44. Барков, А.В. Вибрационная диагностика колёсно-редукторных блоков на железнодорожном транспорте: учебное пособие / А.В. Барков, Н.А. Баркова, В.В. Федорищев. – СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2002. – 159 с.
45. Барков, А.В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: учебное пособие / А.В. Барков, Н.А. Баркова, Ю.А. Азовцев. – СПб: СПбГМТУ, 2000. – 159 с.
46. Барков, А.В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации: учебное пособие / А.В. Барков, Н.А. Баркова. – СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2004. – 152 с.
47. Беляев, А.И. Исследования виброударных колебаний в жесткой и упругой тяговых передачах тепловозов / А.И. Беляев, В.Ш. Джамалов // Труды МИИТа. – 1971. № 390.
48. Беляев, А.И. Эволюция систем управления техобслуживанием и ремонтом / А.И. Беляев // Вибрационная диагностика. – 2006. №1 (3). – С. 5–8.
49. Бендат Дж. Измерение и анализ случайных процессов / Дж. Бендат, А. Пирсол. – М.: Мир, 1974. – 464 с.
50. Бенто, М. Факторы, влияющие на неустойчивость и резонансы в зубчатых передачах / М. Бенто, А. Сейгер // Конструирование и технология машиностроения. – 1981. Т. 10. № 26. – С. 57–64.
51. Биргер, И.А. Определение диагностической ценности признаков / И.А. Биргер // Кибернетика. – 1968. Т. 3. – С. 80–85.

52. Биргер, И.А. Техническая диагностика / И.А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 240 с.
53. Василенко В.Г. Анализ кинематической погрешности зубчатых передач / В.Г. Василенко // Измерительная техника. – 1988. Т. 10.
54. Вибрация в технике. Справочник в 6 т. Т. 2. Колебания нелинейных механических систем / под ред. М.Д. Генкина. – М.: Машиностроение, 1979. – 351 с.
55. Вибрация в технике. Справочник в 6 т. Т. 3. Измерения и испытания / под ред. М.Д. Генкина. – М.: Машиностроение, 1981. – 496 с.
56. Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования / А.А. Александров, А.В. Барков, Н.А. Баркова, В.А. Шафранский. – Л.: Судостроение, 1986. – 273 с.
57. Вибрация энергетических машин: справочное пособие / под ред. Н.В. Григорьева. – Л.: Машиностроение, 1974. – 464 с.
58. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Ф.Я. Балицкий, М.А. Иванова, А.Г. Соколова, Е.И. Хомяков. – М.: Наука, 1984. – 120 с.
59. Виброакустическое диагностирование и методы определения зарождающихся дефектов в тяговой зубчатой передаче локомотивов / З.Г. Гиоев, В.М. Бондаренко, А.К. Белухов, А.В. Зубарев // Известия ВУЗ Машиностроение. – 1998. № 1–3. – С. 43–51.
60. Вибродиагностика величины бокового зазора в зубчатом зацеплении дифференциального редуктора в турбовинтовом двигателе / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, С.М. Плотников, А.Н. Крючков // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов международной научно-технической конференции 12–14 сентября 2018 г. – Самара. 2018. – С.10–12.
61. Вибродиагностика величины бокового зазора в зубчатом зацеплении дифференциального редуктора турбовинтового двигателя / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, А.Н. Крючков, С.М. Плотников // Вестник Московского авиационного института. – 2020. Т.27. № 3. – С. 198 – 208. – DOI 10/34759/vst-2022-4208-218.
62. Вибродиагностика расцентровки валов, соединённых жёсткими контактными муфтами / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, В.Д. Николаев, А.Д. Росляков // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов Международной научно-технической конференции (24–26 июня 2009 г.). В 2-х частях. – Самара: СГАУ. Ч.1. – С. 82 – 84.

63. Вибродиагностика расцентровки валов, соединённых зубчатыми и шлицевыми муфтами / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, А.Д. Росляков, В.А. Николаев // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2009. №3(19). – С. 152–156.

64. Виброкинематометрия зубчатых передач / В.Н. Журавлев, А.Б. Папченков, А.В. Единович, А.В. Корнейчук // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ «ХПИ», 2015. №35(1144). – С. 56–60.

65. Вильнер, П.Д. Погрешности следящего анализа из-за неточности задания частоты настройки / Вильнер П.Д., Голов Ф.В. // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов. – Куйбышев: КуАИ, 1977. Вып. 4. – С. 126–130.

66. Власов С.В. Исследование ширины дискретных составляющих в спектрах вибрации роторных механизмов / С.В. Власов // Колебания и виброакустическая активность машин и конструкций. – М.: Наука, 1986. – С. 149–156.

67. Возбуждение колебаний в зубчатых передачах / Э.Л. Айрапетов, В.И. Апархов, О.И. Косарев [и др.] // Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами: сб. научн. трудов. – М.: Наука, 1976. – С. 3–18.

68. Возбуждение колебаний в планетарных редукторах / Э.Л. Айрапетов, В.И. Апархов, М.Д. Генкин [и др.] // В кн.: Колебания механизмов с зубчатыми передачами; под ред. Э.Л. Айрапетова и М.Д. Генкина. – М.: Наука, 1977. – С. 15–28.

69. Вопросы акустической диагностики / М.Д. Генкин, Ф.Я. Балицкий, Ю.И. Бобровницкий [и др.] // Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов. – М.: Наука, 1984. – С. 67–91.

70. Вопросы моделирования акустических процессов в машинах / Ф.Я. Балицкий, М.Д. Генкин, М.А. Иванова, А.Г. Соколова // Динамика и акустика машин: сб. науч. тр. – М.: Наука, 1971. – С. 89 – 97.

71. Выгоцкий, М.Я. Справочник по элементарной математике / М.Я. Выгоцкий – М.: изд-во физ.-мат. Литературы, 1958. – 412 с.

72. Выявление нелинейных режимов работы зубчатых передач биспектральным и дисперсионным методом / Ф.Я. Балицкий, М.Д. Генкин, А.В. Иванова, А.Г. Соколова // Виброакустические процессы в машинах и присоединенных конструкциях: сб. науч. тр. – М.: Наука, 1974. – С. 60–65.

73. Вязников, В.А. Разработка методики прогнозирования технического состояния червячных передач по неравномерности вращения тихоходного вала: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / Вязников Вадим Аркадьевич. – Москва, 2013. – 123 с.

74. Генкин, М.Д. Вибрация механизмов с зубчатыми передачами / М.Д. Генкин, Э.Л. Айрапетов. – М.: Наука, 1978. – 126 с.
75. Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1988. – 288 с.
76. Генкин, М.Д. О виброакустической активности механизмов с зубчатыми передачами / М.Д. Генкин // Виброакустическая активность механизмов с зубчатыми передачами. – М.: Наука, 1971. – С. 7–13.
77. Генкин, М.Д. Виброакустическая активность механизмов с зубчатыми передачами / М.Д. Генкин. – М.: Наука, 1971. – 254 с.
78. Генкин, М.Д. Динамические нагрузки в передачах с косозубыми колёсами / М.Д. Генкин, В.К. Гришковец. – М.: Изд-во АН СССР, 1961. – 119 с.
79. Генкин, М.Д. Динамические процессы в зубчатых передачах / М.Д. Генкин, Э.Л. Айрапетов. – М.: Наука, 1976. – 154 с.
80. Генкин, М.Д. О параметрических колебаниях зубчатой передачи при ступенчатом изменении жесткости зацепления / М.Д. Генкин, А.А. Корбинский, А.Г. Соколова // Виброакустические процессы в машинах и присоединенных конструкциях. – М.: Наука, 1974. – С. 49–59.
81. Генкин, М.Д. Повышение надежности тяжело нагруженных зубчатых передач / М.Д. Генкин, М.А. Рыжов, Н.М. Рыжов. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
82. Генкин, М.Д. Шум редукторов судовых двигателей / М.Д. Генкин, В.К. Гинкевич. – Л.: Судостроение, 1957. – 80 с.
83. Герике, П.Б. Диагностика планетарных редукторов по параметрам вибрации / П.Б. Герике, А.Г. Никитин // Вестник научно-технического центра по безопасности работ в угольной промышленности. – 2019. №4. – С. 55–61.
84. Голов, Ф.В. Цифровой следящий анализ виброн нагруженности зубчатых передач / Ф.В. Голов // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов: сб. науч. трудов. – Куйбышев: КуАИ, 1979. – Вып. 6. – С. 110–118.
85. Голованов, Н.Ф. Зубчатые и червячные передачи: Справочник / Н.Ф. Голованов, Е.Г. Гинсбург, И.Б. Фирун. – Л.: Машиностроение, 1967. – 516 с.
86. Гольд, Б. Цифровая обработка сигнала / Б. Гольд, Ч. Рейдер. – М.: Советское радио, 1973. – 367с.
87. Гольдберг, Л.М. Цифровая обработка сигналов: справочник / Л.М. Гольдберг, Б.Д. Матошкин, М.Н. Поляк. – М.: Радио и связь, 1985. – 132с.
88. Гольдин, А.С. Вибрация роторных машин / А.С. Гольдин – М.: Машиностроение, 1999. – 143 с.
89. Гоноровский, И.С. Радиотехнические цепи и сигналы / И.С. Гоноровский. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Советское радио, 1977. – 608 с.

90. Гордин, М.В. Концепции авиационных двигателей для перспективных пассажирских самолётов / М.В. Гордин, В.А. Палкин // Авиационные двигатели. – 2019. № 3(4). – С. 7–16.
91. Горелик, А.Л. Методы распознавания/ А.Л. Горелик, В.А. Скрипник. – М.: Высшая школа, 1984. – 208 с.
92. ГОСТ 1643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – Дата введения: 01.07.81. – Переиздан в 2003. – М.: ИПК Издательство стандартов, 1981.– 45 с.
93. ГОСТ 1643-83. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – Дата введения: 20.04.81. – М.: ИПК. Издательство стандартов, 1983. – 44 с.
94. ГОСТ 16530-83. Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения. – Дата введения: 01.01.84. – М.: ИПК. Издательство стандартов, 1983. – 53 с.
95. ГОСТ 20911-89. Термины и определения. – Дата введения: 01.01.1991. – М.: Стандартиформ. – 2009. – 15 с.
96. ГОСТ 21098-82. Цепи кинематические. Методы расчёта точности. – Дата введения: 01.01.1984. – М.: Издательство стандартов, 1982. – 26 с.
97. ГОСТ 24346-80 Вибрация. Термины и определения. – Дата введения: 01.01.1981. – М.: Издательство стандартов. 1980. –39 с.
98. ГОСТ 26382-84. Двигатели газотурбинные гражданской авиации. Допустимые уровни вибрации и общие требования к контролю вибрации. – Дата введения: 01.01.1986. – М.: Издательство стандартов, 1985. – 14 с.
99. ГОСТ 27518-87. Диагностирование изделий. Общие требования. – Дата введения: 15.12.1987. – М.: Издательство стандартов, 1987. – 6 с.
100. ГОСТ 27674-88. Трение, изнашивание и смазка. Термины и определения. – Дата введения: 01.01.1989. – М.: Издательство стандартов, 1988. – 20 с.
101. ГОСТ 30497-97. Обеспечение износостойкости изделий. Методы установления предельного износа, обеспечивающего требуемый уровень безопасности. Общие положения. – Дата введения: 01.07.1998. – Минск: ИПК «Издательство стандартов», 1998. – 12 с.
102. ГОСТ ИСО 10816-1-97. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1. Общие требования. – Дата введения: 01.07.1999. – М.: ИПК «Издательство стандартов», 1998. – 14 с.
103. ГОСТ ИСО 7919-99. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Общие требования. – Дата введения: 01.07.2000. – М.: ИПК «Издательство стандартов», 2000. – 16 с.

104. ГОСТ Р ИСО 13373-1-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Часть 1. Общие методы. – Дата введения: 15.12.2009. – М.: Стандартинформ, 2010. – 43с.

105. ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 2. Обработка, анализ и представление результатов измерения и вибрации. – Дата введения: 15.12.2009. – М.: Стандартинформ, 2010. – 33 с.

106. ГОСТ Р ИСО 13379-2009 Контроль состояния и диагностика машин. Руководство по интерпретации данных и методам диагностирования. – Дата введения: 15.12.2009. – М.: Стандартинформ, 2009. – 17 с.

107. ГОСТ Р ИСО 17359–2009. Контроль состояния и диагностика машин. Общее руководство по организации контроля состояния и диагностирования. – Дата введения: 01.01.2011. – М.: Стандартинформ, 2010. – 21с.

108. ГОСТ Р ИСО. 10816-4-99 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибраций на невращающихся частях. Часть 4. Газотурбинные установки. – Дата введения: 17.12.1999. – М.: Стандартинформ, 2011. – 21 с.

109. Григорьев В.В. Перспективные схемы авиационных двигателей с высокой топливной эффективностью / В.В. Григорьев, А.И. Еланский, А.И. Попуга // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. №9(106). – С. 231–236.

110. Гудков П.А. Комплексное исследование структуры технологических погрешностей зубчатых колес / П.А. Гудков // Вестник КГУ. – 2010. №1. – С. 174–175.

111. Гутиря, С.С. Моделирование частотных характеристик планетарного колёсного редуктора / С.С. Гутиря, В.П. Яглинский, А.М. Чанчин // Віст. Нац. техн. ун-ту «ХП»: Зб. наук. прац. Серія «Машинознавство та САПР». – Х.: МТУ «ХП». – 2013. №3 (975). – С. 35–43.

112. Деметрадзе Д.Т. Влияние параметров несущих опор на динамические нагрузки в цилиндрических зубчатых передачах / Д.Т. Деметрадзе // Колебания механизмов с зубчатыми передачами. – М.: Наука, 1977. – С. 78–87.

113. Диагностика дефектов машинного оборудования в нелинейной вибродиагностике методом каскадной демодуляции вибрации / Ф.Я. Балицкий, А.Г. Соколова, А.Г. Долаберидзе, М.А. Иванова // Вестник научно-технического развития. – 2013. №12(76). – С. 3–12.

114. Диагностика кавитации в шестерённых насосах / А.Е. Сундуков, М.С. Гаспаров, А.Е. Крючков, Е.В. Шахматов // Гидропневмоавтоматика–2005: сборник научных трудов. – В 2 т. Т. 1. – Копров, 2006. – С. 202–205.

115. Диагностика места расцентровки роторов двух машинного агрегата, соединённого торсионным валом / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, В.А. Николаев, А.Д. Росляков // Актуальные проблемы развития транспортного комплекса: материалы IV международной научн.–практ. конфер. (4–5 марта 2008 г., г. Самара). – Самара, 2008. – С. 175–178.

116. Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами / под ред. Э.Л. Айрапетова и М.Д. Генкина. – М.: Наука, 1976. – 157с.

117. Добрянский, Г.В. Динамика авиационных ГТД / Г.В. Добрянский, Т.С. Мартемьянов. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

118. Дорофеев, В.Л. Система моделирования «AEROFLANK» & прямой синтез износостойких и малошумных зубчатых передач / В.Л. Дорофеев, В.В. Голованов, Д.В. Дорофеев // Вісник НТУ «ХПИ». – 2013. №40(1013). – С. 40–49.

119. Дорофеев, В.Л. Теоретический анализ полигармонического спектра вибраций зубчатых передач / Дорофеев В.Л., Голованов В.В., Ананьев В.М. // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»; сб. науч. тр. Темат. вып. «Проблемы механического привода». – Харьков: НТУ «ХПИ». 2012. №36. С. 55–60.

120. Дорошко, С.М. Контроль и диагностика технического состояния газотурбинных двигателей по вибрационным параметрам / С.М. Дорошко. – М.: Транспорт, 1984. – 129 с.

121. Дьяконов В.П. Вейвлеты. От теории к практике / В.П. Дьяконов. – М.: СОЛОН–Пресс, 2002. – 448 с.

122. Евсюков, В.П. Влияние износа зубчатых передач на вибрации тяговых двигателей электровозов / В.П. Евсюков, Г.И. Вишневицкий, К.Я. Зуб // Электротехническая промышленность. Серия «Тяговое и подъемно-транспортное электрооборудование». – 1972. № 7.

123. Екимов, В.В. Вероятностные методы в строительной механике корабля / В.В. Екимов. – Л.: Судостроение, 1966. – 328 с.

124. Ерохин, С.К. О ширине энергетического спектра аддитивной смеси стационарного нормального шума и гармонического сигнала / Ю.С. Елисеев, В.В. Крымов, И.П. Нежурин, В.С. Новиков [и др.] // Радиотехника и электроника, 1971. – Т. 16. № 11. – С. 2005–2007.

125. Ефанов, В.М. О повышении точности спектрального анализа периодических сигналов при БПФ / В.М. Ефанов, И.И. Коршвер, В.М. Лобистов // Автометрия. – 1973. № 3. – С. 11–22.

126. Жулай, В.А. Виброакустические методы прогнозирования работоспособности механических передач строительных и дорожных машин: дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.04 / Жулай Владимир Алексеевич – Воронеж, 2005. – 317 с.

127. Журавлев В.Н. Математическая модель эксплуатационной кинематометрии зубчатых передач газотурбинных двигателей / В.Н. Журавлев, А.Б. Единолич, А.В. Панченков // Системные технологии. – 2014. №5 (94). – С. 37–46.

128. Забелин Д.А. Влияние погрешностей изготовления и сборки зубчатых передач на их кинематическую точность / Д.А. Забелин // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2009. № 3 (23). – С. 78–87.

129. Зиатдинов С.И. Спектр гармонического колебания при частотной модуляции случайным сигналом / С.И. Зиатдинов, Л.А. Осипов // Известия вуз приборостроение. – 2020. Т. 63. № 3. – С. 206–212.

130. Зубчатые передачи. Справочник / Е.Г. Гинзбург, Н.Ф. Голованов, Н.Б. Фирун, Н.Т. Халевский. – Изд 2-е, перераб. – Л., 1980. – 418 с.

131. Иванов, В.П. Колебания рабочих колёс турбомашин / В.П. Иванов. – М.: Машиностроение, 1983. – 224 с.

132. Иванова, М.А. Автоматизированная система вибродиагностирования технического состояния механизмов на базе ЭВМ / М.А. Иванова // Точность и надежность систем. – 1983. – Рига: Риж. полит. ин-т. – С. 49–60.

133. Измерительный контроль износа рабочих поверхностей зубчатых колёс в процессе эксплуатации / Л.А. Кудрявцев, Е.А. Атаманов, В.И. Пронякин, Л.П. Гуляев // Приборы. – 2014. №6. – С. 52–55.

134. Имитационная математическая модель колебаний пары «солнечная шестерня – сателлиты» при наличии дефектов боковых поверхностей зубьев / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, С.М. Плотников, А.Н. Крючков // Проблемы и перспективы развития двигателестроения : материалы докладов международной научно-технической конференции (12–14 сентября 2018 г.). – Самара, 2018.

135. Имитационная модель колебаний пары «солнечная шестерня – сателлиты» планетарного редуктора при наличии дефектов на боковых поверхностях зубьев / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, А.Н. Крючков, С.М. Плотников // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2019. Том 18, №4. – С. 87–95.

136. Использование сигнала с датчика частоты вращения валов ГТД в диагностике технического состояния его редуктора / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, С.М. Плотников, А.А. Авраменко [и др.] // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов международной научно-технической конференции (12–14 сентября 2018 г.). – Самара, 2018. – С.10–12.

137. Использование сигналов с датчиков частоты вращения валов газотурбинного двигателя в диагностике технического состояния его редуктора / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, С.М. Плотников, А.А. Авраменко [и др.] // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2020. – Том 19, №1. – С. 7 – 17.

138. Исследование динамических характеристик двигателя, стенда и объекта в местах опорных связей / В.М. Вуль, В.И. Попков, В.К. Агафонов, В.С. Бакланов // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов. – Куйбышев: КуАИ, 1980. – С. 62–68.

139. Исследование причины повышенной осевой вибрации двигателя НК–14СТ/ А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, В.А. Николаев, А.Д. Росляков, // Современные технологии в машиностроении: сб. статей XI Международной научн.–практ. конф. – Пенза, 2007. – С. 205–206.

140. Исследование характеристик составляющей вибрации редуктора газотурбинного двигателя, вызывающей усталостные поломки элементов его конструкции при износе боковых поверхностей зубьев / А.Е. Сундуков // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технология и машиностроение. – 2020. Т. 19, №4. – С. 70–79.

141. Ишин Н.Н. Влияние динамических процессов в прямозубых зацеплениях на коэффициент перекрытия / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: Сбірник наукових праць, тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2001. Вып. 27. – С. 61–75.

142. Ишин, Н.Н. Динамика и вибромониторинг зубчатых передач / Н.Н. Ишин. – Минск: Беларуская навука, 2013. – 432 с.

143. К вопросу определения износа зубьев шестерни с помощью индукционного датчика / В.Н. Атаманов, Е.А. Кудрявцев, В.И. Пронякин, А.Н. Гуляев // Наука и Образование. Электр. журн. – М: МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2015. № 6. – С. 10–21. Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/dos/353914> (дата обращения: 21.1. 2021). DOI: 10.7463/0615.0779329.

144. Калинин, Д.В. Динамическая модель планетарного редуктора турбореактивных двухконтурных двигателей / Д.В. Калинин, Ю.М. Темис // Известия вуз машиностроение. – 2017. №3(684). – С. 66–75.

145. Калинин, Д.В. Моделирование нелинейных колебаний цилиндрических зубчатых передач авиационных приводов / Д.В. Калинин, Ю.М. Темис // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2015. Т. 14. №3. – С. 193–202.

146. Калинин, Д.В. Нелинейные колебания в планетарных редукторах с податливыми опорами центральных колёс / Калинин Д.В. // Наука и образование, МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. – 2016. №10. – С. 69–84.

147. Камынин, Н.А. Метод оценивания параметров периодических составляющих авиационных двигателей / Н.А. Камынин, Н.Г. Крупец // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов. – Куйбышев: КуАИ, 1984. – С. 90 – 94.

148. Камынин, Н.А. Опыт использования системы цифрового спектрального анализа вибрации / Н.А. Камынин, В.И. Уваров, Ю.В. Иванов // Виброметрия: материалы конференции. – М.: МДНТП им. Ф.Э. Дзержинского, 1982. – С. 65 –67.

149. Камынин, Н.А. Повышение точности цифрового спектрального спектрального анализа вибрации / Н.А. Камынин, Н.Г. Крупец // Виброметрия: материалы конференции. – М.: МДНТП им. Ф.Э. Дзержинского, 1982. – С. 62–65.

150. Канлифф. Динамические нагрузки зубьев планетарных механизмов / Канлифф, Смит, Велбурн // Конструирование и технология машиностроения. – 1974. № 2.

151. Карасёв, В.А. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей / В.А. Карасёв, В.П. Максимов, М.К. Сидоренко. – М.: Машиностроение, 1978. – 132 с.

152. Карасёв, В.А. Доводка эксплуатируемых машин. Виброакустические методы / В.А. Карасёв, А.Б. Ройтман. – М.: Машиностроение, 1986. – 190 с.

153. Кармадонов, А.Ф. Соединительные устройства валов / А.Ф. Кармадонов. – М.: Машгиз, 1959. – 86 с.

154. Карышев, Ю.Д. Вибродиагностика технического состояния подшипника насоса стендового турбонасосного агрегата / Ю.Д. Карышев, А.Е. Сундуков, А.Д. Росляков // Вестник транспорта Поволжья. – 2013. № 6(42). – С.16–20.

155. Касуба, Эванс. Обобщенная модель для определения динамических усилий в прямозубой цилиндрической передаче / Эванс Касуба // Конструирование и технология машиностроения. – 1981. Т. 103. № 2. – С. 76–80.

156. Кеба, И.В. Диагностика авиационных газотурбинных двигателей / И.В. Кеба – М.: Транспорт, 1980. – 248 с.

157. Кинематическая погрешность зубчатых передач в квазистатических и динамических условиях / Л.А. Кудрявцев, О.М. Колчин, И.Ф. Тишин [и др.] // Измерительная техника. – 1988. № 10. – С. 20–21.

158. Кирсис, Т.Т. Диагностика неточности зацепления зубчатых передач / Т.Т. Кирсис // Точность и надёжность механических систем. – Рига. Ржск. полит. ин-т, 1980. – С. 26–35.

159. Киселёв, М.И. Фазовый метод исследования циклических машин и механизмов на основе хронометрического подхода / М.И. Киселёв, В.И. Пронякин // Измерительная техника. – 2001. № 9. – С. 15–18.
160. Климат Куйбышева / Н.А. Попова, Л.Д. Бузыкина, Н.В. Вертячих [и др.]. – Л.: Гидрометиздат, 1983. – 224 с.
161. Ковалев, Н.А. Внутренняя динамика зубчатых передач / Н.А. Ковалев // Машиноведение. – 1983. №4. – С. 43–47.
162. Кожариков, Е.В. Снижение вибронпряжённости авиационных зубчатых передач / Е.В. Кожариков, Д.В. Калинин, В.В. Голованов // Авиационные двигатели. – 2020. №1 (6). – С. 57–64.
163. Козинцев, Б.П. Возможности метода комплексного контроля точности зубчатых колёс / Б.П. Козинцев, Ю.Д. Кондрашова, А.Г. Фролов // Труды Московского энергетического ин-та. – 1972. № 120. – С. 123–125.
164. Колебания механизмов с зубчатыми передачами / под ред. Э.Л. Айрапетова и М.Д. Генкина. – М.: Наука, 1977. – 145 с.
165. Конструкционная прочность материалов и деталей ГТД. Руководство для конструкторов / Б.Ф. Балашов, Р.А. Дульнев, Т.П. Захарова [и др.]; отв. ред. И.А. Биргер, Б.Ф. Балашов // Труды ЦИАМ. – М.: ЦИАМ, 1979. №835. – 522 с.
166. Кораблёв, А.И. Повышение несущей способности и долговечности передач / А.И. Кораблёв, Д.Н. Решетов. М.: Машиностроение, 1968. – 287 с.
167. Кораблёв, С.С. Автоматическая система для вибродиагностики прецизионных механических систем / С.С. Кораблёв // Автоматизация эксперимента в динамике машин. – М.: 1987. – С. 23–30.
168. Кораблёв, С.С. Вибродиагностика в прецизионном приборостроении / С.С. Кораблёв, В.И. Шапин, Ю.Е. Филатов / под ред. К.М. Рагульскаса. – Л.: Машиностроение, 1984. – 84 с.
169. Корнелл, Р. Динамические нагрузки и напряжения зубьев цилиндрических прямозубых колёс с высоким коэффициентом перекрытия / Корнелл, Уестервелт // Конструирование и технология машиностроения. – 1978. Т. 100. № 1. – С. 70–79.
170. Коротков, В.П. К расчету кинематической погрешности планетарных механизмов / В.П. Коротков, Л.В. Гусева // Стандарты и качество. 1975. № 2. – С. 62–66.
171. Косарев, О.И. Минимизация возбуждения вибраций в зубчатом зацеплении прямозубой цилиндрической передачи / О.И. Косарев // Вестник машиностроения. – 2016. №10. – С. 51–54.
172. Косарев, О.И. Модель вибровозбуждения в прямозубом зацеплении / О.И. Косарев // Проблемы машиностроения и надежность машин. – 1996. № 1. – С. 3–19.

173. Косарев, О.И. О теоретических основах фланкирования и профильной модификации прямозубых цилиндрических передач / О.И. Косарев // Проблемы машиностроения и надежность машин. – 2015. № 3. – С. 36–42.

174. Косарев, О.И. Распределение износа зубьев по линии зацепления эвольвентной прямозубой передачи. Колебания редукторных систем / О.И. Косарев, Л.П. Наторов. – М.: Наука. 1970 (1980).

175. Косарев, О.И. Распределение износа зубьев по линии зацепления эвольвентной прямозубой передачи / О.И. Косарев, А.П. Натаров // Колебания редукторных систем. – М.: Наука, 1980.

176. Косенко, И.И. Компьютерная модель динамики прямозубого эвольвентного зацепления в редукторах / И.И. Косенко, И.К. Гусев / /Нелинейная динамика. – 2012. Т. 8. №4. – С. 713–734. Режим доступа: <https://www.modellika.org/libraries/Modelika>.

177. Костюков, В.Н. Обобщенная диагностическая модель виброакустического сигнала объектов периодического действия / В.Н. Костюков // Омский научный вестник. – 1999. №3. – С. 37–41.

178. Кудрявцев, Л.А. Влияние поперечной жесткости зацепления зубьев на колебания и шум прямозубой передачи / Л.А. Кудрявцев // Станки и инструменты. – 1962. №10. – С. 26–28.

179. Кудрявцев, Л.А. Кинематическая погрешность зубчатых передач в квазистатических и динамических условиях / Л.А. Кудрявцев // Измерительная техника. – 1988. №. 10. – С. 35–43.

180. Кудрявцев, Л.А. Экспериментальное исследование угловых колебаний и шума прямозубой передачи / Л.А. Кудрявцев // Вопросы геометрии и динамики зубчатых передач. – 1964. – С. 56 – 61.

181. Курушин, М.И. Динамическое возбуждение редуктором турбовинтового двигателя / М.И. Курушин, А.М. Курушин // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: международн. науч. техн. конф. 23–25 июня 1999 г. – Самара: Изд-во СГАУ. Вып. 3. Ч. 1. – С. 191–199.

182. Курушин, М.И. Исследование крутильных колебаний ротора турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором / М.И. Курушин, В.Б. Балякин, В.Б. Оссала // Динамика и виброакустика. – 2018. Т. 4. №2. – С. 27–42.

183. Курушин, М.И. Исследования вынужденных вибраций ротора с перекрытием одно-, двухпарного зацепления шестерён редуктора/ М.И. Курушин, А.М. Курушин, Н. Хоссейн // Вестник транспорта Поволжья. – 2019. № 3 (75). – С. 28–37.

184. Курушин, М.И. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором / М.И. Курушин, В.Б. Балякин, А.М. Курушин // Известия Самарского центра РАН. – 2014. Т.16. №4. – С.132–136.

185. Лайон. Использование кепстров при анализе акустических сигналов / Ордубади, Лайон. // Конструирование и технология машиностроения. – 1982. Т.104. №2. – С. 39–43.

186. Левитес, И.А. Аппарат контроля состояния трансмиссий горных машин / И.А. Левитес, И.Г. Фикс // Кибернетическая диагностика механических систем по акустическим процессам: сборн. научн. трудов. – 1972. – С. 26 – 28.

187. Лившиц, Г.А. Исследования связи между вибрациями и шумом турбинных редукторов и погрешностями зацепления / Г.А. Лившиц // Вибрация и шум. – Труды ЦНИИТМАШ. – 1961. Т. 21. – 65 с.

188. Максимов, В.П. Измерение, обработка и анализ быстропеременных процессов в машинах / В.П. Максимов, И.В. Егоров, В.А. Карасёв. – М.: Машиностроение, 1987. – 208 с.

189. Манчев, В.А. Вибрации в зубчатых колесах коробки передач / В.А. Манчев // Нива Повожья. – 2008. №2. – С.55–57.

190. Марков, Н.Н. Проявление кинематической погрешности зубчатых колёс под действием нагрузок и скорости вращения / Н.Н. Марков, И.И. Артемьев // Вестник Машиностроения. – 1983. № 3. – С. 21–24.

191. Маслов, Г.А. Оценка вибрационных характеристик летательного аппарата с помощью высокомоментной статистики при ограниченном объёме экспериментов / Г.А. Маслов, В.Б. Митенков // Вестник Московского авиационного института. – 2014. Т. 21. № 2. – С. 13–17.

192. Математическая модель расчета вибрации ступени редуктора / В.А. Голубков, А.О. Смирнов, Т.Т. Шарафутдинов, И.Н. Лукьяненко // Информационно-управляющие системы. – 2014. №6. – С. 87–93.

193. Методические указания. Надёжность в технике. Методика прогнозирования остаточного ресурса машин и деталей, подверженных изнашиванию. РД 50 – 423 – 83. Введ.06.09.1983. – М.: Издательство стандартов, 1984. – 36 с.

194. Миделтон, Д. Введение в статистическую теорию связи / Д.М. Миделтон. – Сов. Радио, 1961. – 385 с.

195. Михайлов, В.В. Моделирование динамических процессов в планетарных редукторах мотор-колёс карьерного самосвала при трогании и разгоне / В.В. Михайлов // Наука и техника. – 2012. № 4. – С.64–68.

196. Михлин, В.М. Система технического обслуживания и ремонта сельскохозяйственной техники по результатам диагностирования / В.М. Михлин. – М. Информагротех, 1995. – 63 с.
197. Мищенко, А.А. Акустические методы контроля зубчатых передач / А.А. Мищенко, Г.Е. Янов // Контроль и диагностика сельскохозяйственных объектов. – Новосибирск. 1981. – С. 70–76.
198. Моделирование спектральных характеристик жесткости зубчатого зацепления / В.А. Голубков, В.Ф. Шишлаков, Т.Т. Шарафутдинов, И.М. Лукьяненко // Информационно-управляющие системы. – 2016. № 6. – С. 99–102.
199. Моделирование спектральных характеристик жесткости зубчатого зацепления В.А. Голубкова, В.Ф. Шишлакова, Т.Т. Шарафудинова, И.Н. Лукьяненко // Информационно-управляющие системы. – 2016. №6. – С. 99–102.
200. Мозгалевский, А.В. Системы диагностирования судового оборудования / А.В. Мозгалевский, В.Д. Калявин. – Л.: Судостроение, 1982. – 198 с.
201. Мозгалевский, А.В. Техническая диагностика / А.В. Мозгалевский, Д.В. Гаскаров. – М.: Высшая школа, 1976. – 235 с.
202. Надеинская, Н.С. Представление узкополосных действительных сигналов при помощи неравномерно смещённых базисных функций с положительными коэффициентами / Н.С. Надеинская // Радиотехника и электроника. – 1972. Т.17. № 7. – С.1533–1535.
203. Назаров, М.В. Теория передачи сигналов / М.В. Назаров, Б.И. Кувшинов, О.В. Попов. – М.: Связь, 1970. – 368 с.
204. Назолин, А.Л. Обнаружение дефектов машин и механизмов технического действия по временным виброакустическим параметрам, дисс. ... докт. техн. наук.: 01.02.06. – Москва, 2013. – 211 с.
205. Нананов, А.П. О механизме изнашивания эвольвентных передач, работающих в средах с наличием абразива. / А.П. Нананов, Г.В. Вентцель // В кн. Проблемы трения и изнашивания. – Киев: Техника, 1975. Вып. 8. – С. 67–78.
206. Насонов, Д.А. Влияние неравномерности распределения нагрузки по зацеплениям на виброактивность планетарных редукторов / Д.А. Насонов // В мире научных открытий. – 2012. № 12(36). – Красноярск. Научно-инновационный центр. – С. 129–139.
207. Невалевский, О.В. Отбор информационных признаков: постановка задачи и методика ее решения / О.В. Невалевский // Труды СПИЧРАН. – 2007. Вып.7. – С. 416–426.
208. Неразрушающий контроль. Справочник в 7 т. / под ред. В.В. Клюева. – Т. 7, кн. 2. Вибродиагностика. – М.: Машиностроение, 2005. – 828 с.

209. Николаев, В.А. Вибродиагностика расцентровки валов, соединённых зубчатыми и шлицевыми муфтами / А.Д. Росляков, В.А. Николаев, А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков // Вестник СГАУ. – 2009. № 3(19). – С. 152–156.

210. Об использовании статистических характеристик вибрации редуктора в качестве диагностических признаков / Ф.Я. Балицкий, М.Д. Генкин, М.А. Иванова, А.Г. Соколова // Кибернетическая диагностика механических систем по акустическим процессам. - Каунас, 1972. - С. 135–138.

211. Об одном из применений регрессионного анализа к акустической диагностике зубчатых передач / Ф.Я. Балицкий, М.Д. Генкин, М.А. Иванова [и др.] // Кибернетическая диагностика механических систем по виброакустическим процессам. – Каунас, 1972. – С. 143–146.

212. Омес, Д.В. Проблемы виброакустической диагностики повреждения зубчатых колёс многовальных приводов / Д.В. Омес, А.В. Драган // Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКН». – Луцьк. 2015. Вып 4. – С. 106–109.

213. Онищенко, В.П. Моделирование зацепления изношенных профилей зубьев зубчатых колёс на ЭЦВМ и прогнозирование их долговечности / В.П. Онищенко, А.Л. Симонов, П.М. Матеко // Теория и практика расчетов деталей. – 1983. – С. 99–105.

214. Основы виброакустической диагностики машинного оборудования: учебное пособие / В.Н. Костюков, А.П. Бойченко, С.Н. Бойченко, Е.В. Тарасов. – Омск: НТЦ «Динамика», 2007. – 286 с.

215. Оценка вибросостояния дифференциальных редукторов турбовинтовых двигателей перед их ремонтом/ А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, С.М. Плотников, А.Ю. Балакин // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов международной научно-технической конференции 22–24 июня 2016 г. – В 2-х ч. Часть 1. – Самара, Самарский ун-т, 2016. – С.15–16.

216. Оценка демпфирования колебаний в зубчатых передачах / Э.Л. Айрапетов, М.Д. Генкин, А.А. Жирнов [и др.] // Вибрации механизмов с зубчатыми передачами. – М.: Наука, 1978. – С. 15–18.

217. Оценка ширины дискретных составляющих спектра вибраций роторных машин / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, А.В. Бит-Зая, А.Д. Росляков // Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта: материалы 3-й Международной научно-практической конференции (6–7 декабря 2006 г.). – Самара. СГАПС. 2006. – С. 194–197.

218. Оценка ширины дискретных составляющих спектра вибраций энергетических машин / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, А.В. Бит–Зая, А.Д. Росляков // Проблемы железнодорожного транспорта на современном этапе развития : Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – Самара: СНЦ РАН, 2006. – С.194–197.

219. Оценка эффективности различных методов анализа временных диагностических сигналов/ Т.Н. Круглова, Д.Н. Шурыгин, Д.А. Литвин [и др.] // Современные наукоемкие технологии. – 2016. №8–2. –С. 237–241.

220. Павлов, Б.В. Акустическая диагностика механизм / Б.В. Павлов. – М.: Машиностроение, 1971. – 224 с.

221. Павлов, Б.В. Кибернетические методы технического диагноза / Б.В. Павлов. – М.: Машиностроение, 1966. – 147 с.

222. Палкин, В.А. Обзор работ в США и Европе по авиационным двигателям для самолётов гражданской авиации 2020–2040 годов / В.А. Палкин // Авиационные двигатели №3(4). – С. 63–84.

223. Панченко, М.И. Анализ мгновенной угловой скорости коленчатого вала дизеля / М.И. Панченко, В.В. Грачев, А.В. Грищенко // Транспорт Российской Федерации. – 2018. №4(77). – С. 59–62.

224. Папченков, А.В. Эффективность спектральных методов диагностического контроля технического состояния зубчатых передач ГТД / А.В. Папченков // Вестник двигателестроения. – 2015. № 2. – С. 125–131.

225. Пархоменко, П.П. Основы технической диагностики / П.П. Пархоменко, Е.С. Согомоян. – М: Энергия, 1981. – 320 с.

226. Патент № 2541072 Российская Федерация. Способ определения технического состояния двигателей внутреннего сгорания и устройство для его осуществления / И.П. Добролюбов, В.В. Альт, О.Ф. Савченко, С.Н. Ольшевский. Бюл. 2015. № 4.

227. Патент № 2717139 С1 Российская Федерация. Способ диагностики технического состояния зубчатого зацепления / А.Е. Сундуков. – Оpubл. 18. 03. 2020. Бюл. №8.

228. Патент № 2737993 С1 Российская Федерация. Способ диагностики дефектов зубьев зубчатых колёс редуктора газотурбинного двигателя / А.Е. Сундуков. – Оpubл. 07.12.2020. – Бюл. №34.

229. Патент № 2750846 С1 Российская Федерация. Способ измерения энергетической ширины спектральной составляющей вибрации машин / А.Е. Сундуков. – Оpubл. 05. 07.2021. – Бюл. №19.

230. Патент № 2783467 С1 Российская Федерация. Способ диагностики дефектов зубчатых колёс редуктора газотурбинного двигателя / А.Е. Сундуков. – Оpubл. 14. 11. 2022. – Бюл. № 32.

231. Патент № 2792713 С1 Российская Федерация. Способ диагностики дефектов кинематических пар роторных машин / А.Е. Сундуков. – Оpubл. 23.03.2023. – Бюл. № 9.

232. Петрусевиц, А.И. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колёсами / А.И. Петрусевиц, М.Д. Генкин, В.К. Гришконец. – М.: Изд-во АН СССР, 1956. – 134 с.

233. Петухов, А.М. Совершенствование конструкций ГТД, технологий и вопроса конструкционной прочности / Петухов А.М. // Тяжёлое машиностроение. 2006. № 1. С. 2–4.

234. Планетарные передачи: справочник / под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. – Л., Машиностроение (Ленигр. отд-ние), 1977. – 536 с.

235. Показатели чувствительности цилиндрических передач к изменению межосевого расстояния / Д.А. Бабичев, Д.Т. Бабичев, М.Г. Сторчак, А.Ю. Тайсин // Вісник НТУ «ХП», 2013. – № 3 (1013). – С. 9–17.

236. Потапов, К.Г. Фазохронометрический контроль износа рабочих профилей зубчатых колёс редуктора в процессе его функционирования / К.Г. Потапов // Метрология. – 2017. № 9. – С. 27–35.

237. Проблема оценки износа сопряжений зубчатых колёс транспортных машин энергетического оборудования / А.В. Баранов, В.А. Вагнер, С.В. Тарасевич [и др.] // Ползуновский вестник. – 2010. № 1. – С. 99–105.

238. Производство зубчатых колёс газотурбинных двигателей / Ю.С. Елисеев, В.В. Крымов, И.П. Нежурич, В.С. Новиков, Н.М. Рыжов; под ред. Ю.С. Елисеева. – М. Высш. школа, 2011. – 493 с.

239. Проников, А.С. Надёжность машин / А.С. Проников. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.

240. Пронякин, В.И. Диагностические признаки в оценке технического машин и механизмов / В.И. Пронякин // Известия ВУЗ Машиностроение. – 2016. №10 (679). – С. 64–72.

241. Пронякин, В.И. Проблемы диагностики технических машин и механизмов / В.И. Пронякин // Измерительная техника. – 2008. № 10. – С. 9–13.

242. Прыгунов, А.И. Нелинейные эффекты в виброакустической диагностике электрических машин / А.И. Прыгунов // Точность и надёжность механических систем. Статистические методы диагностики и прогнозирования. – Рига. Риж. техн. ун-т, 1989. – С. 66–72.

243. Развитие методов диагностирования ДВС по показателям изменений угловой скорости коленчатого вала / А.С. Гребенников, С.А. Гребенников, И.Ю. Куверин [и др.] // Материалы международной научно-практической конференции «Информационные технологии и инновации на транспорте». – 2010. – С. 78–84.

244. Разработка обобщенной динамической модели прямозубой передачи методом цифрового моделирования / Э.Л. Айрапетов, Р.Л. Иоффе, О.И. Косарев [и др.] // Колебания и виброакустическая активность машин и конструкций. – М.: Наука, 1986. – С. 163–169.

245. Резников, С.С. Анализ методов математического моделирования для исследования и изготовления зубчатых колес / С.С. Резников, М.Г. Акопян, А.И. Петров // Интернет-журнал (Науковедение). – Т. 8. №1(2016). Режим доступа: <http://naukovednie.ru/PDF/56TVN116.pdf> (дата обращения 2.09.2020). – DOI:10.15862/56TVN116

246. Решетов, Д.Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д.Н. Решетов. Изд. 4 –е перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

247. Решиков, В.Д. Трение и износ тяжело нагруженных передач / В.Д. Решиков – М.: Машиностроение, 1975. – 315 с.

248. Росляков, А.Д. Вибродиагностика расцентровки валов, соединённых жёсткими контактными муфтами / А.Д. Росляков, В.А. Николаев, А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: Материалы докладов Международной научно-технической конференции 24–26 июня 2009 г. – В 2-х ч. Ч.1. – С. 82–84.

249. Русов, В.А. Спектральная вибродиагностика / В.А. Русов. – Пермь: ПФФ «ВИБРО–ЦЕНТР», 1996. – 167с.

250. Рытов, А.М. Введение в статистическую радиофизику. / Рытов А.М. – М.: Главная редакция физико-математической литературы издательства Наука, 1976. – 494 с.

251. Рэндолл. Новый метод моделирования дефектов зубчатых колёс / Рэндолл // Конструирование и технология машиностроения. – 1982. Т.104. № 2. – С1–11.

252. Самородов, В.Б. Математическое моделирование планетарных передач и трансмиссий транспортных средств с использованием пространственно-топологических связей их кинематических параметров / В.Б. Самородов, А.О. Островерх // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2008, № 6/5 36. – С.25–30.

253. Сандрацкий, В.Л. Газотурбинные двигатели / Сандрацкий В.Л., Иноземцев А.А. Изд-во: ОАО «Авиадвигатель», Пермь 2006. 1204 с.

254. Сидоренко, М.К. Виброметрия газотурбинных двигателей / М.К. Сидоренко. – М.: Машиностроение, 1973. – 224с.

255. Сидоров В.А. Повреждение зубчатых передач: Классификация / Сидоров В.А. // Международный информационно-технический журнал «Оборудование и инструмент для профессионалов». Сер. Металлообработка. – 2010 № 3. – С. 28–

34.

256. Сироткин, Н.Н. Техническая диагностика газотурбинных двигателей / Н.Н. Сироткин, Ю.М. Коровкин. – М.: Машиностроение, 1979. – 272с.

257. Совершенствование методов вибродиагностики износа зубьев шестерён дифференциального редуктора турбовинтового двигателя / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, С.М. Плотников, А.А. Авраменко [и др.] // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технология и машиностроение. – 2018. Т. 17. № 3. – С.16–26. – DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-16-26.

258. Совершенствование методов вибродиагностики износа зубьев шестерён дифференциального редуктора турбовинтового двигателя / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, С.М. Плотников, А.А. Авраменко [и др.] // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов международной научно-технической конференции (12–14 сентября 2018 г.). – Самара, 2018. – С. 5–6.

259. Современные методы и средства вибрационной диагностики машин и конструкций / Ф.Я. Балицкий, М.Д. Генкин, М.А. Иванова [и др.] // Научно-технический прогресс в машиностроении: сборн. научн. трудов. – 1990. № 25. – С. 114–122.

260. Создание конкурентоспособных авиационных двигателей 2025–2030 годов / В.И. Бабакин, А.И. Лапшин, А.С. Полев, В.Н. Федякин // Проблемы реализации прорывных конструкторско-технологических решений и новых критических технологий: межотраслевой альманах. – 2014. № 49. – С. 2–9.

261. Соколов, Г.А. Введение в регрессионный анализ и планирование регрессионных экспериментов в экономике / Г.А. Соколов, Р.В. Сагитов. – 2010. – М.: ИНФРА. – 208 с.

262. Соколова, А.Г. Методы акустической диагностики зарождающихся дефектов / А.Г. Соколова // Точность и надёжность механических систем. Задачи и методы технической диагностики. – Рига. Риж. политех. ин-т, 1984. – С. 54–63.

263. Сосунов, В.А. Неустановившиеся режимы работы авиационных газотурбинных двигателей / В.А. Сосунов, Ю.А. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.

264. Статистика и динамика механизмов с зубчатыми передачами: сб. статей / под ред. М.Д. Генкина; Э.Л. Айропетова. – М.: Наука, 1974. – 214 с.

265. Сун Сяохинь. Влияние износа зубчатых колёс на качество работы тяговой передачи электропоездов: дисс. ... канд. техн. наук: 05.22.07. – Москва. 2000. – 157с.

266. Сундуков, А.Е. Диагностический признак технического состояния роторных машин на основе относительной ширины спектра / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, А.В. Бит-Зая // Известия Самарского научного центра РАН. Специальный выпуск «Перспективы и направления развития транспортной системы. – Самара. Изд-во СНЦ РАН, 2007. – С. 89–91.

267. Сундуков, А.Е. Анализ вибрационного состояния подшипников качения в процессе их износа / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2006. Т.5, №2–1. – Специальный выпуск. – С. 85–89. DOI: 10.18287/2541–7533–2006–0–2–1(10)–85–89.

268. Сундуков, А.Е. Анализ влияния параметров спектра максимумов на эффективность выделения модуляционных составляющих вибрации ГТД / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, В.А. Николаев // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2009. № 3(19). – С.147–151.

269. Сундуков, А.Е. Вибрационный шум в диагностике износа зубьев редуктора ГТД / Сундуков А.Е., Сундуков Е.В., Шахматов Е. В. // Динамика и виброакустика. – 2022. Т.8, №1. – С. 33–37. DOI: 10.18287/2409-2022-8-1-33-37.

270. Сундуков, А.Е. Вибродиагностика рас-центровки валов по общему уровню вибрации / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков // Сборник трудов Международного научно-технического форума, посвящённого 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70-летию СГАУ. 5–7 сентября 2012 г. – В 3 т. Том 2. Международная научно-техническая конференция с участием молодых учёных «Динамика и виброакустика машин». – Самара, СГАУ. – 2012. – С. 296–298.

271. Сундуков, А.Е. Вибродиагностика технического состояния блочной электростанции БГТЭС–9.5/ А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков // Промышленная энергетика. – 2009. № 5. – С.16–17.

272. Сундуков, А.Е. Влияние внешних условий на оценку вибрационного состояния газотурбинных двигателей / Сундуков А.Е., Сундуков Е.В. // Актуальные проблемы диагностики и прочности материалов и конструкций: модели, методы, решения: матер. междунар. научн.-техн. конф. (1–3 июня 2006 г., г. Самара). – Орёл: Орёл ГТУ. 2007. – С.222–223.

273. Сундуков, А.Е. Влияние износа и величины бокового зазора на вибрационное состояние редуктора ГТД / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Динамика и виброакустика. – 2023. Т.9 №2. – С. 13–17. DOI: 10.18287/2409-2023-9-2-13-17.

274. Сундуков, А.Е. Влияние ширины фильтра на характеристики дискретных составляющих спектра вибрации ГТД / А.Е. Сундуков, В.А. Николаев, Е.В. Сундуков // Вестник СГАУ. – Самара, 2009. № 3(19). – С. 143–146.

275. Сундуков, А.Е. Влияние ширины фильтра на характеристики дискретных составляющих спектра вибрации ГТД / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, В.А. Николаев // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2009. № 3(19). – С. 143–146.

276. Сундуков, А.Е. Выбор параметров при использовании спектра максимумов / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, В.А. Николаев // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: матер. Межд. науч.-техн. конф. (24–26 июня 2009 г.). – В 2 ч. Ч.1. – Самара: СГАУ. – С. 84–86.

277. Сундуков, А.Е. Диагностические признаки износа боковых поверхностей зубьев на основе анализа параметров зубцовой спектральной составляющей / А.Е. Сундуков // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2022. Т. 21, №3. – С. 141–149. DOI:10.8287/2541-2022-21-3-141-149.

278. Сундуков, А.Е. Исследование вибрационного состояния подшипников качения в процессе их износа / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков. Анализ экспериментальных данных на базе спектра максимумов // Вестник СГАУ. – 2006. № 2 (10). – С.90–93.

279. Сундуков, А.Е. К вопросу вибродиагностики изнашивания шестерён редуктора турбовинтового двигателя / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, С.М. Плотников // Вестник Самарского аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). – 2015. Т. 14. № 2. – С. 193–201.

280. Сундуков, А.Е. К вопросу нормирования диагностических признаков износа зубьев редукторов авиационных газотурбинных двигателей / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Вестник Самарского Университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2022. Т. 21, №2. – С. 28–37. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-28-37.

281. Сундуков, А.Е. К вопросу об узкополосности вибрационных процессов / Сундуков А.Е., Сундуков Е.В. // Актуальные проблемы диагностики и прочности материалов и конструкций: модели, методы, решения: матер. Междунар. науч.-техн. конф., 1–3 июня 2007, г. Самара. – Орел: ГТУ. 2007. – С. 222–223.

282. Сундуков, А.Е. К вопросу об эффективности вибродиагностики расцентровки валов по фазовым соотношениям / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, В.А. Николаев // Современные технологии в машиностроении: сб. статей XI Международной научн.-практ. конф. – Пенза. 2007. – С. 207–209.

283. Сундуков, А.Е. Каскадная демодуляция с использованием максимумов широкополосной вибрации роторных машин / А.Е. Сундуков // Динамика и виброакустика машин: сб. трудов второй Международной науч.-техн. конф., 15–17 сент. 2014. – В 2 т. Т1. – Самара: СГАУ, 2014. – С. 43–46.

284. Сундуков, А.Е. Комплекс диагностических признаков износа зубьев редукторов авиационных газотурбинных двигателей / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2022. Т. 21, № 4. – С. 109–117. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-4-109-117.

285. Сундуков, А.Е. Модели ширины спек-тральной линии частоты вращения выходного вала редуктора газотурбинного двигателя / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Вестник Самарского Университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2024. Т2. – С. 157–166. DOI: 10.18287/2541-7533-2024-8157-166.

286. Сундуков, А.Е. Модель ширины спек-тральной составляющей зубцовой гармоник редуктора турбовинтового двигателя / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Вестник Самарского Университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2023. Т. 22. – С.135–144. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-4-135-144.

287. Сундуков, А.Е. Новые методы выявления диагностических признаков технического состояния редукторов авиационных ГТД / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Вестник Самарского Университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2023. Т.22, №2. – С. 105–115. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-105-115.

288. Сундуков, А.Е. Обоснование выбора ширины фильтра при использовании спектра огибающей в вибродиагностике дефектов роторных машин / А.Е. Сундуков // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технология и машиностроение. – 2020. Т. 19, №4. – С. 100–108. DOI: 10.18287/2541-2020-19-3-100-108.

289. Сундуков, А.Е. Опыт выявления причин повышенной вибрации газотурбинных двигателей при их стендовых испытаниях / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, С.М. Плотников // Вестник Самарского аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). – 2015. Т. 14. № 2. – С. 184–192.

290. Сундуков, А.Е. Особенности получения диагностических признаков технического состояния роторных машин с использованием спектра огибающей / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков // Сборник трудов Междунар. научн.-техн. конф. посв. 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70-летию СГАУ 5– сентября 2012 г. – Самара: СГАУ, 2012. – С. 298–300.

291. Сундуков, А.Е. Относительная ширина спектра, как диагностический признак технического состояния двигателя / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков // Актуальные проблемы диагностики и прочности материалов и конструкций: модели, методы, решения: матер. междунар. научн. техн. конф. (1–3 июня 2007 г., г. Самара). – Орёл: Орёл ГТУ, 2007. – С. 222.

292. Сундуков, А.Е. Оценка влияния места постановки двигателя и типа воздушного винта на диагностические признаки износа зубьев его редуктора / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Вестник Московского авиационного института. – 2022. Т.24, №4. – С. 208–218. DOI: 10. 34759/vst-2022-4-208-218.

293. Сундуков, А.Е. Оценка влияния шумовой составляющей на эффективность алгоритма повышения точности спектрального анализа на базе БПФ / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, С.В. Глухов // Известия Самарского научного центра РАН. Проблемы железнодорожного транспорта на современном этапе развития. – Самара: СНЦ РАН, 2006. – С. 190–193.

294. Сундуков, А.Е. Повышение чувствительности и расширение области применения биполярного анализа вибрации роторных машин / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2022. Т. 21, №1. – С. 91–98. DOI: 10. 18287/2541-7543-2022-21-1-91-98.

295. Сундуков, А.Е. Способ разделения интенсивности вибрации, вызванной неуравновешенностью роторов и их расцентровкой / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков // Сборник трудов Международного научно-технического форума, посвящённого 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70-летию СГАУ. 5–7 сентября 2012 г. В 3 т. Т 2. Международная научно-техническая конференция с участием молодых учёных «Динамика и виброакустика машин». – Самара: СГАУ, 2012. – С. 292–294.

296. Сундуков, А.Е. Структурные диагностические признаки в оценке технического состояния редукторов авиационных ГТД / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Динамика и виброакустика. – 2022. Т.8, №3. С. 6–11. DOI: 10.18287/2409-2022-8-3-6-11.

297. Сундуков, А.Е. Субгармоники зубцовой в вибродиагностике износа зубьев редуктора газотурбинного двигателя / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Динамика и виброакустика. – 2022. Т.8, №2. – С. 6–11. DOI: 10. 18287/2409-4579-2022-8-26-11.

298. Тайц, Б.А. Точность и контроль зубчатых колёс / Б.А. Тайц. – М.: Машиностроение, 1972. – 368 с.
299. Тарасик, В.П. Моделирование планетарной передачи / В.П. Тарасик // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2016. №4 (53). – С. 78–89.
300. Техническая справка № 101-41. По результатам определения частот и форм собственных колебаний солнечной шестерни редуктора изделия НК–МП. Куйбышевское конструкторское бюро машиностроения. 1965. – 8 с.
301. Тимофеев, Г.А. Расчёт ресурса зубчатых механизмов электромеханических приводов/ Г.А. Тимофеев, С.И. Красавин, П.Н. Сильченко // Инженерный журнал. Наука и инновации. – 2017. № 6. – С. 1–11.
302. Тин Чжо. Разработка метода и алгоритмов автоматизированной диагностики изношенности зубчатых передач на основе обработки акустической информации: дисс. ... канд. техн. наук: 05.13.06. – Москва, 2014. – 145 с.
303. Тихонов, В.И. Статистическая радиотехника / В.И. Тихонов. – М.: Советское радио, 1966. – 677с.
304. Трение, износ и смазка. Справочник в 2 кн. Кн. 2. / под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 258 с.
305. Трюбер, С.С. Диагностика мощных дизельных двигателей по неравномерности частоты вращения / С.С. Трюбер // Вестник Саратовского государственного университета. – 2007. №28. – С. 64–71.
306. Ту, Дж. Принципы распознавания образов/ Дж. Ту, Р. Гонсалес; пер. с англ.; под ред. Ю.И. Журавлева. – Москва: Мир, 1978. – 411 с.
307. Упитис, Г.В. Модуляционные явления при функционировании механических передач / Г.В. Упитис // Точность и надёжность механических систем. – Рига. Риж. политехн. ин–т, 1983. – С. 21–36.
308. Урьев, Е.В. Основы надёжности и технической диагностики турбомашин / Е.В. Урьев. – Екатеринбург: УГТУ, 1996. – 265 с.
309. Филиппов, А.П. Колебания деформируемых систем / А.П. Филиппов. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1970. – 730 с.
310. Фролов, К.В. Математическая модель в зацеплениях неточных деформируемых зубчатых передачах (обзор). Способы снижения возбуждения вибраций в прямозубом зацеплении / К.В. Фролов, О.И. Косарев // Вестник машиностроения. – 2012. № 4. – С. 8–14.
311. Харкевич, А.А. Линейные и нелинейные системы / А.А. Харкевич. – М.: Наука, 1973. – 566 с.
312. Харкевич, А.А. Спектры и анализ./ А.А. Харкевич. – М.: ГИФМЛ, 1962. – 286 с.

313. Херрис, Ф. Использование окон при гармоническом анализе методом дискретного преобразования Фурье / А.А Харкевич. – ТИИЭР, 1978. №1. – С. 60–69.

314. Цуканов, В.Н. Оценка узкополосности случайных процессов / В.Н. Цуканов // Труды ЛИАП. – 1975. Вып. 95. – С.178–180.

315. Чашкин, Ю.Р. Математическая статистика. Анализ и обработка данных: учебное пособие / Ю.Р. Чашкин; под. ред. С. М. Смоленской. –Феникс, 2010. – 236 с.

316. Чернявский В.Н. Выбор математической модели представления виброакустического сигнала главного редуктора военно-транспортного вертолета / В.Н. Чернявский, Г.П. Сигаило, С.А. Шевченко //Системы обработки информации. – 2007. №3(61). – С. 117–120.

317. Чуйко, В.М. Ивченко – стратег, организатор, учёный, конструктор / В.М. Чуйко // Конверсия в машиностроении. – 2004. №4. – С. 103–106.

318. Шевяков, А.А. Автоматика авиационных и ракетных силовых установок / А.А. Шевяков. - М.: Машиностроение, 1970. – 660 с.

319. Ширман, А.Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А.Р. Ширман, А.Б. Соловьёв. – М.: Спектр-инженеринг, 1996. – 276 с.

320. Шорр, Б.Ф. Продольно–крутильные колебания роторов/ Б.Ф. Шорр, В.О. Бауер, Е.А. Кузнецов //Проблемы прочности. – 1973. №7. – С.32–38.

321. Штриплинг, Л.О. К расчету кинематической погрешности планетарных передач / Л.О. Штриплинг // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1998. № 3. – С. 36–42.

322. Штриплинг, Л.О. Расчёт кинематической погрешности цилиндрической зубчатой передачи / Л.О. Штриплинг, Л.А. Андриенко // Известия ВУЗ Машиностроение. – 1998. №1–3. – С. 43–51.

323. Шульц, В.В. Форма естественного износа деталей машин и инструмента / В.В. Шульц. – Л. Машиностроение (Ленингр. отдел), 1990. – 208 с.

324. Экспериментальные и теоретические исследования бифуркаций вибраций в авиационных трансмиссиях / В.Л. Дорофеев, В.В. Голованов, С.Г. Гукосян [и др.] // Вестник СГАУ. – Том 14. № 3. Ч. 1. – 2015. – С. 183–192.

325. Экспериментальные и теоретические результаты исследования зубчатых передач / И.Ф. Кравченко, А.В. Единович, В.А. Яковлев, В.П. Дорофеев //Авиационно-космическая техника и технологии. – 2008. №8(55). – С. 129–134.

326. Юрузуме. Погрешности зубчатых передач и шум цилиндрических прямозубых колёс, имеющих погрешности профиля зуба / Юрузуме, Мизутани, Тсубуку // Конструирование и технология машиностроения. – 1979. Т101, №2. – С 53–60.

327. Явленский, К.Н. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем / К.Н. Явленский, А.К. Явленский. – М.: Машиностроение, 1983. – 256 с.

328. Ямпольский, В.И. Контроль и диагностирование гражданской авиационной техники / В.И. Ямпольский, Н.И. Белоконь, Б.Н. Пилиносян. – М.: Транспорт, 1990. – 182 с.

329. Azar, B.C. An Experimental Investigation of Impact Phenomenon in Spur Gear Systems / B.C. Azar, F. R. E. Crossley // Proceeding of the Fourth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, 1975, p. 157–161.

330. Babkin, A.S. Environmental Sciecls / A.S. Babkin, J.J. Anderson. Jan./Feb., 1973, pp. 9–17.

331. Baklanov, V.S. Evaluation of engine health monitoring using result of research into the dynamic flexibility of cases / V.S. Baklanov // International Meeting «Engine Health Monitoring–93» (SAE, CIAM, St, Petersburg 1993). Vol. 1.

332. Board, D.B. Incipient Detection for Helicopter Drive Trains / D.B. Board // 13th Propulsion Conference (11–13 July 1977; Orlando, FL, USA). DOI: 10.2514/6.1977–898.

333. Cartwright, D.E. The Statistical Distribution of the Maxima of a Random Function/ D.E. Cartwright, M.S. Longuet-Higgins // Proceedings of the Royal Society of London, Series A, 237, 1956, pp. 212–232.

334. Cempel, C. Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn, Wydawnictwa Nankowo-Techniczne, Warszawa, 1982, 342 p.

335. Cheeseman, I.C. Advanced diagnostics for helicopter machinery mfnfgement. Comd. Monit. 87 Proc: Conf., Swansca, 31-st Mactch–3rd Apr. 1987.

336. Collacott, R.A. Vibration monitoring and Diagnosis. Technigues for cost – cffective plant maintenance. London – New York, 1979, 171 p.

337. Condition monitoring and faullt diagosis of diesel engine instantaneous of diesel engine instantaneous angular speed analysis / T. Lin, A Tan. Lin Ma et al. // Proceed. Institut. Mektan, Mechan, Engineers / Part C: J. Mechan. Engineer Sci–ence. 2014. VOL. 229. Is. 2. P. 304–315.

338. Cornel, R.W. Dinamic Tooth Loads and Stressing for High Contact Ratio Spur Gears / R.W. Cornel, W.W. Westervelt // ASME, Series B. 1978. V. 100. N 1. p. 70–79

339. Decker, H.J. Crack Detection for Aerospace Quality spur Gears / H.J. Decker // 58th Annual Forum and Technology Display Sponsored by the American Helicopter Society (11–13 June 2002, Montreal, Quebec, Canada). NASA/TM–2002–211492. URL: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi/ntrs/nfsa/gov/20020061785.pdf>
340. Dyer, D. Detection of rolling element bearing damage by statistical vibration analysis / D. Dyer, R.M. Stewart // Journal of Mechanical Design. Transactions of the ASME. 1978. V. 100, Iss. 2. P. 229–235. DOI: 10.1115/1.345905.
341. Harting, D.R. Demodulated Resonance Analysis – A Powerful Incipient Failure Detection Technique. ISA Transactions (Instrument Society of America). 1977. V. 17 № 1, p. 35–40.
342. Kendall, G.H. Produkt Engineering, Dec. 1951, pp. 150–155.
343. Kirsis, T.T. Gear Pump Detection Under Light Loading Condition / T.T. Kirsis, H.R. Martin // Eludis Quarterly. 1978. Vol. 10, pp. 73–89.
344. Larry D., Mitchell. By analyzing with the right techniques, you can trace the origins of noise / Mitchell Larry D., Lynch Gerald A. – Machine Design, 1969, Vol. 41, № 10.
345. Litvin, F.L. Generation and Tooth Contact Analysis for Spiral Bevel Gears with Predesigned Parabolic Function of Transmission Errors / F.L. Litvin, H.T. Lee. – Contractor Report NASA–CR–4259. Chicago, NTRS, 1989. – 218 p.
346. Liu, G. Dynamic Modeling and Analysis of Tooth Profile Modification for Multimesh Gear Vibration / G. Liu, R. Parker // Journal of Mechanical Design. 2008. Vol. 130. No. 12, pp. 121402/1-121402-13. DOI: 10.1115/1.2976803.
347. Malaczynski, G.W. Phase diagrams of different modes of misfire calculated from the digital Fourier transformation of angular crankshaft velocity / G.W. Malaczynski, R. Van der Poel // SAE Techn. Paper 2010-01-0167. 2010. – URL: <https://doi.org/10.4271/2010-01-0167>. Martin H.A. Noise Radiated from Hydraulics Circuits / – In: ASME, Design Engineering Conf. Chicago, 1978. Paper Nr 78-DE-23, p.12.
348. McFadden Smith J.D. Vibration monitoring of rolling element bearings by the high frequency resonance technique. Tribology International / McFadden Smith J.D. 1984, Vol. 17, № 1, p. 3–10.
349. Measurement and analysis of angular velocity variation of twelve cylinder diesel engine crankshaft / Z.M. Bulatovic, M.S. Stavljanin, M.V. Tomic et al. // Mechanic Systems and Signal Proces. 2011. 25. Iss. 8. P. 3043–3061.
350. Michael Feldman. Transformation Applications in Mechanical Vibration. A John Wiley and Sons, Ltd. Publication, 2011. – 292 p.
351. Mitchell, J.C. Introduction to Machinery Analysis and Monitoring. Second Edition. Tulsa, Oklahoma: Penn Well Books, 1993.
352. Monk, R. Machinery health monitoring. – Noise Contr., Vibr. Isol., 1979, vol. 8, N 1, p. 24–26.

353. Macfadden, P.D. Technique for calculating the time domain averages of vibration of the individual planet gears and the sun in an epicyclic gearbox / P.D. Macfadden // *Journal of Sound and Vibration*. 1991, vol. 144(1), pp. 163–172.

354. Pureel, E.W. Instrumentation for Dynamic Measurement – *Sound and Vibration*. 1977, March. p. 18–27.

355. Randall, R.B. Cepstrum analysis. Machine health monitoring using vibration analysis. Canadian Acoustical Association, Vancouver, Canada, October 1983. P. 3–15.

356. Randall, R.B. Vibration Signature Analysis, Noise and Vibration Conference, 1974, Monash University, Melbourne, Australia.

357. Rleskinen, A.S. Cepstrum Analysis Predicts Gearbox Failure // *Noise Control Engineering Journal*. 1990. Vol. 34. No. 2. pp. 53–59.

358. Skeinik, R. Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems / R. Skeinik, D Petersen. CSI, Knoxville, TN 37923, USA.

359. Sokolova, A.G. New noise – immune incipient failure detection methods for machinery monitoring and protection systems // 5–th International Conference on Fifth Vibration Problems (October, 8–10, 2001, Moscow, Russia). Abstracts. Moscow: IMASH Publ., 2001. P. 48–53. (in Russ.).

360. Stewart, R.M. Detection of Rolling Element Bearing Damage by Statistical Vibration Analysis // *Journal of Mechanical Design*. Transaction of the ASME. 1978. Vol. 100, № 2.

361. Stewart, R.M. The way ahead for machinery monitoring as a subset of plant control. Part 2. *Noise and Vibration Control*. – 1985, vol. 16. N 3, pp. 81–86.

362. Wirt, L.S. Amplitude – Modulation Theory for Gear – Induced vibrations – Strain Gage Readings, 1972. Nov. p. 3–9.

Приложение А

Расчёт интенсивности n -мерного вектора

Расчёт интенсивности n -мерного вектора

```

unit nmervek;

interface

uses
  Winapi.Windows, Winapi.Messages, System.SysUtils, Sys-
tem.Variants, System.Classes, Vcl.Graphics, Vcl.Controls,
Vcl.Forms, Vcl.Dialogs, Vcl.StdCtrls;

type
TForm_nmervek = class(TForm)
  Label1: TLabel;
  Edit1: TEdit;
  Label2: TLabel;
  Edit2: TEdit;
  Label3: TLabel;
  Edit3: TEdit;
  Button1: TButton;
  procedure FormCreate(Sender: TObject);
  procedure Button1Click(Sender: TObject);
private
  { Private declarations }
public
  { Public declarations }
end;

var
  Form_nmervek: TForm_nmervek;

implementation

uses Winpos_ole_TLB, POSBase;
var api: IWPGraphs;
  hPage,hGraph,hLine,hAxis: Integer;
  signal1: IWPSignal;
  x: array of double;
  y: array of double;
  y1,y2,y3: double;
  n: integer;

{$R *.dfm}

procedure TForm_nmervek.FormCreate(Sender: TObject);
var i: integer;

```

```

    x0: double;
begin
api:=WinPOS.GraphAPI as IWPGraphs;
hPage:=api.ActiveGraphPage;
if hPage>0 then
begin
hGraph:=api.ActiveGraph(hPage);
if hGraph>0 then
  hLine:=api.GetLine(hGraph,0);
if hLine>0 then
  begin
  signal1:=api.GetSignal(hLine) as IWPSignal;
  if signal1.SName<>' ' then
  begin
  api.GetXCursorPos(hGraph,x0,false);
  i:=trunc(x0/signal1.DeltaX);
  Edit1.Text:=FloatToStr(x0);
  end
  end
end;
end;

procedure TForm_nmervek.Button1Click(Sender: TObject);
var i,j: integer;
    vek: double;
begin
n:=StrToInt(Edit2.Text);
setlength(x,n);
setlength(y,n);
x[0]:=StrToFloat(Edit1.Text);
i:=trunc(x[0]/signal1.DeltaX);
y[0]:=signal1.GetY(i);
if signal1.SName<>' ' then
begin
for j:= 1 to n-1 do
  begin
  x[j]:=x[0]*(j+1);
  i:=trunc(x[j]/signal1.DeltaX);
  y1:=signal1.GetY(i-1);
  y2:=signal1.GetY(i);
  y3:=signal1.GetY(i+1);
  if (y1>=y2) and (y1>=y3) then y[j]:=y1;
  if (y2>=y1) and (y2>=y3) then y[j]:=y2;
  if (y3>=y1) and (y3>=y2) then y[j]:=y3;
  end;
end;

```

```
vek:=0;
for j:=0 to n-1 do
  begin
    vek:=vek+sqr(y[j]);
  end;
vek:=sqrt(vek);
Edit3.Text:=FloatToStr(vek);
end;
end;

end.
```

Приложение Б

Выделение положительной части процесса

Выделение положительной части процесса

```

unit chastsig;

interface

uses
  Winapi.Windows, Winapi.Messages, System.SysUtils, Sys-
  tem.Variants, System.Classes, Vcl.Graphics, Vcl.Controls,
  Vcl.Forms, Vcl.Dialogs, Vcl.StdCtrls;

type
  TForm_chastsig = class(TForm)
    Button1: TButton;
    procedure Button1Click(Sender: TObject);
  private
    { Private declarations }
  public
    { Public declarations }
  end;

var
  Form_chastsig: TForm_chastsig;

implementation
uses Winpos_ole_TLB, POSBase, ComObj;
{$R *.dfm}

procedure TForm_chastsig.Button1Click(Sender:
TObject);
var api: IWPGraphs;
    hPage,hGraph,hLine,hAxis: Integer;
    signal: IWPSignal;
    fs,tn,tk: double;
    t1,t2: integer;
    oper: IWPOperator;
    signal_r,dst1,dst2: OLEVariant;
    i: integer;
begin
  api:=WinPOS.GraphAPI as IWPGraphs;
  hPage:=api.ActiveGraphPage;
  if hPage>0 then
  begin
    hGraph:=api.ActiveGraph(hPage);

```

```

if hGraph>0 then
  hLine:=api.GetLine(hGraph,0);
if hLine>0 then
  begin
  signal:=api.GetSignal(hLine) as IWPSignal;
  if signal.SName<>' ' then
    begin
    api.GetXMinMax(hGraph,tn,tk);
    fs:=1/signal.DeltaX;
    t1:=trunc((tn-signal.StartX)*fs);
    t2:=trunc((tk-signal.StartX)*fs);
    signal_r:=WinPOS.GetInterval(signal,t1,t2-t1)      as
IWPSignal;
    oper:=WINPOS.GetObject('/Operators/Центрирование')
as IWPOperator;

oper.Exec(signal_r,signal_r,refvar(dst1),refvar(dst2));
  for i:=0 to dst1.size-1 do
    begin
    if dst1.GetY(i)<0 then
      dst1.SetY(i,0);
    end;
    WinPOS.Link('/Signals/Результаты/', 'dst1',dst1);
    end;
  end;
end;
winpos.Refresh;
Close;
end;

end.

```

Приложение В
Спектр максимумов

Спектр максимумов

```
unit Spmax;

interface

uses
  Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes,
  Graphics, Controls, Forms,
  Dialogs, StdCtrls, CheckLst, Buttons, ExtCtrls;

type
  TForm_spmax = class(TForm)
    GroupBox1: TGroupBox;
    Label5: TLabel;
    E_okno: TEdit;
    GroupBox3: TGroupBox;
    Label7: TLabel;
    Label11: TLabel;
    Label16: TLabel;
    E_bpf_df: TEdit;
    CB_bpf_n: TComboBox;
    E_bpf_l: TEdit;
    Button1: TButton;
    Button2: TButton;
    GroupBox4: TGroupBox;
    ComboBox1: TComboBox;
    RadioButton1: TRadioButton;
    RadioButton2: TRadioButton;
    Button3: TButton;
    GroupBox5: TGroupBox;
    Label1: TLabel;
    Label2: TLabel;
    E_timen: TEdit;
    E_timek: TEdit;
    CheckBox1: TCheckBox;
    Panell: TPanel;
    Label19: TLabel;
    Label20: TLabel;
    E_freqn: TEdit;
    E_freqk: TEdit;
    procedure FormCreate(Sender: TObject);
    procedure CB_bpf_nChange(Sender: TObject);
    procedure Button2Click(Sender: TObject);
    procedure Button1Click(Sender: TObject);
```

```

procedure Button3Click(Sender: TObject);
procedure RadioButton1Click(Sender: TObject);
procedure RadioButton2Click(Sender: TObject);
procedure E_timenChange(Sender: TObject);
procedure E_timekChange(Sender: TObject);
procedure ComboBox1CloseUp(Sender: TObject);
private
  { Private declarations }
public
  { Public declarations }
end;

var
  Form_spmax: TForm_spmax;

implementation

uses Winpos_ole_TLB, POSBase, unit2;
var api: IWPGraphs;
    hPage, hGraph, hLine, hAxis: Integer;
    signal1: IWPSignal;
    t1, t2: integer;
    usml1: IWPUsm1;

{$R *.dfm}

procedure TForm_spmax.FormCreate(Sender: TObject);
var i, j: integer;
    lt, rt: double;
    flag: boolean;
begin
  api:=WinPOS.GraphAPI as IWPGraphs;
  hPage:=api.ActiveGraphPage;
  j:=16;
  for i:=0 to 15 do
  begin
    j:=j*2;
    CB_bpf_n.Items.Add(IntToStr(j));
  end;
  CB_bpf_n.ItemIndex:=0;
  flag:=false;
  if hPage>0 then
  begin
    hGraph:=api.ActiveGraph(hPage);
    if hGraph>0 then

```

```

hLine:=api.GetLine(hGraph,0);
if hLine>0 then
begin
signal1:=api.GetSignal(hLine) as IWPSignal;
if signal1.SName<>' ' then
begin
api.GetXMinMax(hGraph,lt,rt);
ComboBox1.Items.Add(signal1.SName);
ComboBox1.ItemIndex:=0;
RadioButton1.Checked:=true;
E_timen.Text:=FloatToStr(lt);
E_timek.Text:=FloatToStr(rt);
fkb:=1/(signal1.DeltaX);
t1:=trunc(lt*fkb);
t2:=trunc(rt*fkb);
E_bpf_df.Text:=FloatToStr(fkb/32);
E_bpf_l.Text:=IntToStr(trunc((t2-t1)/32));
flag:=true;
end
end
end;
if not(flag) then
RadioButton2.Checked:=true;
end;

procedure TForm_spmx.CB_bpf_nChange(Sender: TObject);
//изменение длины блока bpf
var i: integer;
begin
i:=StrToInt(CB_bpf_n.Text);
E_bpf_df.Text:=FloatToStr(fkb/i);
E_bpf_l.Text:=IntToStr(trunc((t2-t1)/i));
end;

procedure TForm_spmx.Button2Click(Sender: TObject);
begin
Close;
end;

procedure TForm_spmx.Button1Click(Sender: TObject);
//выполнить
var size, klbl: integer;
    i,ii,j,k,www: integer;
    signal1, signal2: IWPSignal;
    a,y1,y2: double;

```

```

x1,x2: integer;
ss: string;
OptFFT,bpf1,bpf2,err,
OptFil,signal_fill1: OLEVariant;
api: IWPGraphs;
hPage, hGraph, hAxis: Integer;
ff1,ff2: double;
begin
if RadioButton2.Checked then//из файла
begin
i:=ComboBox1.ItemIndex;
signal1:=usml1.Parameter(i) as IWPSignal;
end;
t1:=trunc((StrToFloat(E_timen.Text)-
signal1.StartX)*fkb);
t2:=trunc((StrToFloat(E_timek.Text)-
signal1.StartX)*fkb);
if CheckBox1.Checked then//фильтрация исходного сигнала
begin
ff1:=StrToFloat(E_freqn.Text);
ff2:=StrToFloat(E_freqk.Text);
OptFil:=Format('iType=2,iKind=2,nOrder=20,nRipple=1,fn
=%f,fv=%f,fs=%f',
[ff1, ff2, fkb]);
RunIIRFiltering(signal1,signal_fill1,OptFil,err);
signal11:=WinPOS.GetInterval(signal_fill1,t1,t2-t1) as
IWPSignal;
end
else
signal11:=WinPOS.GetInterval(signal1,t1,t2-t1) as
IWPSignal;
size:=StrToInt(CB_bpf_n.Text);
www:=StrToInt(E_okno.Text);
signal2:=winpos.createsignal(VT_R8) as IWPSignal;
signal2.size:=signal11.size;
signal2.StartX:=signal11.StartX;
signal2.DeltaX:=signal11.DeltaX;
//алгоритм нахождения максимумов
x1:=0; y1:=signal11.GetY(0);
for i:=1 to (signal11.size-1-www) do
begin
y2:=0;
for j:=i to (i-1+www) do
begin

```

```

a:=signal11.GetY(j);
if a>y2 then
begin
y2:=a;
x2:=j;
end;
end;
for k:=x1 to x2-1 do
begin
a:=(y2-y1)*(k-x1)/(x2-x1)+y1;
signal2.SetY(k,a);
end;
y1:=y2;
x1:=x2;
end;
klbl:=trunc((signal2.size)/size);
OptFFT:=Format('type=0,kindFunc=4,method=0,numPoints=%
d, '+
'nBlocks=%d,ofsNextBlock=%d,typeWindow=3,typeMagnitude=2, '+
'isMO=1,fMaxVal=0,fLog=0,isFill0=0,fPrSpec=0,f3D=0',
[size,klbl,size]);
RunFFT(signal2,bpf1,bpf2,OptFFT,Err);
ss:=signal1.SName+'_mx';
WinPOS.Link('/Signals/Результаты/',ss,signal2);
ss:=signal1.SName+'_mxbpf';
WinPOS.Link('/Signals/Результаты/',ss,bpf1);
api:=WinPOS.GraphAPI as IWPGraphs;
hPage:=api.CreatePage;
api.SetPageDim(hPage,0,1,2);
hGraph:=api.GetGraph(hPage,0);
hAxis:=api.GetYAxis(hGraph,0);
api.CreateLine(hGraph,hAxis,signal2.Instance);
api.NormalizeGraph(hGraph);
hGraph:=api.CreateGraph(hPage);
hAxis:=api.GetYAxis(hGraph,0);
api.CreateLine(hGraph,hAxis,bpf1.Instance);
api.NormalizeGraph(hGraph);
winpos.Refresh;
Close;
end;

procedure TForm_spmx.Button3Click(Sender: TObject);
//выбор файла

```

```

var ifl: string;
    i,j: integer;
begin
ifl:=open_usml(usml1);
if (ifl<>'') then
begin
RadioButton1.Checked:=false;
RadioButton2.Checked:=true;
ComboBox1.Items.Clear;
j:=usml1.ParamCount;
for i:=0 to j-1 do
    ComboBox1.Items.Add(list[i]);
ComboBox1.ItemIndex:=0;
t1:=trunc(tn*fkf);
t2:=trunc(tk*fkf);
i:=StrToInt(CB_bpf_n.Text);
E_bpf_df.Text:=FloatToStr(fkf/i);
E_bpf_l.Text:=IntToStr(trunc((t2-t1)/i));
E_timen.Text:=FloatToStr(tn);
E_timek.Text:=FloatToStr(tk);
end;
end;

procedure TForm_spmx.RadioButton1Click(Sender:
TObject);
var flag: boolean;
    lt,rt: double;
begin
RadioButton1.Checked:=true;
RadioButton2.Checked:=false;
flag:=false;
if hPage>0 then
begin
hGraph:=api.ActiveGraph(hPage);
if hGraph>0 then
    hLine:=api.GetLine(hGraph,0);
if hLine>0 then
begin
signal1:=api.GetSignal(hLine) as IWPSignal;
api.GetXMinMax(hGraph,lt,rt);
ComboBox1.Items.Clear;
ComboBox1.Items.Add(signal1.SName);
ComboBox1.ItemIndex:=0;
RadioButton1.Checked:=true;
E_timen.Text:=FloatToStr(lt);

```

```

E_timek.Text:=FloatToStr(rt);
fkb:=1/(signal1.DeltaX);
t1:=trunc(lt*fkb);
t2:=trunc(rt*fkb);
E_bpf_df.Text:=FloatToStr(fkb/32);
E_bpf_l.Text:=IntToStr(trunc((t2-t1)/32));
flag:=true;
end;
end;
if not(flag) then
RadioButton2.Checked:=true;
end;

procedure TForm_spmax.RadioButton2Click(Sender:
TObject);
begin
RadioButton1.Checked:=false;
RadioButton2.Checked:=true;
ComboBox1.Items.Clear;
end;

procedure TForm_spmax.E_timenChange(Sender: TObject);
var i: integer;
begin
if (E_timen.Modified)and(E_timen.Text<>'') then
begin
tn:=StrToFloat(E_timen.Text);
tk:=StrToFloat(E_timek.Text);
t1:=trunc(tn*fkb);
t2:=trunc(tk*fkb);
i:=StrToInt(CB_bpf_n.Text);
E_bpf_df.Text:=FloatToStr(fkb/i);
E_bpf_l.Text:=IntToStr(trunc((t2-t1)/i));
end;
end;

procedure TForm_spmax.E_timekChange(Sender: TObject);
var i: integer;
begin
if (E_timek.Modified)and(E_timek.Text<>'') then
begin
tn:=StrToFloat(E_timen.Text);
tk:=StrToFloat(E_timek.Text);
t1:=trunc(tn*fkb);
t2:=trunc(tk*fkb);

```

```

i:=StrToInt(CB_bpf_n.Text);
E_bpf_df.Text:=FloatToStr(fkb/i);
E_bpf_l.Text:=IntToStr(trunc((t2-t1)/i));
end;
end;

procedure TForm_spmx.ComboBox1CloseUp(Sender:
TObject);
var i: integer;
begin
if RadioButton2.Checked then//из файла
begin
i:=ComboBox1.ItemIndex;
signal1:=usml1.Parameter(i) as IWPSignal;
end;
fkb:=1/(signal1.DeltaX);
tn:=signal1.MinX;
tk:=signal1.MaxX;
E_timen.Text:=FloatToStr(tn);
E_timek.Text:=FloatToStr(tk);
t1:=trunc(tn*fkb);
t2:=trunc(tk*fkb);
i:=StrToInt(CB_bpf_n.Text);
E_bpf_df.Text:=FloatToStr(fkb/i);
E_bpf_l.Text:=IntToStr(trunc((t2-t1)/i));
end;

end.

```

Приложение Г

Частота узкополосного процесса

Частота узкополосного процесса

```

unit chast;

interface

uses
  Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes,
  Graphics, Controls, Forms,
  Dialogs, StdCtrls, CheckLst, Buttons, ComCtrls,
  ExtCtrls;

type
  TForm_chast = class(TForm)
    GroupBox3: TGroupBox;
    Label7: TLabel;
    Label11: TLabel;
    Label16: TLabel;
    E_bpf_df: TEdit;
    CB_bpf_n: TComboBox;
    E_bpf_l: TEdit;
    Button1: TButton;
    Button2: TButton;
    GroupBox4: TGroupBox;
    ComboBox1: TComboBox;
    RadioButton1: TRadioButton;
    RadioButton2: TRadioButton;
    Button3: TButton;
    GroupBox5: TGroupBox;
    Label1: TLabel;
    Label2: TLabel;
    E_timen: TEdit;
    E_timek: TEdit;
    CheckBox1: TCheckBox;
    Panel1: TPanel;
    Label19: TLabel;
    Label20: TLabel;
    E_freqn: TEdit;
    E_freqk: TEdit;
    procedure FormCreate(Sender: TObject);
    procedure CB_bpf_nChange(Sender: TObject);
    procedure Button1Click(Sender: TObject);
    procedure Button2Click(Sender: TObject);
    procedure Button3Click(Sender: TObject);
    procedure RadioButton1Click(Sender: TObject);
  end;

```

```

procedure RadioButton2Click(Sender: TObject);
procedure E_timenChange(Sender: TObject);
procedure E_timekChange(Sender: TObject);
procedure ComboBox1CloseUp(Sender: TObject);
private
  { Private declarations }
public
  { Public declarations }
end;

var
  Form_chast: TForm_chast;

implementation

uses Winpos_ole_TLB, POSBase, unit2;
var api: IWPGraphs;
    hPage, hGraph, hLine,hAxis: Integer;
    hPage1, hGraph1, hAxis1: Integer;
    signal1: IWPSignal;
    t1,t2: integer;
    usml1: IWPUsm1;

{$R *.dfm}

procedure TForm_chast.FormCreate(Sender: TObject);
//создание формы
var i,j: integer;
    lt,rt: double;
    flag: boolean;
begin
  api:=WinPOS.GraphAPI as IWPGraphs;
  hPage:=api.ActiveGraphPage;
  j:=16;
  for i:=0 to 15 do
  begin
    j:=j*2;
    CB_bpf_n.Items.Add(IntToStr(j));
  end;
  CB_bpf_n.ItemIndex:=0;
  flag:=false;
  if hPage>0 then
  begin
    hGraph:=api.ActiveGraph(hPage);
    if hGraph>0 then

```

```

hLine:=api.GetLine(hGraph,0);
if hLine>0 then
begin
signal1:=api.GetSignal(hLine) as IWPSignal;
api.GetXMinMax(hGraph,lt,rt);
ComboBox1.Items.Add(signal1.SName);
ComboBox1.ItemIndex:=0;
RadioButton1.Checked:=true;
E_timen.Text:=FloatToStr(lt);
E_timek.Text:=FloatToStr(rt);
fkb:=1/(signal1.DeltaX);
t1:=trunc(lt*fkb);
t2:=trunc(rt*fkb);
E_bpf_df.Text:=FloatToStr(fkb/32);
E_bpf_l.Text:=IntToStr(trunc((t2-t1)/32));
flag:=true;
end;
end;
if not(flag) then
RadioButton2.Checked:=true;
end;

procedure TForm_chast.CB_bpf_nChange(Sender: TObject);
//изменение длины блока bpf
var i: integer;
begin
i:=StrToInt(CB_bpf_n.Text);
E_bpf_df.Text:=FloatToStr(fkb/i);
E_bpf_l.Text:=IntToStr(trunc((t2-t1)/i));
end;

procedure TForm_chast.Button1Click(Sender: TObject);
//выполнить
var i,ii,size,klbl,s,t: integer;
flag,flag0: boolean;
nsig: integer;
signal2,signal11: IWPSignal;
x1,x2,y1,y2,
x,xx,a,mo,sko: double;
ss: string;
api: IWPGraphs;
hPage, hGraph, hAxis: Integer;
OptFFT,bpf1,bpf2,err,
OptFil,signal_fill1: OLEVariant;
h1,h2: double;

```

```

    ff1,ff2: double;
begin
  if RadioButton2.Checked then//из файла
  begin
    i:=ComboBox1.ItemIndex;
    signal1:=usm11.Parameter(i) as IWPSignal;
    end;
    t1:=trunc((StrToFloat(E_timen.Text)-
signal1.StartX)*fkb);
    t2:=trunc((StrToFloat(E_timek.Text)-
signal1.StartX)*fkb);
    if CheckBox1.Checked then//фильтрация исходного сигнала
  ла
    begin
      ff1:=StrToFloat(E_freqn.Text);
      ff2:=StrToFloat(E_freqk.Text);
      OptFil:=Format('iType=2,iKind=2,nOrder=20,nRipple=1,fn
=%f,fv=%f,fs=%f',
        [ff1, ff2, fkb]);
      RunIIRFiltering(signal1,signal_fil1,OptFil,err);
      signal11:=WinPOS.GetInterval(signal_fil1,t1,t2-t1) as
IWPSignal;
      end
      else
      signal11:=WinPOS.GetInterval(signal1,t1,t2-t1) as
IWPSignal;
      size:=signal11.size;
      signal2:=WinPOS.createsignal(VT_R8) as IWPSignal;
      signal2.size:=size;
      signal2.DeltaX:=signal1.DeltaX;
      signal2.StartX:=signal11.StartX;
      s:=1;
      flag:=true;
      while ((s<(size-1))and flag) do
      begin
        while ((signal11.GetY(s-
1)*signal11.GetY(s))>0)and(s<(size-1)) do
          inc(s);
        while ((signal11.GetY(s-
1)<>0)and(signal11.GetY(s)=0)and(s<(size-1))) do
          inc(s);
        while ((signal11.GetY(s-
1)=0)and(signal11.GetY(s)=0)and(s<(size-1))) do
          inc(s);
        y1:=signal11.GetY(s-1);

```

```

y2:=signal11.GetY(s);
x1:=signal11.GetX(s-1);
x2:=signal11.GetX(s);
x:=x2-(y2*(x2-x1)/(y2-y1));
a:=1/(2*x);
for i:=0 to s-1 do
  signal2.SetY(i,a);
inc(s);
flag:=false;
end;
while (s<(size-1)) do
begin
t:=0;
while ((signal11.GetY(s-1)*signal11.GetY(s))>0)and(s<(size-1)) do
begin
inc(s);
inc(t);
end;
while ((signal11.GetY(s-1)<>0)and(signal11.GetY(s)=0)and(s<(size-1))) do
begin
inc(s);
inc(t);
end;
while ((signal11.GetY(s-1)=0)and(signal11.GetY(s)=0)and(s<(size-1))) do
begin
inc(s);
inc(t);
end;
y1:=signal11.GetY(s-1);
y2:=signal11.GetY(s);
x1:=signal11.GetX(s-1);
x2:=signal11.GetX(s);
xx:=x2-(y2*(x2-x1)/(y2-y1));
a:=1/(2*(xx-x));
for i:=s-t to s do
  signal2.SetY(i,a);
x:=xx;
inc(s);
end;
flag0:=true;
while flag0 do
begin

```

```

mo:=0;
sko:=0;
for i:=0 to s-1 do
  mo:=mo+signal2.GetY(i);
mo:=mo/s;
for i:=0 to s-1 do
  sko:=sko+sqr(signal2.GetY(i)-mo);
sko:=sqrt(sko/s);
flag0:=false;
for i:=0 to s-1 do
if abs(signal2.GetY(i)-mo)>(3*sko) then
  begin
    signal2.SetY(i,mo);
    flag:=true;
  end;
end;
size:=StrToInt(CB_bpf_n.Text);
klbl:=trunc(signal2.size/size);
OptFFT:=Format('type=0,kindFunc=4,method=0,numPoints=%
d, '+
'nBlocks=%d,ofsNextBlock=%d,typeWindow=3,typeMagnitude=2, '+
  'isMO=1,fMaxVal=0,fLog=0,isFill0=0,fPrSpec=0,f3D=0',
  [size,klbl,size]);
RunFFT(signal2,bpf1,bpf2,OptFFT,Err);
ss:=signal1.SName+'_freq';
WinPOS.Link('/Signals/Результаты/',ss,signal2);
ss:=signal1.SName+'_freqbpf';
WinPOS.Link('/Signals/Результаты/',ss,bpf1);
api:=WinPOS.GraphAPI as IWPGraphs;
hPage1:=api.CreatePage;
api.SetPageDim(hPage1,0,1,2);
hGraph1:=api.GetGraph(hPage1,0);
hAxis1:=api.GetYAxis(hGraph1,0);
api.CreateLine(hGraph1,HAxis1,signal2.Instance);
api.NormalizeGraph(hGraph1);
hGraph1:=api.CreateGraph(hPage1);
api.CreateLine(hGraph1,HAxis1,bpf1.Instance);
api.NormalizeGraph(hGraph1);
WinPOS.Refresh;
Close;
end;

procedure TForm_chast.Button2Click(Sender: TObject);
begin

```

```

Close;
end;

procedure TForm_chast.Button3Click(Sender: TObject);
//выбор файла
var ifl: string;
    i,j: integer;
begin
ifl:=open_usml(usml1);
if (ifl<>'') then
begin
RadioButton1.Checked:=false;
RadioButton2.Checked:=true;
ComboBox1.Items.Clear;
j:=usml1.ParamCount;
for i:=0 to j-1 do
    ComboBox1.Items.Add(list[i]);
ComboBox1.ItemIndex:=0;
t1:=trunc(tn*fkf);
t2:=trunc(tk*fkf);
i:=StrToInt(CB_bpf_n.Text);
E_bpf_df.Text:=FloatToStr(fkf/i);
E_bpf_l.Text:=IntToStr(trunc((t2-t1)/i));
E_timen.Text:=FloatToStr(tn);
E_timek.Text:=FloatToStr(tk);
end;
end;

procedure TForm_chast.RadioButton1Click(Sender:
TObject);
var flag: boolean;
    lt,rt: double;
begin
RadioButton1.Checked:=true;
RadioButton2.Checked:=false;
flag:=false;
if hPage>0 then
begin
hGraph:=api.ActiveGraph(hPage);
if hGraph>0 then
    hLine:=api.GetLine(hGraph,0);
if hLine>0 then
begin
signal1:=api.GetSignal(hLine) as IWPSignal;
api.GetXMinMax(hGraph,lt,rt);

```

```

ComboBox1.Items.Clear;
ComboBox1.Items.Add(signal1.SName);
ComboBox1.ItemIndex:=0;
RadioButton1.Checked:=true;
E_timen.Text:=FloatToStr(lt);
E_timek.Text:=FloatToStr(rt);
fkb:=1/(signal1.DeltaX);
t1:=trunc(lt*fkb);
t2:=trunc(rt*fkb);
E_bpf_df.Text:=FloatToStr(fkb/32);
E_bpf_l.Text:=IntToStr(trunc((t2-t1)/32));
flag:=true;
end;
end;
if not(flag) then
RadioButton2.Checked:=true;
end;

procedure TForm_chast.RadioButton2Click(Sender:
TObject);
begin
RadioButton1.Checked:=false;
RadioButton2.Checked:=true;
ComboBox1.Items.Clear;
end;

procedure TForm_chast.E_timenChange(Sender: TObject);
var i: integer;
begin
if (E_timen.Modified)and(E_timen.Text<>'') then
begin
tn:=StrToFloat(E_timen.Text);
tk:=StrToFloat(E_timek.Text);
t1:=trunc(tn*fkb);
t2:=trunc(tk*fkb);
i:=StrToInt(CB_bpf_n.Text);
E_bpf_df.Text:=FloatToStr(fkb/i);
E_bpf_l.Text:=IntToStr(trunc((t2-t1)/i));
end;
end;

procedure TForm_chast.E_timekChange(Sender: TObject);
var i: integer;
begin
if (E_timek.Modified)and(E_timek.Text<>'') then

```

```

begin
  tn:=StrToFloat(E_timen.Text);
  tk:=StrToFloat(E_timek.Text);
  t1:=trunc(tn*fkб);
  t2:=trunc(tk*fkб);
  i:=StrToInt(CB_bpf_n.Text);
  E_bpf_df.Text:=FloatToStr(fkб/i);
  E_bpf_l.Text:=IntToStr(trunc((t2-t1)/i));
end;
end;

procedure          TForm_chast.ComboBox1CloseUp(Sender:
TObject);
var i: integer;
begin
  if RadioButton2.Checked then//из файла
  begin
    i:=ComboBox1.ItemIndex;
    signal1:=usm11.Parameter(i) as IWPSignal;
    end;
    fkб:=1/(signal1.DeltaX);
    tn:=signal1.MinX;
    tk:=signal1.MaxX;
    E_timen.Text:=FloatToStr(tn);
    E_timek.Text:=FloatToStr(tk);
    t1:=trunc(tn*fkб);
    t2:=trunc(tk*fkб);
    i:=StrToInt(CB_bpf_n.Text);
    E_bpf_df.Text:=FloatToStr(fkб/i);
    E_bpf_l.Text:=IntToStr(trunc((t2-t1)/i));
    end;

end.

```

Приложение Д

Методика вибродиагностики износа зубьев шестерён редуктора
изделия НК-12МП (НК-12МПМ)

**Методика вибродиагностики износа зубьев шестерён редуктора
изделия НК-12МП (НК-12МПМ)**

СОГЛАСОВАНО:

Начальник отделения 200
ФГУП ЦИАМ
им. П. И. Баранова

_____ Ю. А. Ножницкий

« _____ » _____ 2017г.

УТВЕРЖДАЮ:

Генеральный конструктор
ПАО «Кузнецов»

_____ О. А. Люсов

« _____ » _____ 2017г.

МЕТОДИКА

вибродиагностики износа зубьев шестерён
редуктора изделия НК-12МП (НК-12МПМ)
(вторая редакция)

Заместитель генерального конструктора –
главный конструктор СКБ

_____ С. В. Ефанов

Начальник КНИЛ

_____ Е. В. Сундуков

Начальник бригады обработки
и анализа КНИЛ

_____ Л. И. Гуреева

2017 г.

Содержание

1. Введение	3
2. Средства измерения, вспомогательные устройства	3
3. Требования безопасности	4
4. Требования к квалификации операторов	4
5. Подготовка к выполнению измерений	4
6. Выполнение измерений	5
7. Диагностические признаки	5
8. Диагностическая модель	6
9. Обработка результатов измерений	6
9.1. Определение интенсивности n -мерного вектора	6
9.2. Определение интенсивности рахмоники	7
9.3. Определение интенсивности составляющей с кратностью 19.145	8
9.4. Расчёт прогнозируемой величины износа	8
10. Анализ результатов измерений	8
Библиография	9
Приложение	10

1. Введение

Настоящий документ устанавливает вторую редакцию методики диагностики износа зубьев шестерён редуктора изделия НК-12МПМ (НК-12МПМ) по параметрам вибрации. Измерение вибрации выполняются в условиях испытательного стенда ПАО «Кузнецов» и в эксплуатации на объекте. Измерения периодические, с использованием переносной системы контроля.

2. Средства измерения, вспомогательные устройства

При выполнении измерений используют следующие средства измерений и вспомогательные устройства (рисунок 1):

- акселерометр типа 4332 фирмы Брюль и Кьер (Дания) с рабочим диапазоном частот до 10 кГц, температурный диапазон до 260⁰С;
- усилитель заряда МР-07 НПП «Мера» (Россия) с неравномерностью частотной характеристики в диапазоне 10 Гц ÷ 10 кГц $\leq \pm 2\%$;
- измерительно-вычислительный комплекс (ИВК) МИС-200 с модулем измерения динамических сигналов МС-201 (НПП «Мера»), максимальная частота опроса 57600 Гц, неравномерность АЧХ в полосе 0 ÷ 7.5 кГц $\pm 0,25$ дБ, разрядность АЦП – 16 бит;
- программа регистрации – Recorder;
- программа обработки и анализа данных – WINПИС expert;
- программа расчёта величины n-мерного вектора;
- кронштейн под установку акселерометра на переднюю опору изделия (чертёж № 00.06.7732-1, см. приложение);
- комплект измерительных кабелей.

Линейность измерительной цепи в диапазоне 10 Гц ÷ 7.5 кГц должна соответствовать классу 2. Средства измерения должны иметь действующие свидетельства о поверке. Допускается использование других измерительных средств с аналогичными характеристиками.

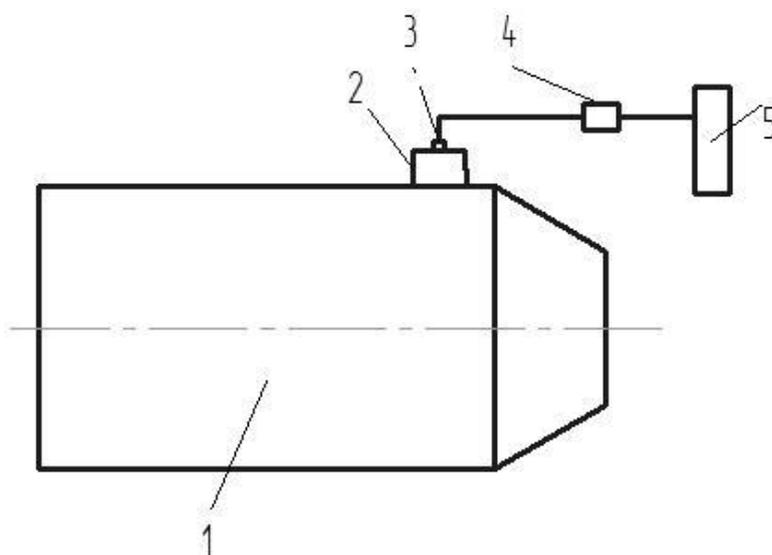


Рисунок 1. Блок-схема регистрации вибрации изделия:

- 1 – изделие НК-12-МП (НК-12-МПМ);
- 2 – спецкронштейн на переднюю опору 00.06.7732-1;
- 3 – акселерометр;
- 4 – усилители заряда МР-07;
- 5 – измерительно-вычислительный комплекс МІС-200

3. Требования безопасности

При выполнении измерений соблюдают требования безопасности при работе на объекте в соответствии с инструкцией № 330 «По охране труда для работников при эксплуатации двигателей авиатехники», при работе на стенде – ИОТ-270.

4. Требования к квалификации операторов

К выполнению измерений и обработке их результатов допускают лиц, имеющих квалификацию не ниже категории III.

5. Подготовка к выполнению измерений

При подготовке к выполнению измерений проводят следующие работы:

- на кронштейн 80.783.003 переднего узла подвески двигателя передней опоры устанавливают спецкронштейн (чертёж 00.06.7732-1, см. приложение);
- на горизонтальной площадке спецкронштейна, посредством резьбовой шпильки М5, устанавливают акселерометр 4332 на передней опоре (ПО_в), ориентируя его измерительную ось по оси Y, предварительно смазав контактирующие поверхности тонким слоем силиконовой смазки;
- собирают измерительную схему согласно рисунку 1;

- выполняют фиксацию измерительного кабеля с исключением его провисания и возможности попадания на вход изделия;
- заземляют ИВК;
- настраивают ИВК, путём занесения масштабного множителя, частоты опроса -57600 Гц, амплитудного диапазона – 8,5 В.

6. Выполнение измерений

При проведении измерений выполняют следующие операции:

- заносят в протокол измерений № изделия, места его установки (стенд, объект), дату и время, № силовой установки при работе на объекте, при необходимости другие дополнительные сведения;
- регистрируют вибрацию изделия на режимах работы 0,4Ne, 0,7Ne, 0,85Ne, Ne, MAX после трёх минут работы на каждом режиме, время регистрации не менее 30 с;
- отмечают в протоколе регистрацию каждого режима с отметкой, в случае необходимости, других дополнительных сведений;
- после выполнения работ контролируют качество записи вибрации. В случае наличия замечаний, повторяют работу по разделу 6.

7. Диагностические признаки

В качестве диагностических признаков дефекта «износ зубьев шестерён редуктора» используют интенсивность следующих параметров:

- n-мерный вектор по 12 составляющим (амплитудное значение) с шагом, равным произведению частоты вращения центральной внутренней шестерни в приведенном движении на три;
- интенсивность рахмоники (амплитудное значение) на времени, соответствующем частоте вращения центральной внутренней шестерни в абсолютном движении, полученной в спектре от спектра;
- интенсивность (амплитудное значение) составляющей с кратностью 19.145 в абсолютном движении.

8. Диагностическая модель

В качестве диагностической модели используют логическое соотношение между расчётным значением максимального износа зубьев центральной внутренней шестерни относительно исходной эвольвенты и его базовым значением, соответствующим **0.031 мм**, а также интенсивности составляющей с кратностью 19.145 и базовым значением **15.6 м/с²**. Расчётное значение максимального износа определяется как среднее по трем диагностическим признакам. Оценка величины износа по этим параметрам определяется по следующим соотношениям:

$$- \text{ для } n\text{-мерного вектора} - x = (y + 10,37)/1475;$$

$$- \text{ для рахмоники спектра от спектра} - x = (y + 0,158)/17,33;$$

$$- \text{ для составляющей с кратностью на частоте } 19,145 - x = (y + 4,247)/638,8,$$

где x – величина износа, мм; y – интенсивность диагностического признака, м/с².

9. Обработка результатов измерений

Обработку результатов измерений выполняют для n -мерного вектора на режиме MAX, для рахмоники на всех зарегистрированных режимах с последующим выделением максимального значения, для составляющей 19,145 на режиме 0,85Ne. При использовании измерительных средств с частотой квантования, отличной от 57600 Гц, предварительно проводят передискретизацию процесса на указанное значение.

9.1. Определение интенсивности n -мерного вектора

9.1.1. Рассчитывают автоспектр со следующими параметрами (вид характеристики – амплитудный спектр; число точек – 262144; смещение следующей порции – 262144; число порций – по умолчанию; тип весового окна Ханнинга; значения пиковые (A); длина анализируемого процесса – 30 с.; представление данных 0÷200 Гц). В районе частоты 138 Гц выбирают наиболее интенсивную составляющую (f_p) и определяют значение её частоты, расчёт частот и определение их значений с автоспектров производят с точностью до второго знака после запятой). Рассчитывают частоту первой винтовой гармоники $f_{вг} = f_p/11.333$, частоту вращения центральной внутренней шестерни в приведенном движении $f_p^* = f_p - f_{вг}$.

9.1.2. Рассчитывают автоспектр со следующими параметрами (вид характеристики – амплитудный спектр; число точек – 32768; смещение следующей порции – 32768; число порций – по умолчанию; тип весового окна Ханнинга; значения пиковые (А); длина анализируемого процесса – 30 с.; представление данных 0÷5000 Гц). Устанавливают курсор на частоту составляющей, ближайшей к величине $3f_p^*$, в пределах \pm одна линия спектра, вызывают программу «n-мерный вектор», в графе – количество гармоник ставят число 12, нажимают клавишу ОК и в окне n-мерный вектор считывают интенсивность.

9.2. Определение интенсивности рахмоники

9.2.1. Для всех зарегистрированных режимов последовательно выполняют следующие операции:

- выполняют пункт 9.1.1 для определения величины f_p ;
- рассчитывают автоспектр со следующими параметрами (вид характеристики – амплитудный спектр; число точек – 32768; смещение следующей порции – 32768; число порций – по умолчанию; тип весового окна Ханнинга; значения пиковые (А); длина анализируемого процесса – 30 с);
- полученные данные повторно обрабатывают программой «автоспектр» со следующими параметрами (амплитудный спектр; число точек – 16384; смещение следующей порции – 16384; число порций – по умолчанию; тип весового окна Ханнинга; значения пиковые (А); длина анализируемого процесса – по умолчанию; представление данных 0÷0.04 сек);
- для каждого исследуемого режима определяют величину $1/f_p$, с точностью четыре знака после запятой, устанавливают курсор на рассчитанное время определяют наиболее интенсивную составляющую в пределах \pm одна линия спектра.

9.2.2. Выбирают максимальное значение из всех зарегистрированных режимов.

9.3. Определение интенсивности составляющей с кратностью 19.145

9.3.1. На режиме 0.85Ne выполняют пункт 9.1.1 для определения величины f_p , рассчитывают автоспектр со следующими параметрами (вид характеристики –

амплитудный спектр; число точек – 32768; смещение следующей порции – 32768; число порций – по умолчанию; тип весового окна Ханнинга; значения пиковые (A); длина анализируемого процесса – 30 с);

9.3.2. Рассчитывают частоту составляющей как произведение $19.145 \cdot f_p$;

9.3.3. Устанавливают курсор на расчётное значение частоты и определяют интенсивность наибольшей составляющей в пределах \pm одна линия спектра.

9.4. Расчёт прогнозируемой величины износа

По соответствующим соотношениям из раздела 8 определяют величину износа по каждому из диагностических признаков. При работе на объекте, полученные данные умножают на поправочные коэффициенты:

- для n-мерного вектора – **2.20**;
- для рахмоники – **2.37**;
- для составляющей с кратностью 19.145 – **2.14**;

Рассчитывают среднее значение.

10. Анализ результатов измерений

Анализ результатов измерений выполняют путём сопоставления расчётного значения износа и интенсивности составляющей с кратностью 19.145 с базовыми значениями, представленными в разделе 8. При получении, хотя бы в одном случае, превышения измеренного значения его базового уровня даётся заключение о недопустимом износе зубьев центральной внутренней шестерни.

Библиография

1. ГОСТ 24346-80. Термины и определения.
2. ГОСТ 266656-85. Техническая диагностика. Контролепригодность. Общие требования.
3. ГОСТ 27518-87. Диагностирование изделий. Общие требования.
4. ГОСТ 20911-89. Техническая диагностика. Термины и определения.

5. ГОСТ ИСО 10816-1-97. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на невращающихся частях. Часть 1. Общие требования.

6. ГОСТ Р ИСО 5348-2002. Вибрация и удар. Механическое крепление акселерометров.

7. ГОСТ Р ИСО 18436-2-2005. Контроль состояния и диагностика машин. Требования к обучению и сертификации персонала. Часть 2. Вибрационный контроль состояния и диагностика.

8. ГОСТ Р 8.563-2009. Методики (методы) измерений.

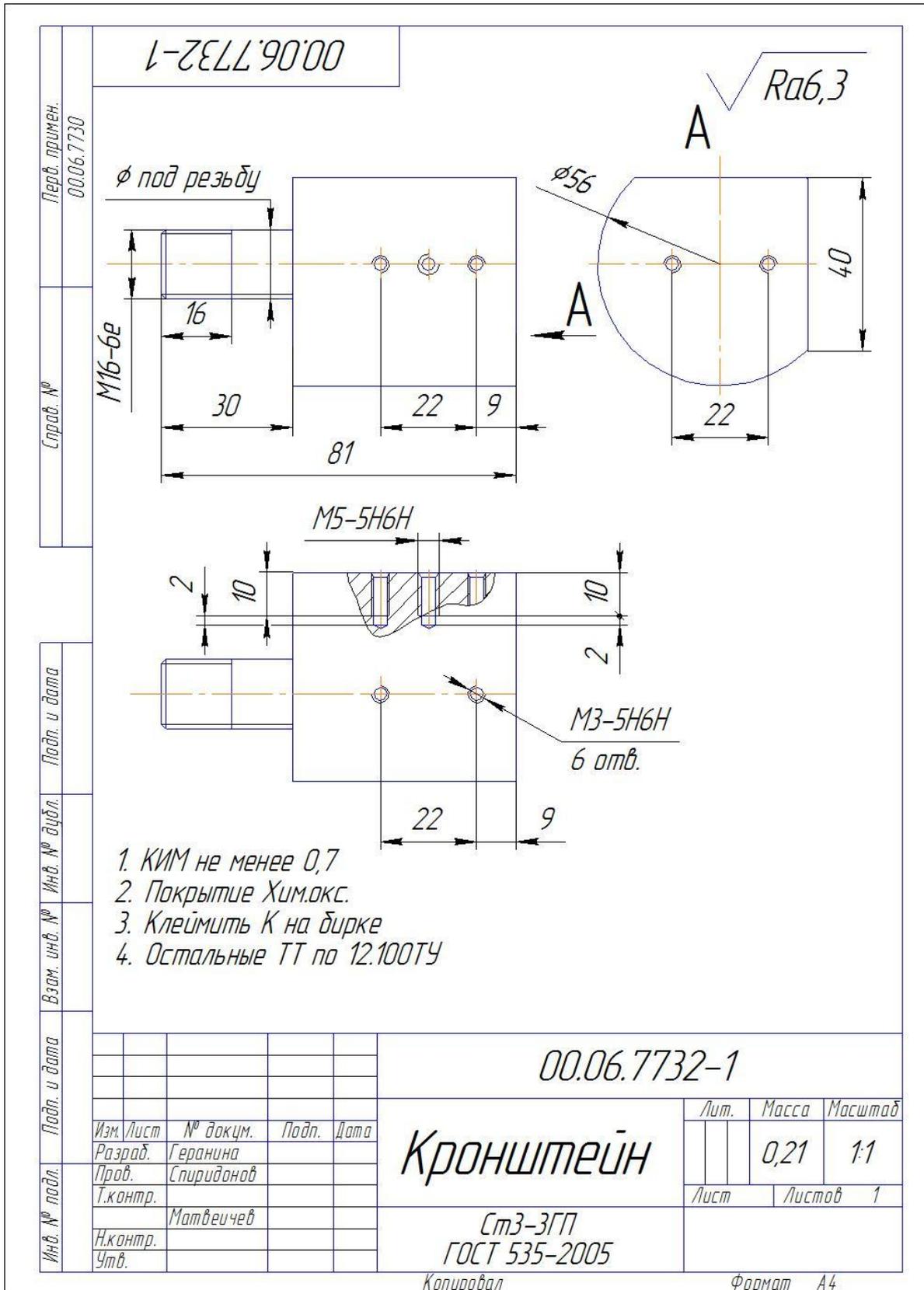
9. ГОСТ Р ИСО 13379-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Руководство по интерпретации данных и методам диагностирования.

10. ГОСТ Р ИСО 13373-1-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 1. Общие методы.

11. ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Часть 2. Обработка, анализ и представление результатов измерений вибрации.

12. ГОСТ Р ИСО 17359-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Общее руководство по организации контроля состояния и диагностирования.

13. ГОСТ Р ИСО 13381-1-2011. Контроль состояния и диагностика машин. Прогнозирование технического состояния. Часть 1. Общее руководство.



Приложение Е

Методика оценки величины износа зубьев на основе анализа изменения ширины и формы зубцовой спектральной составляющей

**Методика оценки величины износа зубьев на основе анализа
изменения ширины и формы зубцовой спектральной составляющей**

Используемые средства:

- любое виброизмерительное устройство, обеспечивающее получение спектральной плотности мощности в диапазоне частот до 5000 Гц;
- комплект вспомогательных устройств.

1. Порядок выполнения работ.

1.1. На кронштейн 80.783.003 переднего узла подвески двигателя передней опоры установить спецкронштейн (чертёж 00.06.772-1 ПАО «ОДК – Кузнецов»).

1.2. На горизонтальной площадке кронштейна посредством резьбовой шпильки установить вибропреобразователь, ориентация оси чувствительности вертикальная (ось Y), предварительно смазав контактирующие поверхности тонким слоем силиконовой смазки.

1.3. Собрать измерительную схему и закрепить кабели с исключением их колебаний и попадания на вход двигателя.

1.4. Запустить двигатель, вывести на режим «максимальный», после 3 минут работы зарегистрировать процесс в течение 60 с.

1.5. Зарегистрировать сигнал с вибропреобразователя в диапазоне частот до 5000 Гц и выполнить расчёт спектральной плотности мощности.

1.6. В районе частоты 3200 ± 15 Гц выбрать составляющую с наибольшей интенсивностью (f_{23}), определить её частоту с точностью 2 знака после запятой и рассчитать частоту вращения ротора компрессора с точностью 2 знака после запятой по соотношению $f_{TK} = f_{23}/23$.

1.7. Определить с точностью 2 знака после запятой частоту зубцовой гармоники по соотношению $f_{z1} = 32.823 \cdot f_p$.

1.8. В интервале $f_{z1} \pm 5$ Гц найти наиболее интенсивную составляющую и принять ее за f_{z1} , выделить часть автоспектра в диапазоне $f_{z2} \pm 30$ Гц на экране и определить максимальную интенсивность f_{z1} (A_z) с точностью 2 знака после запятой.

1.9. Определить ширину спектральной составляющей на уровне $0,5A_z$ (Δ_1) и в нижней её части (Δ_2) как разность точек пересечения огибающей спектральной составляющей справа и слева с общим вибрационным фоном.

1.10. Определить расчётное значение по соотношению

$$\Delta_p = [(\Delta_2 - \Delta_1) + 9,92] / 649,5.$$

При $\Delta_p < 13,36$ техническое состояние редуктора по износу шестерён считается удовлетворительным. В противном случае необходимо принять решение по дальнейшим работам.

Приложение Ж

Методика оценки величины бокового зазора
на основе анализа интенсивности зубцовой гармоника

**Методика оценки величины бокового зазора
на основе анализа интенсивности зубцовой гармоника**

1.1. Используемые технические средства:

– любое виброизмерительное устройство с диапазоном частот до 5000 Гц и возможностью расчёта автоспектра.

1.2. Порядок выполнения работ

1.3. На кронштейн 80.783.003 переднего узла подвески двигателя передней опоры установить спецкронштейн (чертёж 00.06.772-1 ПАО «Кузнецов»).

1.4. На горизонтальной площадке кронштейна посредством резьбовой шпильки установить вибропреобразователь, ориентация оси чувствительности вертикальная (ось Y), предварительно смазав контактирующие поверхности тонким слоем силиконовой смазки.

1.5. Собрать измерительную схему и закрепить кабели с исключением их колебаний и попадания на вход двигателя.

1.6. Запустить двигатель, вывести на режим «максимальный», после 3 минут работы зарегистрировать процесс в течение 60 с.

1.7. Зарегистрировать сигнал с вибропреобразователя в диапазоне частот до 5000 Гц и выполнить расчёт спектральной плотности мощности.

1.8. В районе частоты 3200 ± 15 Гц выбрать составляющую с наибольшей интенсивность (f_{23}), определить её частоту с точностью 2 знака после запятой и рассчитать частоту вращения ротора компрессора с точность 2 знака после запятой по соотношению $f_p = f_{23}/23$.

1.9. Рассчитать частоту составляющей с кратностью 16,412 по соотношению $f_{z2} = 16,412 \cdot f_p$.

1.10. В интервале $f_{z2} \pm 5$ Гц найти наиболее интенсивную составляющую (A_{z2}) и зафиксировать её уровень с точность 2 знака после запятой.

1.11. По соотношению $\Delta_6 = (122,3 - A_{z2}) / 230,6$ рассчитать величину бокового зазора с точностью 3 знака после запятой.

При $\Delta_6 \leq 0,43$ техническое состояние редуктора по величине бокового зазора в паре «солнечная шестерня – сателлиты» считать удовлетворительным. В противном случае необходимо принять решение по дальнейшим работам.

Приложение 3

Методика

Оценки износа боковых поверхностей зубьев шестерен редуктора изделия НК-12 МП (НК-12МПМ) по сигналу «штатного» тахометрического датчика частоты вращения вала заднего винта в условиях эксплуатации

Методика

Оценки износа боковых поверхностей зубьев шестерен редуктора изделия НК-12 МП (НК-12МППМ) по сигналу «штатного» тахометрического датчика частоты вращения вала заднего винта в условиях эксплуатации

Составил

А.Е. Сундуков

Содержание

Введение.....	3
1.Средства измерения, вспомогательные устройства	3
2.Требования безопасности.....	3
3.Требования к квалификации операторов.....	3
4.Подготовка к выполнению измерений.....	4
5.Выполнение измерений	4
6.Диагностический признак	5
7.Диагностическая модель	5
8.Обработка результатов измерений.....	5
9.Анализ результатов измерений.....	6
Библиография	7

Введение

Настоящий документ устанавливает порядок применения методики диагностики износа боковых поверхностей зубьев шестерен редуктора изделия НК-12МППМ (НК-12МППМ) по параметрам сигнала тахометрического датчика частоты вращения вала заднего винта. Исследования выполняются в эксплуатации на объекте во время проведения регламентных работ. Измерения периодические с использованием переносной системы контроля.

1. Средства измерения, вспомогательные устройства

При выполнении измерений используются средства, позволяющие выполнять следующее:

- обеспечить прием сигнала с тахометрического датчика частоты вращения вала заднего винта путем подключения к штепсельному разъему в кабине экипажа;
- регистрацию сигнала со следующими параметрами: максимальный уровень входного сигнала до 12,5В в частотном диапазоне до 100Гц (частота квантования не менее 9600Гц);
- расчет спектральной плотности мощности;
- используемое техническое средство должно иметь экран отображения полученного спектра с возможностью оценки ширины спектральной составляющей с точностью 0,02Гц при среднем значении её частоты 6,54Гц.

2. Требования безопасности

При выполнении измерений соблюдают требования безопасности при работе на объекте в соответствии с инструкцией №330 «По охране труда для работников при эксплуатации двигателей авиатехники» ПАО ОДК «Кузнецов».

3. Требования к квалификации операторов

К выполнению измерений и обработке данных допускаются лица, прошедшие соответствующее обучение и отработку навыков измерений под контролем разработчиков данной методики.

4. Подготовка к выполнению измерений

Выполнить следующие операции:

- подключить измерительный комплекс к тахометрическому датчику частоты вращения вала заднего винта (соответствующий разъем находится в кабине экипажа);
- заземлить средства измерений;
- произвести включение и настройку оборудования.

5. Выполнение измерений

5.1. При проведении измерений выполняют следующие операции:

- заносят в протокол измерений помер объекта и изделия, дату и время, номер силовой установки, её наработку на объекте, при необходимости другие сопутствующие сведения;
- регистрируют сигнал с тахометрического датчика частоты вращения вала заднего винта изделия после запуска, прогрева по действующей технологической документацией и пяти минут работы на режиме 0,85 номинального, время регистрации не менее 30с;
- отмечают в протоколе регистрацию процесса, в случае необходимости другие дополнительные сведения;
- после выполнения работ контролируют качество записи сигнала. В случае наличия замечаний, повторяют работу по разделу 5.1.

5.2. Периодичность проведения измерений:

- первые измерения проводить после постановки двигателя на объект при проведении наземной гонки;
- последующие измерения выполняются после каждых 100 часов наработки двигателя на объекте;
- при выявлении роста измеряемого параметра измерения выполняют через каждые 50 часов наработки;
- при достижении или превышении значения измеряемого параметра уровня 0,08 Гц периодичность измерений сокращают до 20 часов наработки двигателя.

6. Диагностический признак

В качестве диагностического признака дефекта «износ зубьев шестерен редуктора» используют ширину спектральной составляющей гармоники на частоте 6,54Гц (частота вращения вала заднего винта с учетом передаточного отношения редуктора привода тахометрического датчика), на уровне 0,5 от максимального значения.

7. Диагностическая модель

В качестве диагностической модели используют логическое соотношение между измеренным значением ширины спектральной составляющей и её базовым значением, равным 0,12Гц.

8. Обработка результатов измерений

8.1. Выводят на экран измерительного прибора зарегистрированный процесс.

8.2. Выбирают зону процесса без наличия нехарактерных выбросов (сбоев).

8.3. Выполняют расчет спектральной плотности мощности.

8.4. В районе частоты 6,54Гц выбирают наиболее интенсивную составляющую и выводят её на весь экран, как по уровню, так и по частоте.

8.5. Оценивают интенсивность спектральной составляющей с точностью до второго знака после запятой и рассчитывают значение 0,5 от измеренного.

8.6. Для полученной величины определяют значение частот с точностью до четвертого знака после запятой на левой и правой сторонах спектральной составляющей.

8.7. Рассчитывают разность полученных данных, которая определяет ширину спектральной составляющей на вибрационном уровне.

9. Анализ результатов измерений

Анализ результатов измерений выполняют путем сопоставления полученной ширины спектральной составляющей с базовым значением (0,12Гц). При по-

лучении равенства или превышения измеренного значения над базовым выдается заключение о повышенном износе зубьев редуктора двигателя.

Библиография

1. ГОСТ 20911-89. Техническая диагностика. Термины и определения. М.: Стандартиформ 2009. 10с.

2. ГОСТ Р ИСО 17359-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Общее руководство по организации контроля состояния и диагностирования. М.: Стандартиформ 2010. 21с.

3. ГОСТ 30948-2003 Диагностирование машин по рабочим характеристикам. Общие положения. М.: Стандартиформ 2005. 20с.

4. ГОСТ Р ИСО 13381-1-2016. Контроль состояния и диагностика машин. Прогнозирование технического состояния. Общее руководство. М.: Стандартиформ 2016. 20 с.

5. ГОСТ 30479-97. Обеспечение износостойкости изделий. Методы становления предельного износа, обеспечивающего требуемый уровень безопасности. Общие требования. Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации. Минск. 1997. 12 с.

6. ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 2. Обработка, анализ и представление результатов измерения и вибрации. Введ. 2011-01-01. М.: Стандартиформ. 2010. 12 с.