

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Саратовский государственный технический
университет имени Гагарина Ю.А.»

На правах рукописи



ВЕРХУТОВ АЛЕКСЕЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДЕФЕКТОВКИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ
АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО СПОСОБА**

Специальность 05.20.03 – Технологии и средства технического
обслуживания в сельском хозяйстве

Диссертация

на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Денисов Александр Сергеевич

Саратов – 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА ПО ДЕФЕКТАМ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ И СПОСОБАМ ИХ ДЕФЕКТОВКИ ПРИ РЕМОНТЕ	10
1.1 Анализ технического состояния коленчатых валов двигателей, поступивших в капитальный ремонт	10
1.2 Анализ способов дефектовки коленчатых валов.....	15
1.3 Выводы и задачи исследования.....	35
2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ЗАВИСИМОСТИ СТЕПЕНИ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ И ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ОТ ЕГО НАРАБОТКИ.....	37
2.1 Изменение степени усталостного разрушения коленчатого вала в процессе эксплуатации	37
2.2 Обоснование способа обнаружения трещин коленчатых валов анализом виброакустических колебаний при импульсном воздействии.....	51
2.3 Аналитическое обоснование виброакустического способа контроля при импульсном воздействии для коленчатого вала.....	51
2.4 Определение параметров колебаний при импульсном воздействии.....	55
2.5 Идентификация модели КВ без трещины и с трещиной	59
2.6 Связь виброакустических параметров коленчатого вала со степенью его усталостного разрушения	64
2.7 Изменение виброакустических параметров коленчатого вала в процессе эксплуатации	66
2.8 Выводы.....	66
3 ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ РАБОТЫ.....	68
3.1 Программа и общая методика исследования	68
3.2 Методика экспериментального исследования	70

3.2.1 Методика определения массы бойка	75
3.2.2 Методика определения угла отклонения бойка.....	77
3.3 Методика обработки виброакустического сигнала.....	78
3.4 Методика определения объёма выборки.....	80
3.4 Выводы.....	82
4 АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО	
ИССЛЕДОВАНИЯ.....	83
4.1 Зависимость виброакустических параметров коленчатого вала от показателей уровня его усталостного разрушения.....	83
4.2 Оценка соответствия добротности требованиям к дефектовочным параметрам.....	91
4.3 Изменение показателей уровня усталостного разрушения коленчатого вала и его виброакустических параметров в процессе эксплуатации.....	94
4.4 Выводы.....	96
5 ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ	
ДЕФЕКТОВКЕ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА И ТЕХНИКО-	
ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	97
5.1 Определение предельных значений добротности коленчатого вала.....	97
5.2 Алгоритм и технология дефектовки коленчатого вала по виброакустическим параметрам	101
5.3 Технико-экономическая оценка эффективности результатов исследования.....	105
5.4 Выводы.....	106
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	108
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	111
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	122

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования.

В структуре себестоимости сельскохозяйственной продукции затраты на транспортные процессы приходится 10-12%, от общих издержек. Основная доля расходов приходится на перевозки с использованием автомобильного транспорта. В напряженные периоды сельскохозяйственных работ в агропромышленном комплексе используются до 35% всего подвижного состава автомобильного транспорта. Значительная часть, из которых составляют автомобили КАМАЗ различных модификаций. Значительная часть себестоимости (до 12-15%) автомобильных перевозок приходится на ТО и ремонт. Это приводит к тому, что к концу срока службы автомобиля затраты на его работоспособность в несколько раз превышают затраты на его изготовление.

Силовые агрегаты, созданные на базе двигателей КАМАЗ используются в стационарных силовых установках, на различных видах сельскохозяйственной техники, таких как тракторы, комбайны, что также увеличивают долю затрат на ТО и их ремонт.

Значительные затраты приходятся на обеспечение надежности работы агрегатов автомобилей. Анализ показателей надёжности автомобилей КАМАЗ [64] показал, что отказы силового агрегата составляют 32-37%, из них на двигатели приходится 25-30%.

В процессе эксплуатации простои автомобилей, вызванных отказами, приходится в основном на двигатели, а также на коленчатый вал. Мероприятия, направленные на повышение надёжности, проведённые Публичным акционерным обществом (ПАО) «КАМАЗ» не позволили устранить отказы двигателей КАМАЗ в результате и из-за усталостных разрушений коленчатого вала.

При проведении текущего и особенно капитального ремонта двигателей важное место занимает дефектовка основных деталей. От её эффективности

во многом зависят стоимость и вторичный ресурс двигателей. При выборе способа дефектовки следует учитывать его достоверность, сложность, квалификацию дефектовщиков, стоимость. В настоящее время наибольшее распространение на ремонтных предприятиях получил магнитно-порошковый способ, который не лишён ряда недостатков (требуется высокая квалификация дефектовщиков, не обнаруживает внутренние дефекты, высокая трудоёмкость и стоимость).

Всё большее распространение получают способы дефектовки, основанные на компьютерном распознавании (идентификации) дефектов деталей, позволяющем повысить достоверность операции и сократить её трудоёмкость. Поэтому исследование процессов развития и обнаружения усталостных разрушений коленчатых валов двигателя КАМАЗ безусловно, актуально. Актуальность данной работы подтверждена основными научными направлениями СГТУ имени Гагарина Ю.А: проект 13В.01. Формирование основ обеспечения работоспособности автотранспортных средств.

Долговечность коленчатого вала, как одной из дорогостоящих деталей двигателя, определяется интенсивностью изнашивания и усталостного разрушения. Несмотря на большое количество работ, посвященных этим процессам [9, 14, 24, 25 - 29, 35, 39 - 41, 46, 63, 66, 69, 76, 82, 91 - 93, 96, 97, 101, 107, 115, 118, 119], проблема повышения надежности коленчатого вала двигателя полностью не решена до настоящего времени.

Эксплуатация двигателей совершенствуется за счёт выполнения требований завода-изготовителя. Эти требования касаются организации технического обслуживания, используемых масел, изоляция двигателя от внешней среды. В тоже время это не исключило отказы из-за усталостных разрушений коленчатого вала. В особенности это касается форсированных двигателей КАМАЗ.

Степень разработанности темы исследования.

Исследование и установление закономерностей изменения технического состояния коленчатых валов при работе двигателей

рассмотрены в трудах таких учёных, как Ф.Н. Авдонькина, А.Р. Асояна, В.Н. Баскова, Р.К. Галива, А.А. Гафиятуллина, М.А. Григорьева, И.Б. Гурвича, В.А. Долецкого, И.К. Данилова, А.С. Денисова, И.Е. Дюмина, В.В. Ефремова, В.И. Казарцева, Р.Ф. Калимуллина, К.Т. Кошкина, Е.С. Кузнецова, А.Т. Кулакова, А.Г. Липкинда, В.С. Лукинського, В.П. Лялякина, М.А. Масино, В.М. Михлина, И.А. Мишина, В.А. Наливкина, В.Н. Никишина, Н.И. Светличного, А.Г. Степанова, А.М. Шейнина, В.А. Шадричева, Н.Н. Якунина и других. Опираясь на их труды, были получены зависимости показателей изнашивания и изменения геометрической формы шеек коленчатого вала от наработки двигателя. При этом недостаточно исследованы усталостные разрушения коленчатых валов и способы их обнаружения.

Большая частота таких дефектов, в приведённых многочисленных работах вышеназванных авторов, посвящённых причинам возникновения отказов, подтверждает недостаточность исследований физической сущности развития усталостных разрушений, а также методов их обнаружения. В этих работах не в полной мере отражены результаты исследований по влиянию конструктивных, технологических, эксплуатационных факторов, а также режимов работы двигателя на механизмы развития отказов [65]. Нет также данных по методам обнаружения и способов устранения усталостных трещин.

В связи с этим весьма актуальными являются исследования, направленные на выявление закономерностей развития усталостных разрушений коленчатого вала двигателя, а также разработки способов их обнаружения при ремонте двигателя.

В настоящей работе на основе исследований усталостного разрушения коленчатого вала в процессе эксплуатации решается задача разработки способов обнаружения усталостных трещин, разработана технология восстановления коленчатого вала с использованием дефектовки виброакустическим (ВА) способом. Исследования выполнены на примере коленчатого вала двигателей КАМАЗ.

Цель исследования: разработать алгоритм дефектовки коленчатых валов виброакустическим способом применительно к технологии их восстановления.

Задачи исследования:

1. Провести анализ основных этапов возникновения и роста усталостных трещин коленчатого вала в процессе работы и способов их обнаружения.
2. Обосновать основные численные параметры виброакустического сигнала и их связь с параметрами трещин, наработкой коленчатого вала и их предельные значения.
3. Исследовать закономерности и разработать методику определения степени разрушений КВ от величины усталостных напряжений при эксплуатации с использованием ВА способа.
4. Усовершенствовать процесс дефектовки коленчатого вала при восстановлении с использованием виброакустического способа.
5. Дать технико-экономическую оценку результатов исследования

Научная новизна

1. Математическая модель связи степени усталостных разрушений коленчатого вала с параметрами виброакустического сигнала, подтверждающая закономерности повышения его ресурсных показателей.
2. Алгоритм процесса дефектовки коленчатого вала методом импульсным воздействием.

Теоретическая и практическая значимость работы:

Исследован и обоснован способ обнаружения усталостных трещин коленчатого вала, основные параметры виброакустического сигнала и их связь с параметрами трещин, получена зависимость параметров виброакустического сигнала от наработки коленчатого вала и их предельные значения, усовершенствована операция дефектовки при восстановлении коленчатого вала с использованием виброакустического способа, позволяющая значительно повысить его долговечность и

ремонтпригодность. Это позволило снизить на 24% удельные затраты на один автомобиль по усталостному разрушению коленчатого вала.

Методология и методы исследования. Теоретические исследования выполнены на основе законов механики разрушения, основных положений сопротивления материалов, материаловедения, теории колебаний. Экспериментальные исследования выполнены с использованием современных методик и соответствующего оборудования (измеритель шума и вибраций ВШ-003-М3, программных средств MATLAB, Excel, Statistica 6).

Положения, выносимые на защиту.

1. Математическая модель связи параметров усталостных разрушений коленчатого вала с добротностью ВА сигнала (вероятностного характера).
2. Предельные значения добротности ВА сигнала.
3. Варианты технологий восстановления коленчатого вала при использовании виброакустической дефектовки.

Объект исследования: алгоритм восстановления коленчатого вала с использованием виброакустической дефектовки.

Предмет исследования: изменение параметров виброакустического сигнала с ростом усталостной трещины коленчатого вала.

Достоверность и апробация результатов. Достоверность полученных результатов подтверждается проведением измерений достаточной выборки сертифицированного оборудования и подтверждается сходимостью аналитических результатов с экспериментальными данными. Это позволило обеспечить обоснованность и доказательность принятых подходов и полученных результатов.

Реализация результатов работы: Предложенные разработки внедрены в АО «Межгородтранс» и ООО «Газпром трансгаз Саратов» прошли опытную проверку при ремонте двигателей. Результаты исследований используются при чтении лекций и научной работе ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.».

Апробация результатов работы. Материалы диссертационной работы многократно представлялись на научно-технических конференциях:

- Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова, Межгосударственный постоянно действующий научно-технический семинар (Саратов 2013 - 2017г.);

- Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А., ежегодные научно-технические конференции (Саратов 2013 – 2018 г.);

- Международные научно-технические конференции. Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ) – (Москва 2016, 2017, 2018 г.);

- Международные научно-технические конференции Орловского государственного университета имени И.С Тургенева (Орёл 2017, 2018 г.).

По теме диссертации опубликовано 17 печатных работ, в том числе две статьи в рецензируемых научных изданиях по перечню ВАК и одна в научном издании, включённом в базы Web of Science и Scopus., 1 монография. Общий объем публикаций составляет 9,35 п. л., из которых 4,5 п. л. принадлежат лично соискателю.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, пяти разделов, общих выводов, списка использованной литературы, включающего 119 наименований, в том числе 12 источников на иностранных языках, и 3 приложения. Работа изложена на 150 страницах машинописного текста, содержит 50 рисунков, 12 таблиц.

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ПО ОТКАЗАМ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ (КВ) И СПОСОБАМ ИХ ДЕФЕКТОВКИ ПРИ РЕМОНТЕ

1.1 Анализ технического состояния коленчатых валов двигателей, поступивших на капитальный ремонт

Одной из определяющих ресурс деталей двигателя является коленчатый вал (КВ). Так, например, из отчётных данных ПАО “КАМАЗ” в гарантийный пробег из 441 обследованных отказавших двигателя КАМАЗ-740. Из них 88 имели отказ из-за дефектов кривошипно-шатунного механизма [65]. Анализ технологии изготовления КВ, выявил, что заготовки всех коленчатых валов выполнены методомковки из прутка, поставляемого Серовским, Челябинским и Оскольским металлургическими комбинатами. Они имеют одинаковый химический состав из стали 42ХМФА ТУ14-I-1296-75, [41] имеющей состоящий из компонентов, приведённых в таблице 1.1.

Таблица 1.1. Химический состав стали 42ХМФА ТУ14-I-1296-75

углерод	-0, 45 ...0, 40%;
кремний	-0, 37...0, 27%;
марганец	-0,8...0, 5%;
ванадий	-0, 12...0,08 %;
хром	-1,8 ...1, 0%;
молибден	-0, 45...0, 35 %;
сера	-0, 035...0, 01 %;
фосфор	-0, 35%;
медь	-0,025%;
никель	-0,3%;
остальное-железо[65].	

Коленчатые валы изготавливают из проката в виде прутка квадратного сечения 160x160 мм (HB255-277). Используемый металл применяется, без термообработки. Эта сталь имеет определенные механические свойства. На закалённых ТВЧ образцах размером 25x25 твердостью HB255-277, полученных методом закалки нагревом до 860⁰С, и отпуск на воздухе, они соответствуют нормам [65] (табл.1.1 приложения).

Для учёта показателей качества металла при штамповке используется специальный шифр на противовесе КВ. Это позволяет идентифицировать надёжность каждого коленчатого вала в процессе эксплуатации и дефектовке.

В процессе анализа показателей надёжности, приводящих к отказам работы двигателя КАМАЗ-740, по состоянию коленчатых валов (рис. 1.1) [41, 64] выявлено, что 11 % имеют видимые усталостные трещины.

Дефекты типа трещин возникают также и в процессе изготовления КВ в кузнечном цехе на коренных шатунных и шейках. На заводе изготовителе оцениваются как волосовины. После штамповки и механической обработки брак по дефектам составляет около 4%. Наибольшее число дефектов составляют трещины. Эти трещины возникают в местах контакта штампа с заготовкой. Трещины ориентируются вдоль оси шатунных шеек. Эти трещины на коренных шейках располагаются как наклонно оси КВ, так и вдоль неё.

Из результатов следует, что 50% дефектов расположено на 1-ой шатунной шейке, 30% на 3-й, 20%- на 4-й, а на 2-й дефектов не оказалось. Наиболее опасны трещины при изгибе в зоне перекрытия шеек с выходом в галтели. При кручении наиболее критичны трещины на кромках маслоподводящих отверстий и в зоне смыкания штампа (ЗСШ) [64].

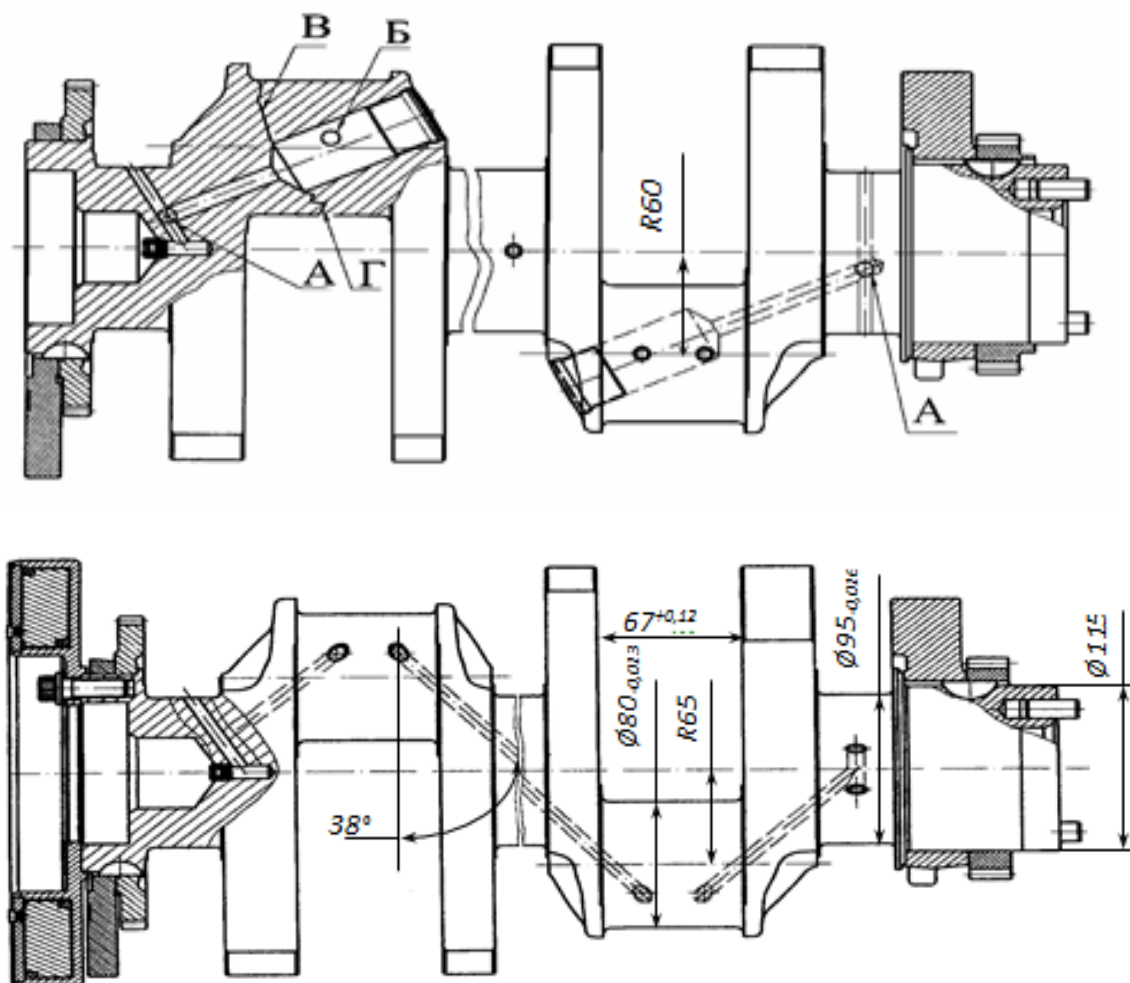


Рисунок 1.1 - Коленчатые валы двигателей КАМАЗ
(базовый - вверху, ЕВРО - внизу)

Трещины в зоне смыкания штампа при изготовлении КВ обусловлены загрязнением неметаллическими включениями – точечными оксидами и сульфидами. После штамповки КВ проходит дефектоскопию и изделия с трещинами подлежат выбраковке. После окончательной механической и термической обработки КВ вновь подвергается дефектоскопии. Рассматриваемые КВ были взяты для анализа и усталостных испытаний после последней дефектовки. Трещины в ЗСШ образовались не без влияния обработки шеек ТВЧ. Здесь загрязнения (в ЗСШ и вне её) являлись “слабыми” звеньями производства [64].

Коленчатые валы по технологическому процессу до проведения испытаний подвергались естественному старению путём вылёживания в течение 3-7 месяцев.

Как было ранее отмечено, одной из причин отказа двигателя являются усталостные разрушения и трещины в период эксплуатации до ремонта двигателя (при гарантийной наработке) [64].

В работе Лахтин Ю. М. распределение коленчатых валов по типовым дефектам представлено следующим образом:

1. Наличие трещин без разрушения КВ с проворачивания шатунных вкладышей (66%).
2. В виде разрушения коленчатого вала по щеке [64] (15%).
3. В виде разрушения коленчатого вала по шатунной шейке в месте концентратора на кромки основания грязесборника (3%).
4. В виде разрушения коленчатого вала по шатунной шейке с проворачиванием шатунных вкладышей (12%).
5. Поломка КВ по шатунной шейке с трещиной, образованной в результатековки коленчатого вала.

Наибольшее количество дефектов коленчатого вала имеют дефекты в виде трещины без разрушения с наличием проворачивания шатунных вкладышей. Дефект коленчатого вала по причине разрушения шатунной шейки с проворачиванием вкладышей является вторым. Такие коленчатые валы имеют значительные биения. Которые являются следствием проявления деформации при проворачивании вкладышей, их релаксации при отжиге и естественном старении. Релаксация остаточных напряжений может [64] также дать и эффект раскрытия трещин в зоне смыкания штампа, закрытых при термообработке методом ТВЧ. В этих местах прочность поверхностных слоев металла снижена [64] из-за точечных загрязнений сульфидами и оксидами [64].

«Значительное биение коленчатого вала (до 1,0 мм) вызывает рост изгибающих нагрузок на вал, что ведет к усталостным разрушениям.

Разрушение по щеке является типичным усталостным разрушением коленчатого вала, возникающим в связи с действием на него изгибающих нагрузок [64]».

Разрушение на шатунной шейке происходит как в зоне расположения кромки основания грязесборника, так и в связи с наличием в заготовке дефекта в виде скрытой трещины в зоне перекрытия шеек по линии смыкания штампа. Усталостные разрушения в среднем составляют 1,1% от общего числа КВ, поступающих с двигателем в ремонт [64].

Для качественного анализа усталостных разрушений было отобрано 35 разрушенных КВ методом случайного отбора с участка дефекации ЗАО «Ремдизель» и является статически представленной выборкой КВ после прохождения ими гарантийной наработки [41]. Средний срок службы разрушенных КВ составил 4,9 года, что говорит об относительной «молодости» разрушенных КВ [64].

Средний ремонтный размер по коренным шейкам разрушенных КВ составил 0,82; по шатунным – 0,97, что значительно отличается от соответствующих величин (0,409 и 0,509) общего потока КВ, поступающих с двигателем в ремонт. Это может говорить о том, что среди разрушенных КВ, чаще встречаются КВ, ранее подвергавшиеся ремонтным воздействиям, чем среди КВ общего потока. Среднее значение ремонтных размеров вычислены исходя из того, что номинальному размеру шейки размер 0, первому и последующим – соответственно 1,2 и так далее [64].

Значительное число разрушенных коленчатых валов имели на шейках также иные дефекты. Только на трех - из 35 коленчатых валов не выявлено иных дефектов, что составляет 8,6% [64].

Основными иными (сопутствующими) дефектами являются: задиры, трещины на цилиндрических и галтелях коренных и шатунных шеек, прижеги на шейках и буртиках щек.

Наиболее часто повторяющимися (сопутствующими разрушению) дефектами являются “задир” (68,8%) и трещины (42,8%). И задир и трещины

чаще всего появляются на третьей коренной шейке, задиры появляются на третьей коренной шейке в 48% из всех случаев, а трещины – в 46,7% [64].

Такие усталостные разрушения обуславливают высокие затраты на ремонт двигателей. Потеря надёжности двигателя в результате указанных выше дефектов определяет высокий коэффициентом риска отказа. Это определяется соотношением расходов на устранение и предупреждение отказов. Предупреждение же их возможно с использованием эффективных способов и средств дефектовки.

Выполненный анализ показал важность установления связей между конструктивными элементами коленчатого вала, технологией их изготовления условиями и режимами его эксплуатации, и затратами на устранение отказа коленчатых валов и их предупреждение.

1.2 Основы механических колебаний и анализ способов дефектовки коленчатых валов

Использование множества способов и средств дефектовки коленчатого вала и других деталей машин [5, 7, 8, 11, 21, 22, 24, 40, 41, 52 - 54, 61 - 64, 92, 100, 101, 107, 113], требует анализа характеристик, основные из которых приведены в табл. 1.2.

Увеличение ресурса двигателей внутреннего сгорания требует использования способов и средств их диагностики и дефектовки. Обоснованное их применение образует систему, которая позволяет получать большой объема информации о детали. Информация, получаемая, прежде всего, от сигналов вибрации и шума позволяет эти сигналы широко использовать в системах диагностики и дефектовки. Использование новых информационных технологий позволило расширить возможности методов, и распространить их на новые, дополнены более сложными методами получения и обработки информации.

Таблица 1.2. Способы дефектовки коленчатых валов

Способы контроля	Основные принципы контроля
Краской	<p>Деталь, смоченную керосином, протерев досуха и покрывают мелом. Керосин из трещин впитывается мелом, темнеет, если ширина трещины не менее 0,05мм. Через определённое время окрашенную смесь мела и керосина жидкость смывают 15% водным раствором кальцинированной соды. Деталь протирают и пропитывают каолиновой суспензией, место трещины изменяет цвет покрытия [37].</p> <p>«Поверхность детали, покрывают люминофором. После этого деталь промывают проточной водой, сушат. Деталь обрабатывают ультрафиолетовыми лучами. Трещины высвечиваются [37].</p>
Люминесцентный	<p>«Силловые линии огибают трещины и образуют над ними поле рассеивания, которое притягивают частицы магнитного порошка, который предварительно наносят в сухом или в смеси с жидкостью виде. Можно обнаружить трещины шириной 0,001 мм. Суспензию изготавливают из смеси окиси железа и трансформаторного масла [37]».</p>
Магнитный	<p>«Ультразвук проходит через металлические изделия и отражается от границы раздела двух фаз. Сигналы подают и принимают пьезокварцевые датчики, усиливается и подается на экран монитора [37]».</p>
Ультразвуковой	

Вихретоковый	«При приближении катушки с протекающим переменным электрическим током в металле наводятся вихревые токи, значение которых зависит от неоднородности (дефектов) изделия. Электромагнитное поле вихревых токов противоположно по направлению наводящему. Поэтому вихревые токи влияют на общее сопротивление (импеданс) катушки возбуждения, по изменению которого и судят о наличии дефектов (трещин) [37]».
Виброакустический	«По дефектуемой детали наносится ударный импульс и по его параметрам определяется степень разрушения [37]».

Для использования виброакустического способа дефектовки в работе рассмотрены основы механических колебаний. В основу применения ВА способов положены периодические процессы, происходящие в технических устройствах и повторяющиеся через равные промежутки времени. Такие процессы называются колебательными. Как известно, колебания - это изменение характеристик физической величины во времени и подчиняющихся определенному закону. В машинах наиболее распространёнными колебаниями являются механические колебания. Движения узлов машин и их частей повторяются через одинаковые промежутки времени.

Положение узлов механизма, при отклонении от которого механические колебания начала бы действовать возвращающая сила называются гармоническими колебаниями.

Колебания могут быть как вынужденными, так и свободными. Свободные колебания возникают под воздействием сил внутри системы,

после выведения её из состояния равновесия. Вынужденные колебания, возникают при воздействии внешних сил, изменяющихся периодически под влиянием каких либо факторов. Вынужденные колебания происходят под действием периодически изменяющейся внешней силы.

При наличии сил трения между деталями узлов свободные колебания могут иметь затухающий характер, амплитуда которых с течением времени уменьшается.

Вынужденные колебания, под действием изменяющейся внешней силы, также могут быть незатухающими и гармоническими. Частота вынужденных колебаний равна частоте воздействия внешней силы.

Суммарное воздействие внутренних и внешних сил приводит к появлению такого явления как резонанс. Резонанс – это резкое возрастание амплитуды колебаний, которое возникает при совпадении частот воздействия внешней силы и собственной частоты колебаний деталей.

Условие резонанса можно представить в виде:

$$\omega_0 = \omega_{\text{вн.}} = \omega_{\text{рез.}} \Rightarrow A \text{ увеличивается.} \quad (1.1)$$

ω_0 – собственная частота колебаний маятника.

Гармонические колебания являются простейшим видом колебательного процесса, подчиняющиеся закону синуса или косинуса. Уравнение состояния физической системы, которая совершает колебания гармонические с определённой частотой ω_0 представлена следующим уравнением:

$$a + \omega_0^2 x = 0 \quad (1.2)$$

Совместное решение уравнения (1.1) и (1.2) позволило получить уравнение движения для гармонических колебаний:

$$x = A \cos(\omega t + \varphi_0) \quad (1.3)$$

где: a - ускорение гармонических колебаний есть первая производная скорости по времени:

$$a = v'$$

$$v = -A\omega \sin(\omega t + \varphi_0), \quad a = -A\omega^2 \cos(\omega t + \varphi_0), \quad (1.4)$$

где a – мгновенное значение ускорения, т. е. ускорение в данный момент времени

x – отклонение тела от положение равновесия;

A – амплитуда колебаний, или максимальное отклонение от равновесного состояния системы

ω – круговая или циклическая частота колебаний ($\omega = 2\pi/T$);

t – время воздействия на систему.

Величина $\varphi = \omega t + \varphi_0$, определяет фазу гармонического процесса. Фаза колебания - это время, в котором колебание находится в данный момент. Из уравнения видно, что при $t = 0$ и $\varphi = \varphi_0$. Поэтому φ_0 принято называть начальной фазой относительно, которой началось колебание.

Промежуток времени, по окончании которого происходит повторение перемещение тела, принято называть периодом колебаний T . Так как количество колебаний N , за период времени t , может изменяться, то период колебаний определяем по формуле:

$$T = \frac{t}{N} \quad (1.5)$$

Обратная периоду колебаний физическая величина, носит название частотой колебаний:

$$\nu = \frac{N}{t} = \frac{1}{T} \quad (1.6)$$

Количество колебаний за единицу времени называется частотой колебаний ν . За единицу частоты принят – Герц (Гц). Частота колебаний и циклическая частота ω определяются периодом колебаний T по формуле:

$$\omega = 2\pi\nu = \frac{2\pi}{T} \quad (1.7)$$

Скорость при гармонических механических колебаниях зависит от времени по следующей формуле:

$$v = x'(t) = -A\omega \sin(\omega t + \varphi_0)$$

Максимум скорости при гармонических механических колебаниях:

$$v_m = \omega A \quad (1.8)$$

Максимальные скорости по модулю $v_m = \omega A$ наступают в те моменты, когда тело минует положение равновесия ($x = 0$). По таким же выражениям вычисляют ускорение объекта при гармонических колебаниях $a = a_x$. Формула ускорений от времени при гармонических механических колебаниях имеет вид:

$$a = v'(t) = x''(t) = -A\omega^2 \cos(\omega t + \varphi_0) \quad (1.9)$$

Максимум ускорения при этом составляет:

$$a_m = A\omega^2 \quad (1.10)$$

В выражении (1.9) знак минус характеризует, что ускорение $a(t)$ в любой момент времени имеет знак, противоположный знаку отклонения $x(t)$, и, поэтому, объект возвращается в первоначальное положение ($x = 0$), то есть принуждает совершать его гармонические колебания.

Таким образом:

- колебательную систему характеризуют физические свойства которые определяют собственную частоту ω_0 и период колебаний T .

- Основные параметры колебательного процесса, это амплитуда - $A = x_m$ и начальная фаза - φ_0 . Они вычисляются с учётом способа выведения системы из состояния равновесия, в котором она была в начальный момент.

- При колебаниях объект за период, совершает путь, который равен 4 амплитудам. Когда объект возвращается в исходное положение, то его перемещение равно нулю. Поэтому путь равный амплитуде объект пройдет за время равное четвёртой части периода.

Кинетическая и потенциальная энергии объекта при свободных механических колебаниях циклически меняются. При максимуме отклонения объекта от равновесного положения его скорость обращаются в нуль. Поэтому и кинетическая энергия тоже равна нулю. При этом потенциальная энергия колеблющегося объекта также максимальна.

При прохождении телом положения равновесия, его скорость максимальна. Тело по инерции проходит положение равновесия. В этой фазе оно обладает максимальной кинетической и минимальной потенциальной энергией. Рост кинетической энергии обусловлен снижением потенциальной энергии. В следующей фазе движения – наоборот рост потенциальной энергии обусловлен снижением кинетической энергии и так далее.

То есть, при гармонических колебаниях периодически преобразуется потенциальная энергия в кинетическую энергию и обратно. Если в колебательной системе нет трения, то суммарная механическая энергия при свободных колебаниях остается постоянной. В этом случае, максимум кинетической энергии в течение когда происходят механические гармонические колебания выражается формулой:

$$E_{k \max} = \frac{mv_{\max}^2}{2} = \frac{mA^2\omega^2}{2} \quad (1.11)$$

Максимум энергии потенциальной при механических гармонических колебаниях:

$$E_{p \max} = \frac{kA^2}{2} \quad (1.12)$$

При условии полной механической энергии характеристика механического колебательного процесса выражается формулой:

$$E = E_{k \max} = E_{p \max} = \frac{mv^2}{2} + \frac{kx^2}{2} \quad (1.13)$$

Если колеблющиеся частицы находятся в твердом, жидком или газообразном состоянии, то происходит взаимодействие атомов и молекул этой среды. Механические колебания передаются от одной точки объекта к другой с определённой скоростью. Этот процесс колебаний в среде принято называть волной.

Механические волны подразделяются на несколько видов. Если направление смещения частиц среды в перпендикулярно направлению распространения волны, то такая волна называется поперечной. Если смещение частиц среды совпадает с направлением распространения механической волны, то происходит образование продольной волны.

Механические волны возникают и распространяются в твердых, жидких или газообразных средах.

Основной интерес для изучения на практике имеют элементарные гармонические (синусоидальные) волны. Их параметрами являются амплитуда A , частота ν и длина волны λ . Скорость v распространения этих волн в однородной среде постоянна.

Длина волны λ – представляет собой расстояние между двумя соседними точками волны, которые находятся в одинаковых фазах. Это значение длины волны λ , она преодолевает за время T равное периоду. Длина волны может быть определена формулой:

$$\lambda = vT = \frac{v}{\nu} \quad (1.14)$$

где: v – скорость движения волны.

При изменении среды характеристика волны изменяется. Меняется скорость ее распространения и длина волны. Постоянными сохраняются частота и период этой волны.

Различие моментов колебаний двух точек волны, расстояние между которыми l определяется по формуле:

$$\Delta\varphi = 2\pi \frac{l}{\lambda} \quad (1.15)$$

Ярким примером механических гармонических колебаний является звучание колокола православной церкви при ударе по нему бойка (языка). При одиночном ударе колебания и звук колокола снижаются и через некоторое время исчезают (становятся равными 0). Графически это показано на рис. 1.2.

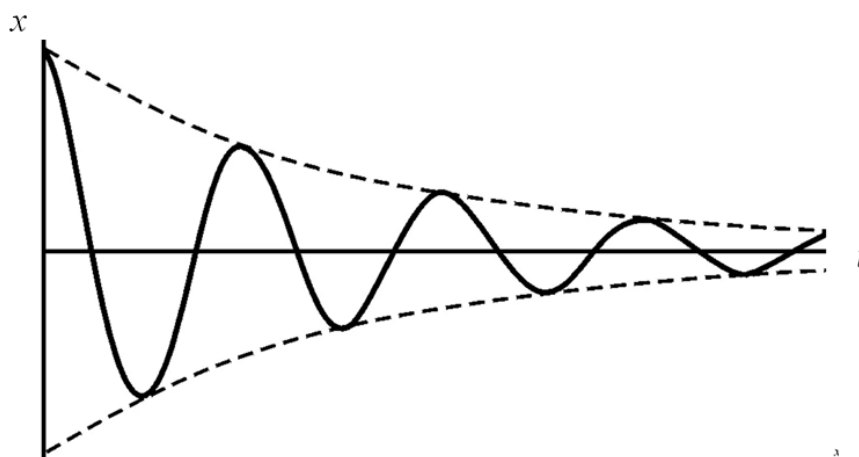


Рисунок 1.2. Затухающие свободные колебания

Параметры этого колебания (амплитуда, частота) зависят от размеров, формы и материала колокола.

При повторных периодических ударах по колоколу возникают вынужденные колебания, которые складываются со свободными (рис. 1.3).

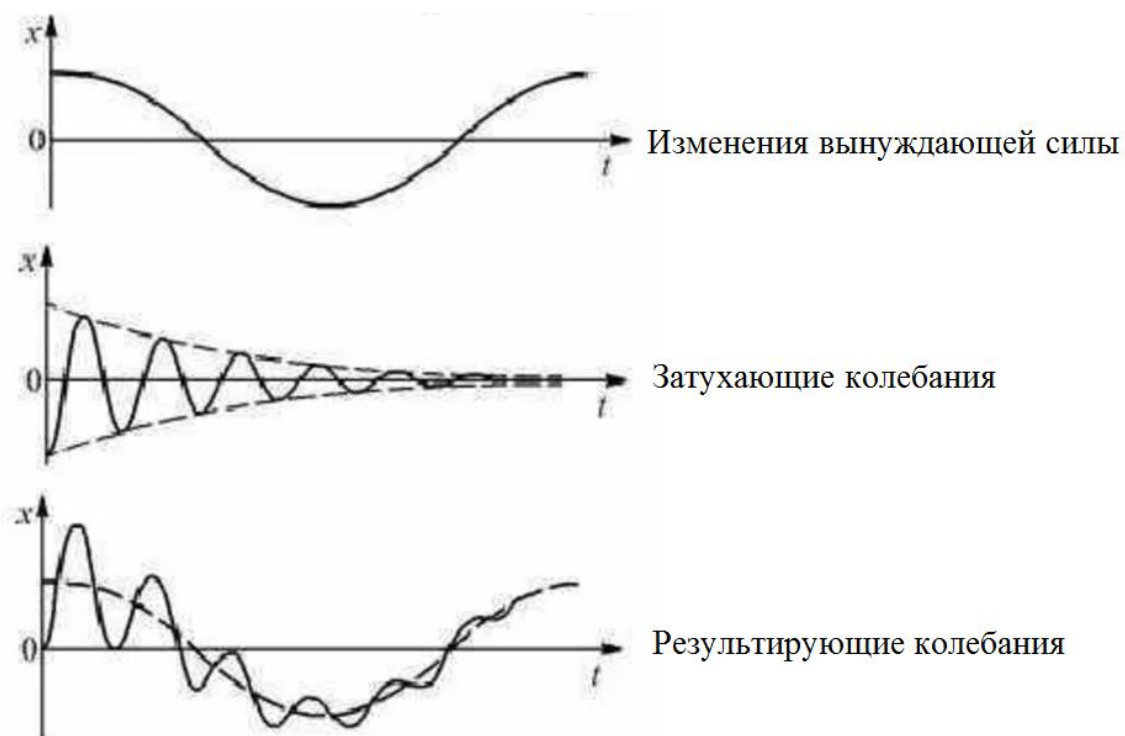


Рисунок 1.3. Сложение свободных и вынужденных колебаний

На практике детали машин совершают сложные колебания, которые обладают различной амплитудой и частотой. Это состояние характеризуется амплитудно-частотной характеристикой (рис. 1.4).

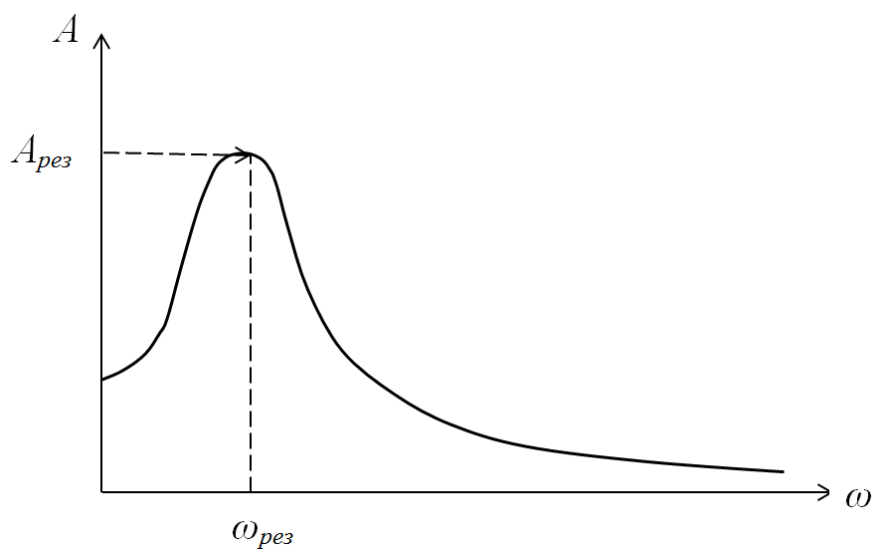


Рисунок 1.4. Амплитудно-частотной характеристика колебательной системы

При максимальном значении амплитуды наступает резонанс колебательной системы. При одинаковых размерах и форме деталей амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) колебательной системы зависит от свойств материала.

При нарушениях в кристаллической решётки металлов изменяется соотношение кинетической и потенциальной энергии колебаний, что отражается на форме амплитудно-частотной характеристики. Это явление используется при идентификации дефектов. Этот принцип используется при определении дефектов хрустальных изделий, элементов ходовой части железнодорожных вагонов.

При отсутствии дефектов в металле колебания происходят с заданной амплитудой при более узком диапазоне частот. При наличии дефектов из-за рассеивания энергии этот диапазон частот увеличивается и даже смещается. Каждому виду дефектов соответствует свой диапазон частот. Поэтому при дефектовке используют низкочастотные фильтры. Используют импульсный режим начала колебаний, при котором обеспечивается самый информативный диапазон частот.

Способы анализа технического состояния двигателя внутреннего сгорания и средства их измерения используются для прогнозирования в зависимости от времени работы. Это позволяет увеличить процент обслуживания по фактической потребности и снизить затраты на ремонт [106].

Значительный объем информации дает дефектовка, которая является основой определения динамики развития дефекта. При этом точнее определяется остаточный ресурс [106].

Для обоснованного выбора способа дефектовка коленчатого вала необходима классификация методов неразрушающего контроля. Эта классификация основывается на систематизации итогов исследований. Они приведены в научно-технической литературе [5, 7, 8, 11, 21, 22, 24, 40, 41, 52

- 54, 61 – 64, 92, 100, 101, 107, 113]. Приведем краткую характеристику данных методов (рис.1.5).



Рисунок 1.5- Классификация методов неразрушающего контроля

Существует магнитопорошковый метод (рис.1.5). Он опирается на взаимосвязь магнитных частиц. Этот процесс происходит в неоднородных магнитных полях. При дефектовке изучаются индикаторные траектории. Эти траектории состоят из мельчайших частиц, в соответствии с действием магнитного поля. Это можно увидеть не вооружённым глазом по соответствующему рисунку (рис. 1.6) [69].

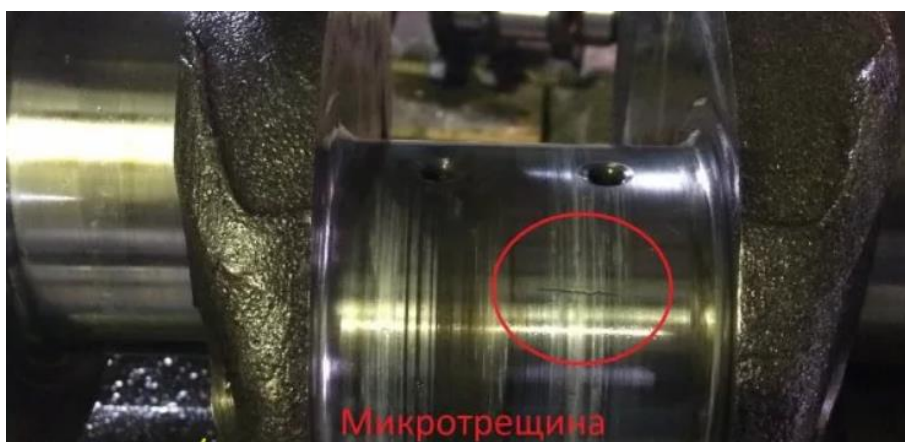


Рисунок 1.6 Обнаружение трещин с использованием магнитопорошкового метода

Метод позволяет обнаруживать дефекты на поверхности и в подповерхностном слое [69]. К достоинствам способа можно отнести: простоту выполнения ручного контроля; чувствительность; наглядность. При этом можно выявить трещины длиной от 1 мкм, глубиной 10 мкм и более. Недостатки способа: трудность выявления геометрических размеров подповерхностных и поверхностных (до 1-2 мм) трещин; затруднение выявления внутренних трещин, влияние человеческого фактора.

Феррозондовый метод основан на обнаружении магнитного поля рассеивания. Это означает, что присутствует дефект в проверяемой детали [54]. Основные достоинства метода: – возможна дефектовка деталей с большой шероховатостью поверхности; – лучшим образом обнаруживаются подповерхностные дефекты, – возможность контроля загрязненных деталей без предварительной очистки поверхности; – автоматизация процесса; – высокая чувствительность метода; К недостаткам феррозондового контроля относится: – слабая защита от помех; – высокая вероятность появления ошибочных сигналов.

Вихретоковый метод основан на применении индуктивных катушек. Эти катушки взаимодействуют с электромагнитным полем вихревых токов. При этом изменяется их полное сопротивление. К преимуществам вихретокового метода можно отнести: – выполнение многопараметрового анализа; – отсутствие контакта при контроле; – большая производительность дефектовки; – использование метода в автоматическом режиме. К недостаткам метода можно отнести: – возможность контроля только электропроводящих объектов; – затруднение обработки информации – трудность определения микротрещин в поверхностном и тонком подповерхностном слоях на глубине 0,2 - 2 мм.

При акустико-эмиссионном методе контроля используется явление генерации волн напряжений [52]. Изменение внутренней структуры материала приводит к возникновению этих волн. Внутренняя структура

изменяется, что связано с увеличением размера дефектов. Достоинства метода: проведение единичного контроля всей детали; сравнительная простота метода. К недостаткам метода относятся: влияние шума эксперимента на обнаружение дефектов; каждое измерение индивидуально; существенное влияние строения материала на чувствительность.

Капиллярный контроль предназначен для выявления поверхностных и сквозных дефектов в детали. [30, 52]. Используются индикаторные жидкости. Они остаются в поверхностных дефектах и сквозных трещинах материала, что позволяет проводить анализ визуально. Данный метод: – позволяет выявлять дефекты от 1 мкм; – преимущества визуального метода. К недостаткам метода относятся: – обнаружение только поверхностных и сквозных дефектов; – тщательная очистка анализируемой поверхности; – сложность автоматического контроля.

Измерительный и визуальный анализ – это упрощённый метод выявления дефектов [52]. У этого метода тоже есть преимущества: быстрота выявления дефектов от 0,1 мм; применяются простейшие измерительные средства. Но есть и недостатки у метода: определяются только поверхностные дефекты; субъективность результатов; затруднение автоматического контроля.

Радиационные методы анализа [52] учитывают изменение мощности ионизирующего потока при его проникновении через объект. Преимущества этого метода: высокая чувствительность; обнаружение внутренних дефектов малых размеров. Недостатки: сложность обнаружения малых внутренних дефектов, расположенных под углом к излучателю; высокая себестоимость; необходимость обеспечения радиационной безопасности.

Тепловой контроль [52] базируется на анализе температуры на поверхности объекта. Этот параметр информирует о поверхностных дефектах, и наличии внутренних изменениях. Этот метод исследования прост и обладает высокой информативностью. Однако имеет большую стоимость контроля и зависимость от погоды.

Электрические методы направлены на создание электрического поля и измерение его параметров. При этом можно обнаруживать поверхностные и внутренние трещины в анализируемой детали. Недостаток - необходимость тщательной подготовки контролируемой поверхности.

Виброакустическая дефектовка - анализ колебательного процесса и обработка информации. В для этого исследования настоящее время применяется ПК.

По результатам анализа научно-технических данных составлена классификация методов виброакустической дефектовки (рис. 1.7) [5].

Применительно к рассматриваемой области может быть использован виброакустический метод. Этот метод применяется для обнаружения дефектов различных деталей машин, к которым можно отнести и коленчатый вал (КВ) [5, 11, 20, 21, 24, 40, 44, 52, 54]. Метод имеет различные виды (рис. 1.7).

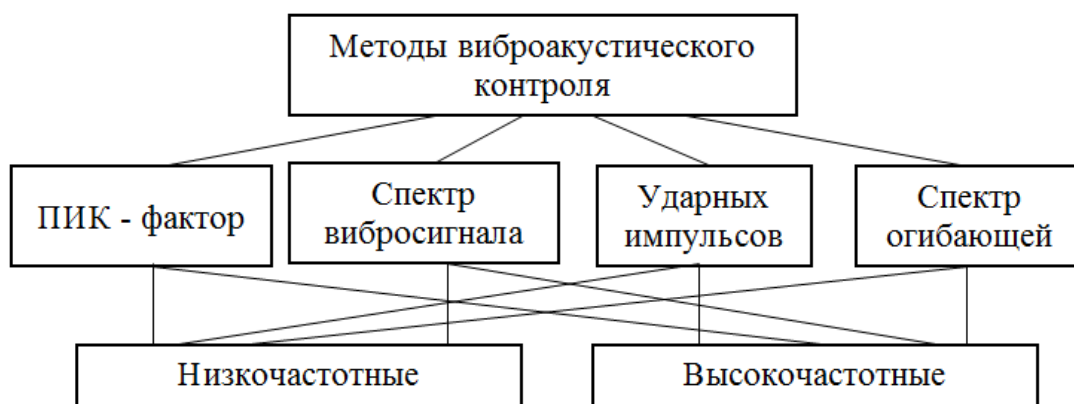


Рисунок 1.7 - Методы виброакустического контроля

Метод ПИК-фактора [52] использует два параметра с применением виброметра: среднееквадратическое значение уровня вибрации; пиковая амплитуда (ПИК) вибрации. ПИК-фактором называется отношение пиковой амплитуды к среднееквадратическому значению. При исследовании сигнала бездефектной детали существует шум постоянного характера. При работе возникают дефекты в деталях, и сигналы изменяются. Появляются

отдельные пики амплитуды, связанные с поверхностными разрушениями. С дальнейшим развитием дефектов увеличивается амплитуда и количество фиксируемых пиков. Достоинство метода ПИК фактора: простота. Существуют недостатки метода: слабая защищённость от помех; многократная оценка состояния.

В виброакустическом контроле по спектру сигнала применяется анализатор. При этом используется оценка спектра вибрации, изучение частоты, по которой определяют дефекты детали. Метод хорош тем, что: существует большая защита от помех; полная информативность определяющая состояние анализируемого объекта. О недостатках говорит: высокая цена метода; малая точность при анализе шероховатостей малого размера.

Существует метод спектра огибающей [52]. В этом исследовании используется анализатор спектра вибрации. При этом исследуется функция анализа спектра огибающей высокочастотной вибрации. Для выявления дефектов заложен обзор высокочастотной и низкочастотной компоненты сигналов. Изменение высокочастотного сигнала под действием низкочастотных волн служит методом анализа. При этом ценность метода: большая чувствительность; высокая информативность; помехозащищённость. Слабое звено: высокая стоимость метода контроля.

Одним из основных методов является метод ударных импульсов [52]. В основе его лежит измерение и фиксация ударных механических волн. Колебание частиц в момент удара вызывает волну сжатия, распространение которой идёт в виде ультразвукового колебания. Важным условием при этом является лишь скорость столкновения частиц. Масса при этом значения не имеет. Во второй фазе удара выделяется энергия от деформации, при которой происходит отклонение тела, что вызывает в нем колебания. Приёмником устройства в этом случае является пьезодатчик, который не воспринимает посторонние шумы и вибрации. В этом случае датчик фиксирует волну, которая образуется в результате соударения частиц в виде затухающих

колебаний. Максимум амплитуды при соударении прямо пропорционален скорости удара.

Этот процесс переходный, затухающий. Он является основной характеристикой. Её можно получить путем фильтрации от шумов низких частот. Метод ударных импульсов отличается той особенностью, что параметры затухания не изменяются. Таким образом, основой метода является анализ исследуемого переходного процесса. Достоинствами метода являются: высокая чувствительность, достаточная информативность, хорошая помехозащищенность, относительная простота выполнения, сравнительно низкие издержки на использование, портативность оборудования. Недостаток метода: – он применим для ограниченного типа деталей.

Зачастую на авторемонтных предприятиях, занимающихся восстановлением узлов и деталей двигателей, есть целесообразность технологической оценки дефектов коленчатых валов [52]. Актуальным моментом является обнаружение трещин в КВ. Эти дефекты значительно снижают на долговечность двигателя в целом процессе дальнейшей эксплуатации [52].

Экспресс-метод является более предпочтительным для коленчатых валов выявлением трещин. При импульсном воздействии на деталь происходит регистрация виброакустических (ВА) колебаний коленчатого вала на него. Это воздействие выполняется путём удара бойком. При этом методе выявляются трещины предельного размера, и провести выбраковку КВ. При отсутствии трещин коленчатый вал проверяют магнитопорошковым или вихретоковым методом. Так устанавливают наличие и величину усталостного слоя на поверхности. Далее выполняется шлифование шеек на указанную глубину. Обоснованный метод служит методом экспресс оценки и работает совместно с другими методами оценки состояния коленчатых валов, при этом определение повреждений выполняется за 15 - 20 с.

Для решения поставленной цели выполняют ряд этапов: 1 – программное и методическое обеспечение, физическое обоснование выбранного метода; 2 - описать математическую модель коленчатого вала как динамической системой; 3 - экспериментально проанализировать серию КВ для обнаружения трещин виброакустическим способом при импульсном воздействии; 4 - автоматизировать процесс дефектовки КВ и использовать его при восстановлении КВ в режиме авторемонтного производства.

При рассмотрении данной темы необходимо уточнить смысл используемых терминов. Чаще всего к диагностированию технического состояния относят процесс инструментального измерения его параметров без разборки узлов [8, 40, 41, 60 – 63, 71, 72, 77, 95]. Недостаток инструмента при анализе технического состояния узлов вызывает субъективность постановки диагноза. Зачастую диагноз состояния узла технически невозможен или экономически нецелесообразен без разборки. В этом случае процедура оценки технического состояния называется дефектовкой. Она является элементом технологического процесса. Структура этих терминов показана на рис. 1.8.

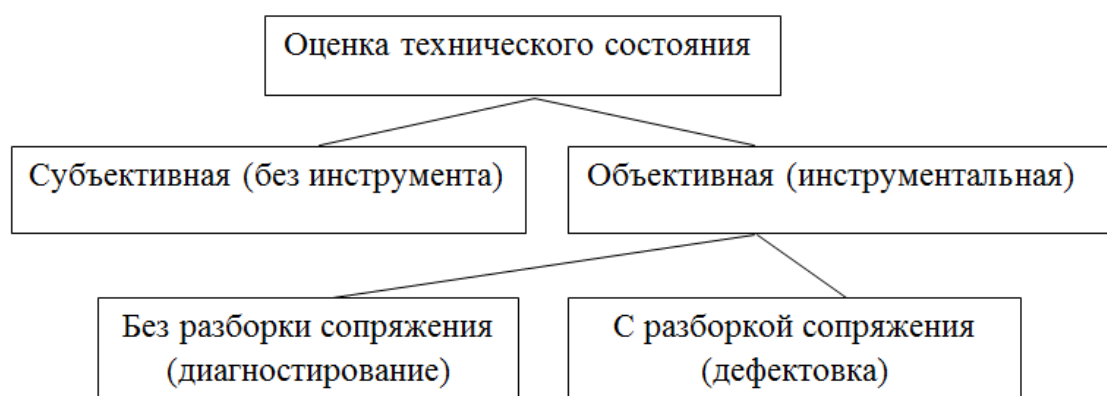


Рисунок 1.8 - Способы оценки технического состояния объекта

На практике при оценке состояния коленчатого вала дефектовщик определяет по характеру звука путём удара по нему. Так и железнодорожный обходчик использует этот принцип контроля состояния ходовой части вагонов. Результат дефектовки при этом носит исключительно субъективный

характер. Это в значительной степени определяется квалификацией исполнителя.

Применяются системы диагностики машин (рис.1.9) которые опираются на базу современных методов оценки технического состояния.

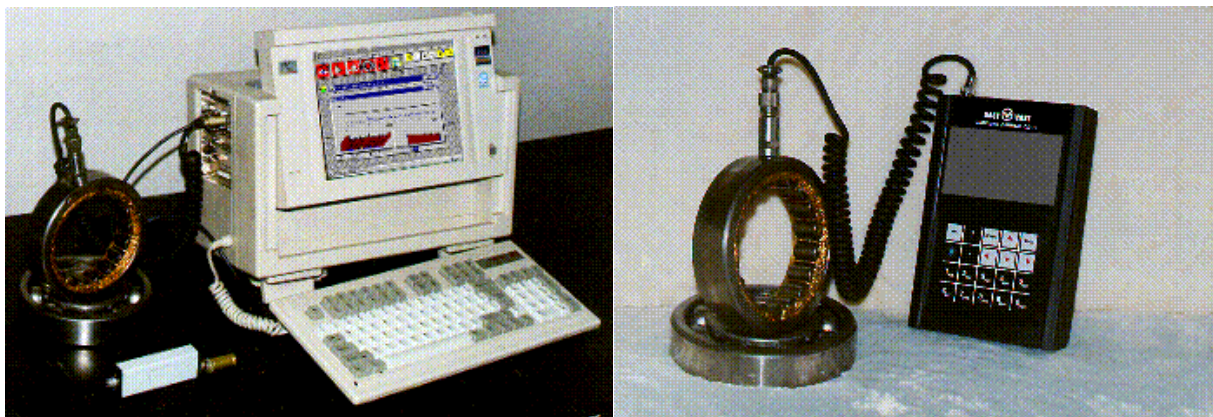


Рисунок 1.9 - Системы вибрационной дефектовки [52]

При фазо-временном методе анализируется форма сигналов, которые возникают через определённые промежутки времени. В этом случае анализируются состояния механизмов возвратно-поступательного действия с несколькими одинаковыми устройствами, работающими через одинаковые промежутки времени. На рис. 1.10 показана временная диаграмма вибрации двигателя автомобиля. По форме этой временной диаграммы сигнала определяют отказ каждого цилиндра.

Недостаток этих исследований связан с тем, что рассеивание измеряемых величин даже в группе одинаковых исправных машин, чаще всего, превышает изменения, характерные для дефектов. Кроме того изменения в начальный период функционирования могут производить меньшее действие (всего в 2-3 раза) [61. 62, 71, 72, 85].

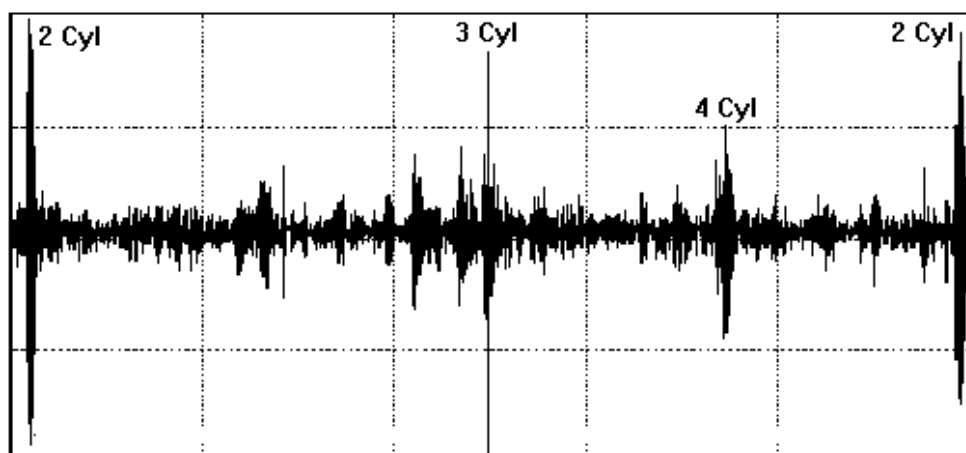


Рисунок 1.10 - Сигнал вибрации, измеренный в точке между 2 и 3 цилиндрами, двигателя автомобиля

Наряду с этим развитию систем анализа на базе уже существующих компьютерных и информационных технологий во многих странах идёт поиск иных методов оценки сигналов для решения очередных задач. Технология ударных импульсов дала начало новым системам анализа [11, 52, 64]. диаграмма Действие метода ударных импульсов во времени, поясняется на рис. 1.11.

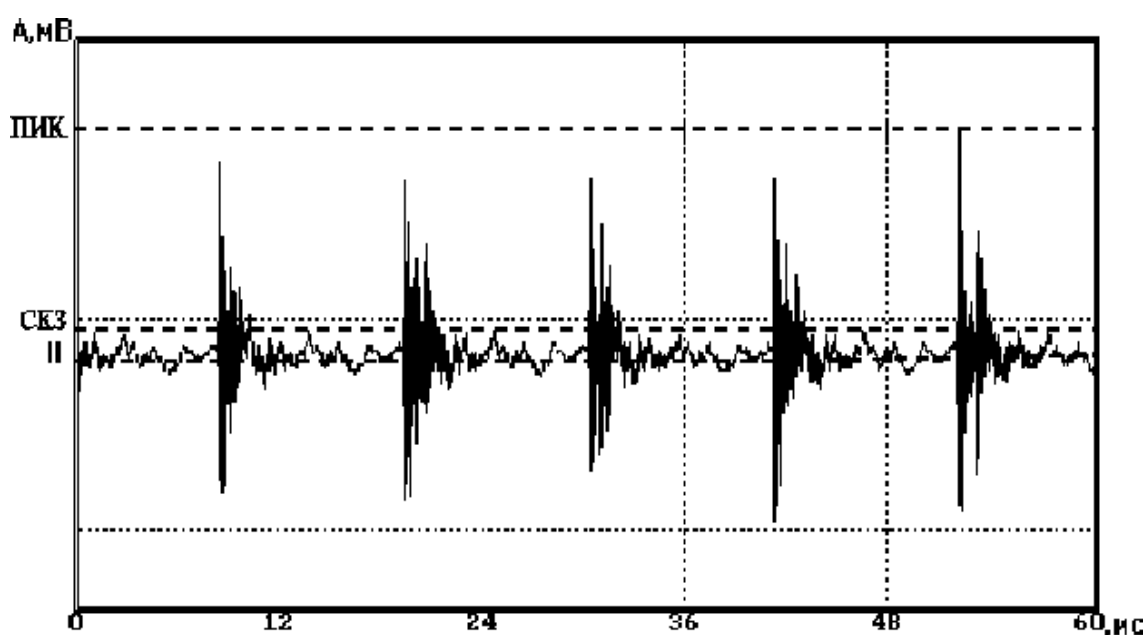


Рисунок 1.11 Диаграмма ударных импульсов во времени

Вибрация, от действия коротких импульсов, сильно меняет амплитуду сигнала. Среднеквадратичное значение остаётся постоянным. Отношение этих параметров называется пик фактор. Случайный сигнал имеет при этом пик фактор в пределах от 3 до 4 [52]. Вследствие малой длительности импульсов, они вызывают высокочастотную вибрацию.

В технологии дефектовки, рассмотренной в работе, есть возможность использовать простейшие средства измерения для решения аналитических задач. На практике имеет место широкое распространение **технологии ударных импульсов**.

Приведенный краткий анализ всех методов исследования сигналов разрешает производить исчерпывающую оценку практически всех компьютерно информационных технологий, которые используются в сегодняшних системах мониторинга и функционального мониторинга автомашин и оборудования. Наряду с этим особенно следует отметить еще одну перспективную технологию получения аналитической информации - технологию статистического распознавания состояний.

Учитывая сложную конструкцию коленчатого вала и многообразия направлений распространения усталостных трещин при дефектовке можно рекомендовать метод ударных импульсов.

1.3 Выводы и задачи исследования

1. Затратным отказом двигателя является рост усталостных трещин коленчатого вала, который развивается постепенно и его возможно обнаружить и прогнозировать с использованием виброакустической дефектовки.

2. На основании анализа методов неразрушающего контроля определено, что из используемых способов дефектовки коленчатого вала актуальным на сегодняшний день считается виброакустический с использованием ударного импульса.

3. Для применения виброакустического способа дефектовки коленчатого вала необходимо разработать алгоритм на основе аналитического исследования колебательного процесса КВ и программного обеспечения.

Из этих выводов следуют **задачи исследования**.

1. Дать характеристику основных этапов возникновения и роста усталостных трещин коленчатого вала в процессе работы.

2. Обосновать основные численные параметры виброакустического сигнала и их связь с параметрами трещин, наработкой коленчатого вала и их предельные значения.

3. Усовершенствовать процесс дефектовки коленчатого вала при восстановлении с использованием виброакустического способа.

4. Дать технико-экономическую оценку результатов исследования

2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ЗАВИСИМОСТИ СТЕПЕНИ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ И ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ОТ ЕГО НАРАБОТКИ

2.1 Кинетика усталостных трещин коленчатого вала в процессе его работы

Поломки деталей усталостного характера определяются отклонениями кристаллической решетки от правильной формы (перемещениями и искажением дислокаций). В этом процессе образуются вакансии, локальный рост напряжений и температуры. Это приводит к зарождению трещин.

На основании концепций образования и развития дислокаций и трещин при действии циклических напряжений была разработана «модель физического предела усталости [1]» (В.С. Иванова, В.Ф. Терентьев).

Смысл её заключается в том, что при циклическом нагружении с критическом напряжении σ_0 в поверхностном слое толщиной 1-3 размера зерна за счёт искажения кристаллической решётки и повышения плотности дислокации протекает поверхностное упрочнение металла (рис: 2.1, а - в). В дальнейшем, с ростом числа циклов нагружения и превышения теоретической кривой образования субмикротрещин A_1 B_1 повышается концентрация дислокаций до критической плотности.

В итоге усталостная поломка является следствием многократно повторенных часто чередующихся упругих и пластических деформаций. В силу неоднородности материала они распределяются неравномерно по всему объему детали. Начальные разрушения возникают в микрообъемах, неблагоприятно расположенных относительно направления нагрузки. Это обусловлено предварительными напряжениями от местных дефектов. Продолжительно накапливаясь и суммируясь, местные разрушения дают начало общему повреждению детали.

При усталостном разрушении важное значение имеет исследование очагов выделения тепла в микрообъемах, подвергающихся воздействию. При повышении температуры прочность материала резко снижается. Механизм возникновения усталостной трещины состоит из следующих стадий (рис. 2.1).

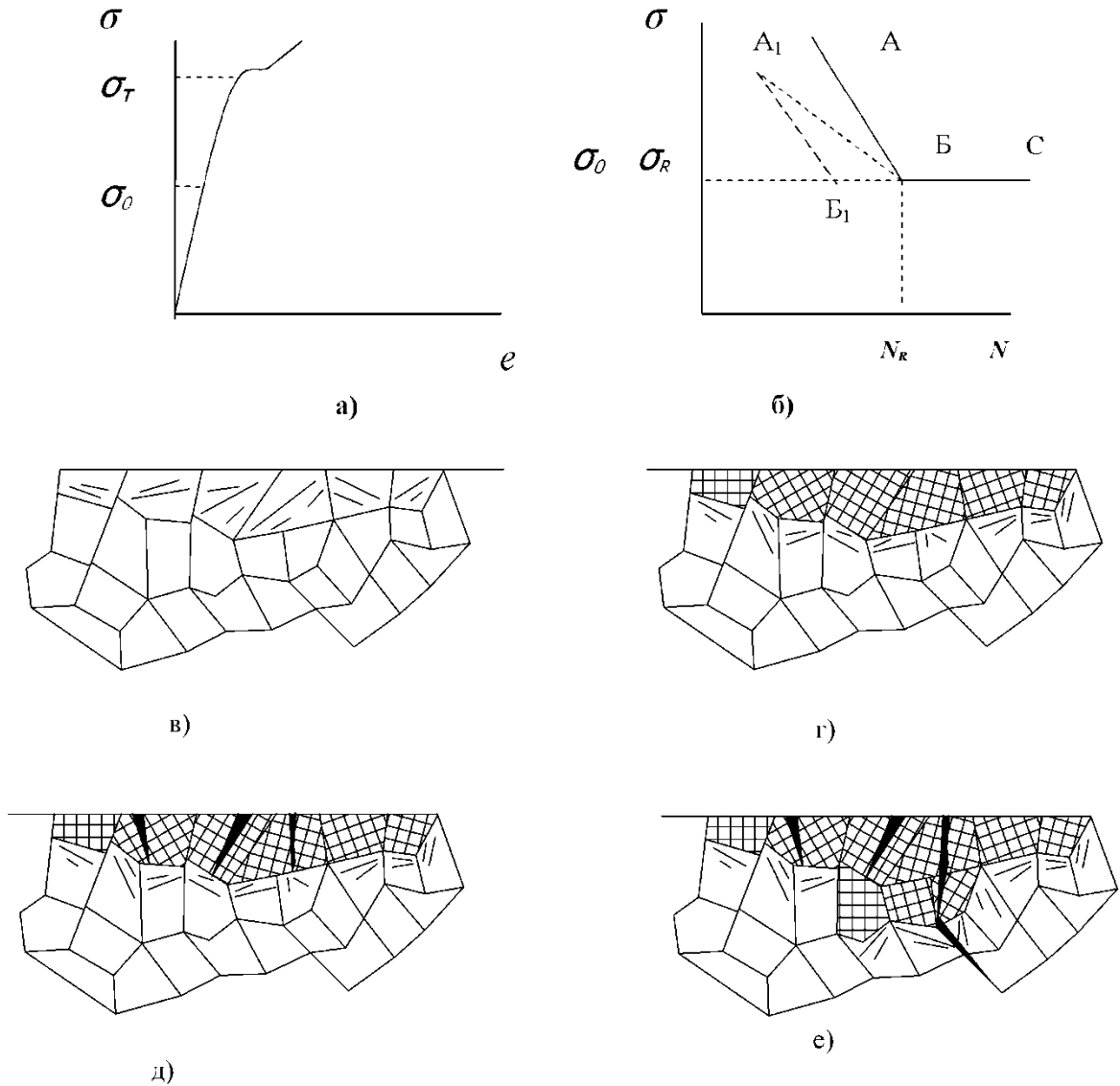


Рисунок 2. 1 - Схема усталости при физическом пределе
(по Ивановой В.С. и Терентьеву В.Ф.).

Трещины возникают вначале нагружения в границах кристаллических объемов зёрен металла. Это является результатом пластических сдвигов слоёв плоскостей кристаллической решётки, максимальное действие касательных напряжений направлено параллельно.

В процессе воздействия циклической нагрузки слой металла представляет собой мозаику, из испытывающих пластическую деформацию и зерен, и менее напряженных зёрен обусловленных благоприятной ориентацией плоскостей кристаллической решётки относительно касательных нагрузок. Совместное упругопластическое деформирование материала происходит за счет смещения перенапряженных зерен относительно друг друга в горизонтальной плоскости.

Процесс зарождения начальных трещин в размерах зерна является результатом диффузии дислокаций к границам зёрен (рис. 2.1, в). Поскольку скорость диффузии возрастает прямо пропорционально росту температуры и напряжений, следовательно, увеличивается в результате нагрева материала.

Концентрация дефектов кристаллической решётки разрыхляет структуру и приводит к возникновению субмикроскопических пор. Это приводит к образованию первых трещин (субмикротрещин) в отдельных зернах (рис. 2.1, г). Последующий рост числа циклов вплоть до базового значения N_R вызывает равномерную стабилизацию слоя с высокой плотностью дислокаций и субмикротрещин. При большой концентрации образуются также и микротрещины. Длина трещин не превышает размера зерна (рис. 2.1, д). В слое при значительном числе циклов нагружения рост повреждений прекращается. Физический предел усталости σ_R наступает при амплитуде напряжения, соответствующему упрочненному поверхностному слою.

Если на объект длительно действует циклическая нагрузка, процесс роста трещин продолжается. В результате роста, дислокации перемещаются на поверхность зерна (рис. 2.1, е). Различная ориентация кристаллических поверхностей замедляет пластические сдвиги.

Между зёрнами имеются прослойки, которые имеют сильно искаженную атомно-кристаллическую решетку, чем препятствуют сдвигам между зёрнами. Образуется некий барьер между зернами. Этот барьер

замедляет рост трещин. Для уменьшения действия этого барьера, необходимо сделать усилие. Оно превосходит значение напряжения, приводящее к внутрикристаллитным сдвигам.

На определённом этапе происходит массовое перемещение дислокаций через межзёренные слои. В этом случае продолжается распространение трещины в соседнее зерно. В первую очередь нарушаются прослойки между зёрнами, в которых одинаковая направленность кристаллических плоскостей.

Сопротивление усталостным разрушениям детали определяется средней величиной напряжения. Оно должно обеспечить разрыв межзёренных барьеров. Предел выносливости принимается как средняя величина напряжения, при которых трещины не выходят за пределы зёрен.

При преодолении пределов зерна, трещина резко увеличивается, и становится макротрещиной. Трещина разрастается в разных направлениях, перемещаясь по наиболее слабым участкам металла (рис. 2.1, е). Возле основания трещины образуется концентрация напряжений, и скорость роста трещины увеличивается. Макротрещина уже может расти от действия, более низких напряжений, чем вызывающих разрыв межзёренного барьера. Напряжения, необходимые для роста трещины, впоследствии снижаются.

Практически количество трещин растёт непрерывно (рис. 2.1, е). Этот рост спонтанный. Одни из трещин перестают расти, наталкиваясь на препятствия, а другие трещины распространяются в разных направлениях. На определенной стадии процесс становится местным. Он преимущественно идёт в направлении этой одной трещины. Эти трещины имеют большую скорость роста, чем остальные трещины.

Соседние трещины сливаются, и образуется разветвленная глубокая система (рис.2.2). Одна из трещин продолжает расти, а все остальные замедляют свой рост. Это вызвано тем, что все дефекты преодолевает главная (магистральная) трещина. Её рост, приводит к разрушению детали. Это вызвано уменьшением её несущего сечения.

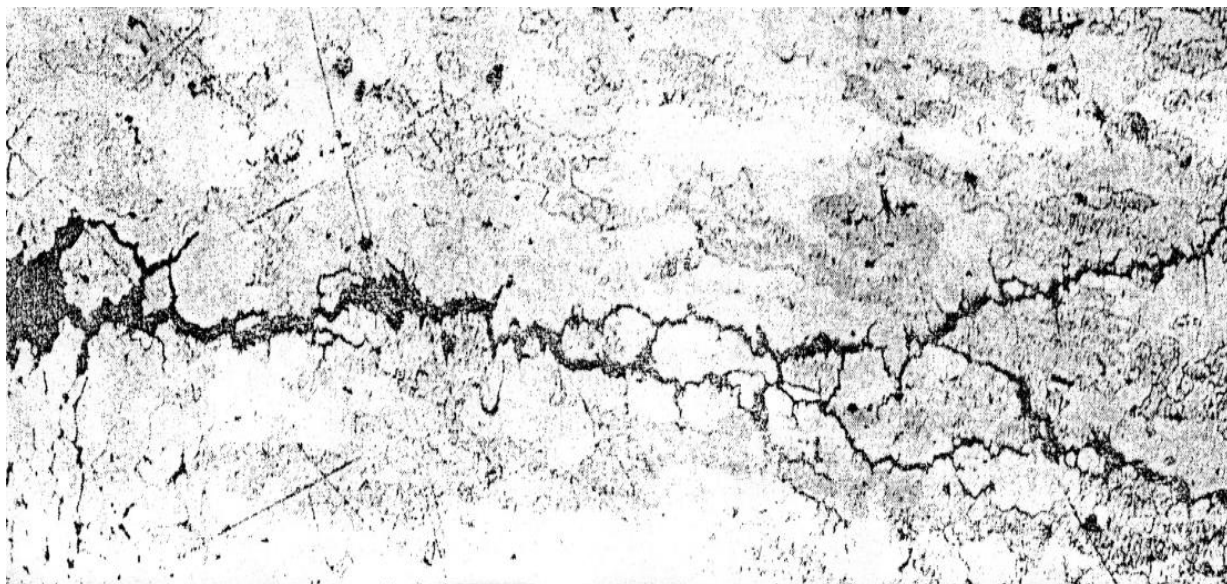


Рисунок 2.2 Рост межкристаллитной трещины

Окончательное разрушение происходит мгновенно по законам хрупкого излома. Это главное её отличие от первых стадий возникновения внутризеренных и межзеренных трещин, которые развиваются длительное время.

При напряжениях, превышающих этот предел, зарождаются критические усталостные трещины. Они имеют быстрый магистральный рост (рис. 2.1, е). Этот процесс внезапный и вызывает хрупкое разрушение. Результатом изложенных данных можно представить последовательность этапов схемы предела усталости: **дислокации – субмикро – микро – макротрещины – разрушение.**

И так, свойство поверхностного слоя - основное условие для сопротивления развития усталости (рис. 2.3).

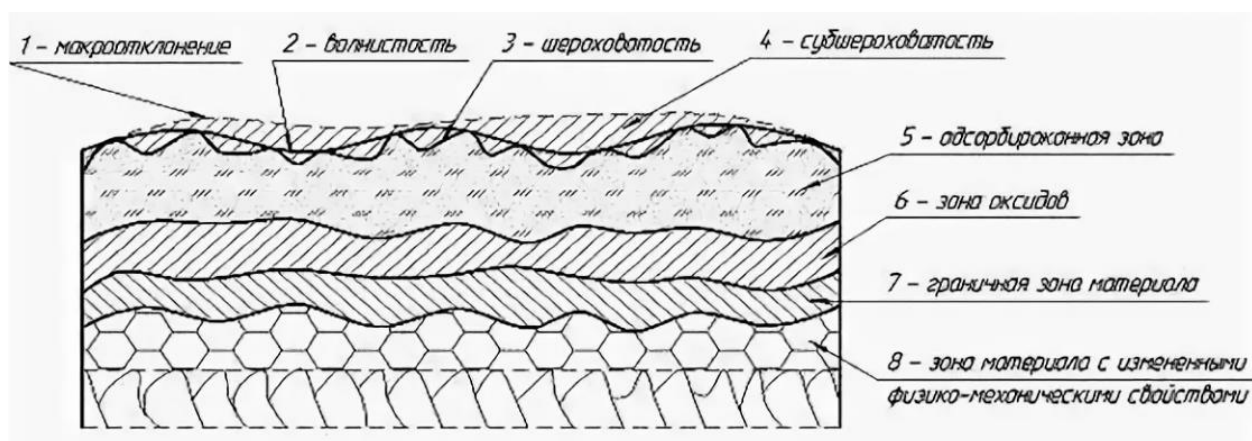


Рисунок 2.3 Строение поверхностного слоя металла

Первое: Верхний слой металлической поверхности плотный. Слои лежащие ниже, более рыхлые, в результате этого происходит напряжение. Эти слои взаимодействуют друг с другом возникает растягивающие напряжения. Это ведёт к нарушению сплошности и образованию новых трещин.

Второе: атомы в поверхностном слое металла, находящиеся, испытывают одностороннее воздействие с атомами находящимися ниже. Это вызывает повышение их активности. Они легко взаимодействуют с окружающей средой. Нарушается сплошность поверхности, что вызывает его ослабление.

Третье: Внешний слой всегда поврежден предыдущей обработкой. В результате неё происходит деформация и разрушение металла. Это сопровождается появлением микротрещин из-за превышения напряжениями предела текучести металла.

Четвёртое: происходящая на поверхности коррозия вызывает её глубокие повреждения. Коррозия интенсивно проникает по межзёрненным прослойкам и микротрещинам.

Поверхности металла, которые работают в условиях трения, подвергаются еще одному виду воздействия – износу. Этот износ нарушает кристаллическое строение верхнего слоя, что существенно снижает усталостную прочность.

Это является результатом того, что в верхнем слое концентрируются множественные и различные по природе влияния субмикро-, микро- и макродефекты. Они вызываются механическими факторами и сопровождаются технологическим условиям формирования верхнего слоя. Наружный слой имеет особую роль, заключающуюся в контакте металла с окружающей средой. Поверхностный слой имеется у каждой детали, он концентрирует напряжения. Эту концентрацию можно снизить технологическими способами, но полностью нельзя устранить.

Эти условия, разрывающие сплошность и однородность верхнего слоя в металле, которые вызывают очаги увеличенных разрывающих напряжений, делают менее трудным образование и развитие первых трещин и сильно понижают периодическую прочность металла. Наоборот, сжатие изначально-рыхлого верхнего слоя, рождают в этом слое первоначальные напряжения сжатия, хоть и на маленькой глубине, но они сильно увеличивают сопротивляемость металла периодическим нагрузкам.

Главные закономерности формирования усталостных разрушений в ходе работы получаются из анализа кривой многоциклового усталости. Самое главное для научного представления кривой многоциклового усталости металла можно взять за основу структурную неоднородность материала и модель Е. Орована [40, 57]. Эта модель включает в себя процесс микропластического деформирования и структуроразрушения пластических элементов деталей при циклическом нагружении. При определённых условиях эксплуатации в центральной точке амплитуды напряжений в материале σ_a , в ходе работы, то есть, судя по всему с увеличением числа циклов нагружения N , в металле объекта постепенно увеличивается число искажённых пластических сегментов. Этот факт говорит о том, что уменьшается число несущих упруго-деформируемых фрагментов.

В сущности это можно увидеть на рисунке 2.2. С учетом фактического рассеивания параметров диаграмм нагружения и деформации разных

участков металла детали, можно принять распределение предела текучести по нормальному закону [40, 41]. С разрушением элементов имеющих остаточную деформацию при возрастании числа циклов нагружения уменьшается количество упруго деформируемых несущих элементов (площадь под кривой распределения не заштрихованная рис. 2.2). Амплитуда фактических напряжений в упруго деформируемых элементах σ_{af} увеличивается. Это процесс приводит и к преодолению среднего предела текучести $\bar{\sigma}_T$ и предела прочности. Не разрушенная часть продолжает подвергаться разрушению хрупкого характера (происходит долом детали).

Оценкой усталостных разрушений таких деталей, как рессоры, полуоси, коленчатые валы, поворотные кулаки, и подобные, могут быть такие показатели, как глубина микротрещин, концентрация их, длина и суммарная площадь разрушения.

Определение главных причин, обуславливающих долговечность коленчатого вала, нужно знать скорость усталостных разрушений и их предельные значения. В процессе анализа коленчатых валов со шлифованием трещин критической длины [40 - 42] определили среднее значение отношения глубины (h_m) трещины к её длине (l_m) которое составило 1:10. В результате получено, что отношение h_m / l_m определяется длиной трещины, что отражено в табл. 2.1.

Таблица 2.1. Зависимость отношения h_m / l_m от длины трещины

Интервалы l_m , мм	0 - 2	2 - 4	4 - 6	6 - 8	8 - 10
Отношение h_m / l_m	1:20	1:10	1:8	1:5	1:3

Значение этого соотношения зависит от этапов роста трещины, это показано на рис. 2. 3.

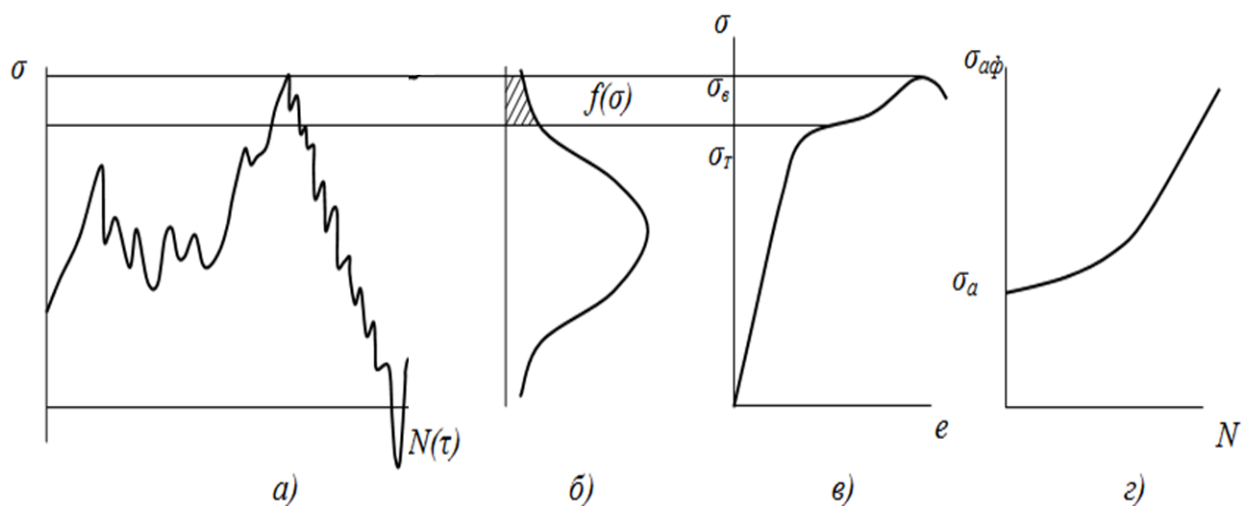


Рисунок 2.2 - Влияние неравномерности нагружения металла детали на возрастание амплитуды фактических напряжений σ_{af} с увеличением количества циклов нагружения:

- a) - изменение напряжения элементов металла;
- б) - распределение напряжений; в) – диаграмма напряжения – деформация;
- г) - рост σ_{af} в процессе динамического нагружения

На коленчатый вал в работающем двигателе одновременно действуют тангенциальные и радиальные силы.

Периодическое воздействие этих сил вызывает упругие колебания коленчатого вала (изгибных и крутильных). Основные нагрузки приходятся щеки и шатунные шейки. Стадии распространения усталостной трещины элементов КВ свидетельствует о преимущественном действии изгибающих моментов над действием крутящего момента. Рассмотренные этапы роста усталостных трещины приведены на рис. 2.3. Их начало приходится на участки концентраций напряжений (галтели, грязеуловители, отверстия для смазки) [76].

Начало усталостного разрушения коленчатого вала находится по щеке в зоне перекрытия шатунных шеек. Величина перекрытия для двигателей КАМАЗ-740 равно - 27,5 мм при диаметре шеек новых коленчатых валов.

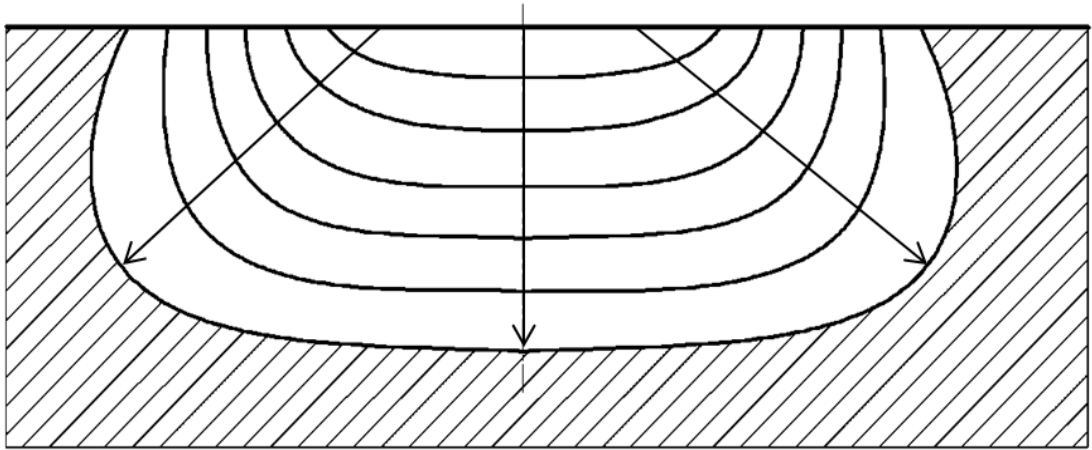


Рисунок 2.3 - Следы роста усталостной трещины

При достижении последнего ремонтного размера шеек размер перекрытия уменьшается на 2 мм (7,2%). Как показывают расчёты, напряжение изгиба увеличиваются в среднем на 8% [42]. Значительное снижение сечения, за счет растущих усталостных трещин от очагов. Это можно увидеть на рис. 2.4.

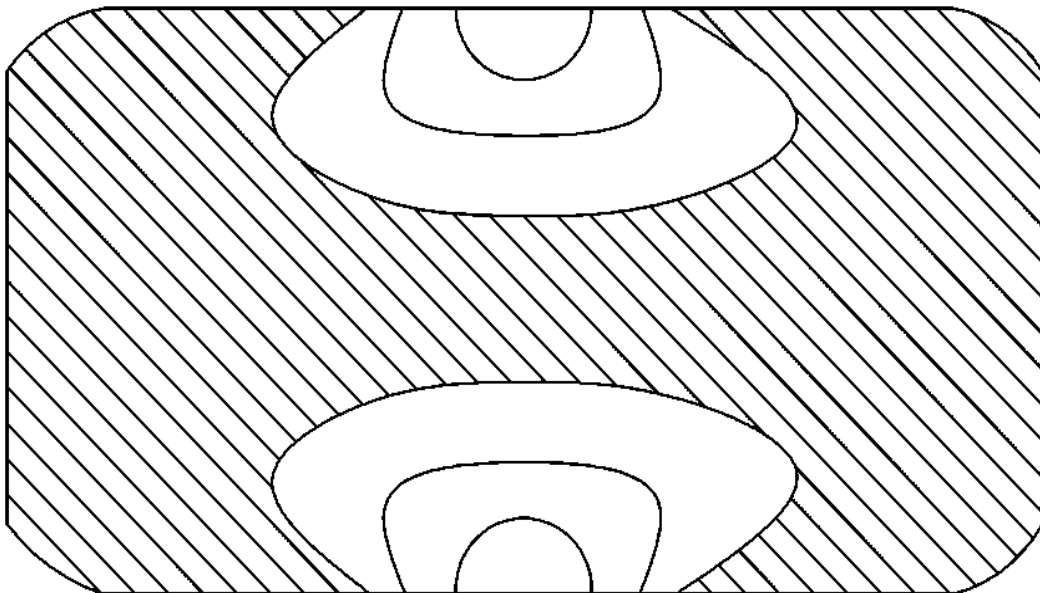


Рисунок 2. 4 - Развитие усталостных трещин

Базовые зависимости развития усталостных трещин в процессе работы могут быть рассмотрены при анализе кривой многоциклового усталости. Гипотезой для аналитического описания кривой усталости можно считать структурную неоднородность металла и модель Е. Орована [40.] Эта модель представляет величину пластического деформирования и разрушения микроэлементов металла при циклическом нагружении.

Приложение нагрузки на вал представляет сложный процесс с различными гармоническими составляющими. В связи с этим процесс можно описывать с использованием вероятностных (статистических) оценок. Отдельные значения напряжения в деталях могут превышать предел текучести и предел прочности, даже при высоком коэффициенте запаса прочности (рис. 2.2). В наиболее нагруженных участках коленчатого вала (галтели) возникают пластические деформации и усталостные трещины.

При обусловленном условиями работы среднем уровне амплитуды напряжений в коленчатом валу σ_a , то есть с возрастанием количества циклов нагружения N , в металле КВ постепенно повышается вероятность поломки P_p (площадь заштрихованная под кривой распределения напряжений на рис. 2.2). И число разрушенных пластических зёрен тоже возрастает. Поэтому уменьшается число несущих упруго-деформируемых частиц.

В процессе разрушения пластических зёрен с увеличением числа циклов нагружения уменьшается количество несущих упруго деформируемых частиц (рис. 2.2). Амплитуда фактических напряжений в упруго деформируемых частицах σ_{af} увеличивается. Это приводит к преодолению среднего предела текучести $\bar{\sigma}_T$ и предела прочности. Остальная часть сечения коленчатого вала подвержена хрупкому разрушению (происходит долом детали).

Для аналитического описания усталостного разрушения, то есть для роста глубины трещины h_p и фактической амплитуды напряжений $\sigma_{aф}$ с увеличением количества циклов нагружения N приняты определённые допущения и соотношения. Первым из них считается интенсивность поломки $\alpha_p = dh_p/dN$, «которая увеличивается прямо пропорционально фактической амплитуде действующих напряжений $\sigma_{aф}$, то есть [40]

$$\alpha_p = \frac{dh_p}{dN} = a\sigma_{aф}, \quad (2.1)$$

где a - коэффициент пропорциональности, характеризующий изменение α_p на единицу амплитуды напряжений $a = d\alpha_p/d\sigma_{aф}$ [15]».

Для определения характера зависимости $\sigma_{aф}$ от h_p следует учесть, что с ростом числа циклов нагружения N вероятность разрушения P возрастает по сложной кумулятивной зависимости. Кроме того, реальные трещины представляют сложные поверхности, поэтому зависимость $\sigma_{aф}$ от h_p , как второе допущение, можно принять линейной в виде [40]

$$\sigma_{aф} = \sigma'_\alpha + ch_p, \quad (2.2)$$

где $\sigma'_\alpha = \sigma_\alpha - \sigma_{-1}$; c - коэффициент, характеризующий изменение амплитуды напряжения на единицу глубины разрушения ($c = d\sigma_{aф}/dh_p$).

Величина σ'_α применяется в качестве свободного члена вследствие того, что усталостные разрушения начинают развиваться только при условии $\sigma_a > \sigma_{-1}$, то есть при превышении амплитуды предела усталости. С учетом зависимости (2) дифференциальное уравнение (2.1) примет вид

$$\frac{dh_p}{dN} = a\sigma'_\alpha + ach_p. \quad (2.3)$$

Интегрирование дифференциального уравнения (2.3) при начальных условиях $h_p=0$ при $N=0$ позволяет получить зависимость глубины трещины h_p от числа циклов N в виде

$$h_p = h_{p0} (e^{bN} - 1), \quad (2.4)$$

где $b=ac$ - коэффициент, с учетом смысла, параметров a и c имеет размерность, обратную N ; h_{p0} - характеризует интенсивность разрушения в начале эксплуатации, обусловленную наличием концентраторов напряжений на поверхности детали (шероховатость, микротрещины от обработки и др.), неоднородностью материала, имеет размерность глубины трещины.

С учетом зависимостей (2.2) и (2.4) получим зависимость фактической амплитуды напряжений σ_{af} от числа циклов нагружения

$$\sigma_{af} = \sigma_a' e^{bN}. \quad (2.5)$$

То есть, в процессе эксплуатации фактическая амплитуда напряжений в несущих элементах материала детали возрастает по экспоненциальной зависимости (2.5). Разрушение детали произойдет тогда (при $N=N_k$), когда σ_{af} достигнет предела прочности σ_b для оставшихся несущих элементов, то есть с учетом зависимости (2.5)

$$\sigma_b = \sigma_a' e^{bN_k}. \quad (2.6)$$

Отсюда вытекает аналитическое выражение кривой многоциклового усталости

$$N_k = \frac{l}{b} \ln \frac{\sigma_b}{\sigma_a'}. \quad (2.7)$$

Для заданных условий работы автомобиля будем считать, что за единицу пробега или в единицу времени коленчатый вал испытывает определенное количество циклов нагружения. Поэтому, приведённые зависимости объективны для таких аргументов процесса эксплуатации, как время τ и пробег l вместо N , то есть

$$\sigma_{a\phi} = \sigma'_a e^{b\tau} \quad \text{и} \quad \sigma_{a\phi} = \sigma'_a e^{bl}, \quad (2.8)$$

$$\tau_k = \frac{l}{b} \ln \frac{\sigma_b}{\sigma'_a} \quad \text{и} \quad l_k = \frac{l}{b} \ln \frac{\sigma_b}{\sigma'_a}. \quad (2.9)$$

Параметры значения b в этом случае будут отличными от значений в зависимостях (2.5) и (2.7).

Приведённые показатели усталостного разрушения коленчатого вала (глубина и длина трещины, концентрация микротрещин, площадь разрушения и др.) прямо пропорциональны глубине трещины и с ростом числа циклов нагружения и увеличивается по экспоненциальной зависимости (2.4), аналогично и с увеличением наработки τ или l .

С учётом того, что зависимость (2.4) получена для периода работы после приработки. В начале периода приработки величина напряжений и их амплитуды более высокая, чем в конце вследствие технологических отклонений. Эта величина может с большей вероятностью превышать предел текучести, что приводит к начальным разрушениям в области малоциклового усталости. В результате в конце периода приработки в детали накапливается глубина трещины h_{p0} . С учетом зависимости (2.4) общая площадь разрушений составит [40]

$$h_p = h_{p0} e^{bN}. \quad (2.10)$$

Параметры этой зависимости для прогнозирования усталостных разрушений определяются по экспериментальным данным по разработанной методике.

2.2 Обоснование способа выявления трещин коленчатых валов оценкой виброакустических колебаний при импульсном воздействии

Виброакустический способ свободных колебаний активно применяется для обнаружения трещин и других внутренних дефектов для деталей [20 - 22, 44, ,54,]. В свою очередь известно применение данного метода для обнаружения дефектов в осях и рельсах колесной пары [20]. Необходимо дать методическое пояснение потенциала применения способа, что подразумевает под собой изучение и анализ виброакустических сигналов, полученных при импульсном воздействии на коленчатый вал.

То есть, ставится задача разработки методического обоснования применимости ВА способа для обнаружения трещин в коленчатом вале (КВ). Актуальность при этом показывает идентификацию коленчатого вала как динамическую систему при ударе. Чтобы понять это нужно построить математическую модель, параметры для которой вычисляются по экспериментальным данным [52]. Это позволит провести экспресс-анализ коленчатого вала в ремонтных предприятиях.

Описание динамической системы коленчатого вала требует рассмотрение происходящих в нем колебаний после импульсного воздействия. Эта работа даёт возможность получения основных информативных параметров.

2.3 Теоретический анализ виброакустического способа дефектовки коленчатого вала при импульсном воздействии

Упругость объекта - это свойство сохранять свои первоначальные объем и форму после окончания воздействия внешних сил. Среда, обладающая свойством упругости, является упругой средой, в которой при механических воздействиях возникают упругие колебания. Они могут также возникать и в механических системах, либо в участках упругой системы, при

этом распространяются механические возмущения, которые называются акустическими (упругими) волнами [6, 18, 19, 32, 45, 60, 100].

Акустические волны широко используются при дефектовке деталей машин. При выполнении виброакустической дефектовки различных объектов используют линейную акустику, то есть деформация прямо пропорциональна приложенной силе [18, 32].

В случае совпадения направления и распространения колебаний волны, её называют продольной. Если же колебания направлены перпендикулярно распространению волны, то такие волны имеют название поперечные. Объёмные волны – обобщенное название продольных и поперечных волн. Сферой применения таких волн является выявление дефектов в материалах различного рода. При этом обязательным условием является нормальное падение объёмных волн на поверхность контроля.

Также существуют головные и поверхностные (рэлеевские) волны, которые, как следует из названия, распространяются по поверхности твёрдого тела [18, 32].

Волны Рэлея применяют для выявления дефектов поверхностного слоя. С помощью головной волны можно выявить дефекты в подповерхностном слое, на глубине не более 1-2 мм.

Для экспериментального определения параметров математической модели коленчатого вала, как динамической системы, требуется принять начальные условия и ограничения, отображённые работах М.Д. Генкина [27], В.Л. Бидермана [17], С.А. Добрынина [35], В.В. Ключева [48]:

1. При оценке свободных механических колебаний при импульсном воздействии особое место занимают фиксирование около резонансной частоты. В этом случае вопросы математической аргументации возникновения дополнительных составляющих рассматриваются в акустическом сопровождении движении объектов.

2. Возмущающие силы при ударе образуются в результате действия друг на друга соударяющихся объектов. Они могут быть определены только в путём изучения динамической деформации этих объектов.

При соударении двух тел (в нашем случае бойка и КВ по схеме на рис. 2.5) происходит общая деформация. Ею целесообразно пренебречь из-за незначительности по сравнению с местной деформацией. Поскольку взаимодействие между коленчатым валом и бойком занимает малое время (1,5...6 мс) а, время переходного импульсного процесса в исследуемом случае 160...200 мс, то входной импульс силы можно рассматривать как мгновенный.

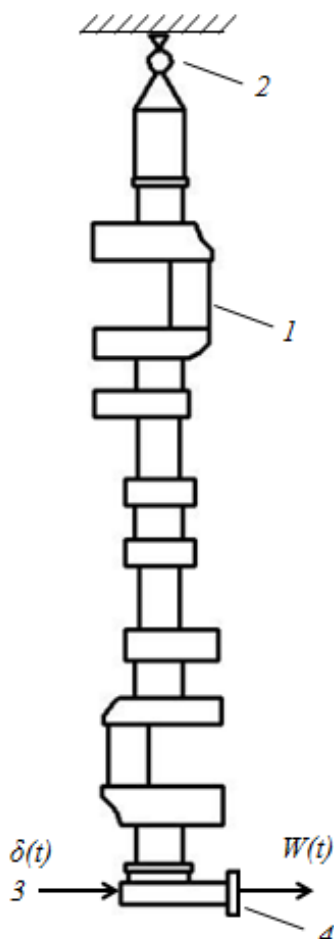


Рисунок 2.5 – Возбуждение колебаний в КВ импульсным воздействием и их приём вибропреобразователем: 1 – КВ; 2 – подвеска; 3 – боёк; 4 – датчик с вибропреобразователем;

3. При проведении экспериментальных исследований импульс силы подбирается такой величины, при котором в спектре полученного

вибраакустического сигнала будет наименьшее число частотных составляющих. При этом, надо иметь ввиду, что ослабленный импульс силы вызовет в КВ вибраакустические колебания незначительной амплитуды, что не позволяет адекватно оценить качество импульсной переходной функции (ИПФ).

4. С целью получения стабильных результатов в идентичных условиях при проведении экспериментов нужно обеспечить минимальную шероховатость поверхности соударяющихся тел. В данной работе рассматривается коленчатый вал, поверхность которого после шлифования и имеет параметр шероховатости $Ra \leq 0,16$ мкм, в свою очередь боёк имеет $Ra \leq 0,08$ мкм.

5. При местной деформации не имеет значения расположение датчика на объекте дефектовки в случаи свободных колебаниях при импульсном воздействии. Однако, для обеспечения одинаковых условий, этот датчик находится под углом 180° по отношению к бойку.

Есть множество методов аппроксимации ударных воздействий известными функциями. Наиболее часто при описании ударов δ –функция, широко используемая для решения задач автоматического управления, также применяется для описания ударных возмущающих воздействий, отвечающих условию при использовании полуволны синусоиды

$$y(t) = \sin(\omega t + \varphi), \quad (2.11)$$

δ –функция широко используемая при решении вопросов автоматического управления, также применяется для математического описания ударных импульсов, отвечает условию

$$\delta(t) = 0 \text{ при } t \neq 0, \delta(t) = \infty \text{ при } t = 0. \int_{-\infty}^{+\infty} \delta(t) dt = 1. \quad (2.12)$$

В этом случае спектр δ –функции является постоянным.

$$\delta(t) = 0 \text{ при } t \neq 0, \delta(t) = \infty \text{ при } t = 0, \int \delta(t)dt = 1 + \infty - \infty;$$

w – частота колебаний; t - время; φ - начальное значение отклонения.

На основе, разработанной в диссертации классификации (рис. 1.3) наиболее приемлемым для моделирования падающего шарика на поверхность КВ является применение δ – функции, поскольку она олицетворяет собой импульс бесконечно малой длины и описывает ударное воздействие намного меньшей длительности переходного процесса [14, 30].

Дельта-импульс применяется, когда необходимо провести анализ явлений, быстро протекающих во времени. Примером таких явлений служат ударные процессы. При использовании дельта-импульса описываемая сила за малый промежуток времени возрастает до максимума значений, а потом, также быстро возвращается к первоначальному значению.

Использование дельта-импульса даёт возможность анализировать быстрые явления. При известной длительности сигнала и формулы изменения его амплитуды во времени можно распознать переходный процесс и вычислить его параметры. Одним из видов таких процессов являются собственные колебания коленчатого вала при действии на него ударным импульс в виде δ –импульса.

2.4 Вычисление параметров колебаний при импульсном воздействии

При использовании импульсного воздействия на коленчатый вал получаем импульсную переходную функцию (ИПФ) на основании фиксации его свободных виброакустических колебаний. На практике свободные колебания в детали происходят при сопротивлении, из-за чего амплитуда колебаний снижается. Такие колебания относятся к затухающим.

Наиболее распространённым является случай, когда скорость движения в упругой среде пропорциональна силе противодействия [6, 32]:

$$F_c \sim v, F_c = -rv; \quad (2.13)$$

где r - коэффициент противодействия, знак минус показывает противоположную направленность скорости v и силы F_c . (2.8)

Рассмотрим закон движения точки, совершающей гармонические колебания в упругой среде с коэффициентом сопротивления r . В соответствии со вторым законом Ньютона, уравнение движения точки имеет вид [6, 32]:

$$ma = -kx - rv;$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{r}{m} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{k}{m} \cdot x = 0;$$

$$\omega_0^2 = \frac{k}{m};$$

$$\alpha = \frac{r}{2m},$$

где α - коэффициент затухания, определяющий его скорость. По мере затухания колебаний их энергия постепенно убывает.

Представим уравнение в дифференциальной форме:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2\alpha \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x = 0, \quad (2.14)$$

а его решение в виде $x = A \cdot e^{-\alpha t} \cos(\omega t + \varphi_0)$. (2.15)

Основными параметрами колебаний являются частота и период. При затухающих колебаниях они будут вычисляться по следующим уравнениям:

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - \alpha^2}; \quad T = \frac{2\pi}{\sqrt{\omega_0^2 - \alpha^2}}. \quad (2.16)$$

При $\alpha \rightarrow 0$, $T \rightarrow T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0}$, колебания являются гармоническими,

амплитуда которых снижается по экспоненциальному закону:

$$A = A_0 e^{-\alpha t}. \quad (2.17)$$

Рассмотрим случай, при котором амплитуда уменьшилась в e раз в течении некоторого времени τ :

$$A(t) = A_0 e^{-\alpha t}; \quad (2.18)$$

$$A(t + \tau) = A_0 e^{-\alpha(t+\tau)}; \quad (2.19)$$

$$\frac{A(t)}{A(t+\tau)} = \frac{A_0 e^{-\alpha t}}{A_0 e^{-\alpha(t+\tau)}} = e^{\alpha \tau}; \quad (2.20)$$

$$\frac{A(t)}{A(t+\tau)} = e = e^{\alpha \tau} \rightarrow \alpha \tau = 1; \quad (2.21)$$

$$\alpha = \frac{1}{\tau}, \quad (2.22)$$

где τ - время релаксации.

На основании формулы (2.17) можно сделать вывод, что коэффициент затухания обратно пропорционален времени уменьшения амплитуда в e раз. Важной характеристикой колебаний является декремент затухания D , определяемый как отношение двух амплитуд, разница между которыми составляет период.

$$D = \frac{A(t)}{A(t+T)} = \frac{A_0 e^{-\alpha t}}{A_0 e^{-\alpha(t+T)}}. \quad (2.23)$$

По значению декремента затухания можно вычислить логарифмический декремент затухания, равный логарифму D . Величина логарифмического декремента затухания определяется числом колебаний при уменьшения амплитуда в e раз.

$$\lambda = \ln D = \alpha T = \ln \frac{A(t)}{A(t+T)}; \quad (2.24)$$

$$\lambda = \alpha T = \frac{T}{\tau} = \frac{1}{N_e}. \quad (2.25)$$

Рассмотренные параметры колебаний связаны с анализом ИПФ. Основной же характеристикой колебательной системы, как указано в работе [44] является добротность.

$$Q = \frac{\pi}{\lambda} = \pi N_e = \frac{\pi}{\alpha T}. \quad (2.26)$$

Так как единица измерения α с^{-1} , а T – с, то добротность безразмерна. В данном случае, энергия виброакустических колебаний рассеивается, следовательно, по мере увеличения размеров трещины, рассеивание энергии будет увеличиваться, а добротность динамической системы коленчатого вала снижаться [24, 25]. Добротность механической системы определяется по амплитудно-частотной характеристике (АЧХ) или по её резонансной кривой (рис. 2.6.).

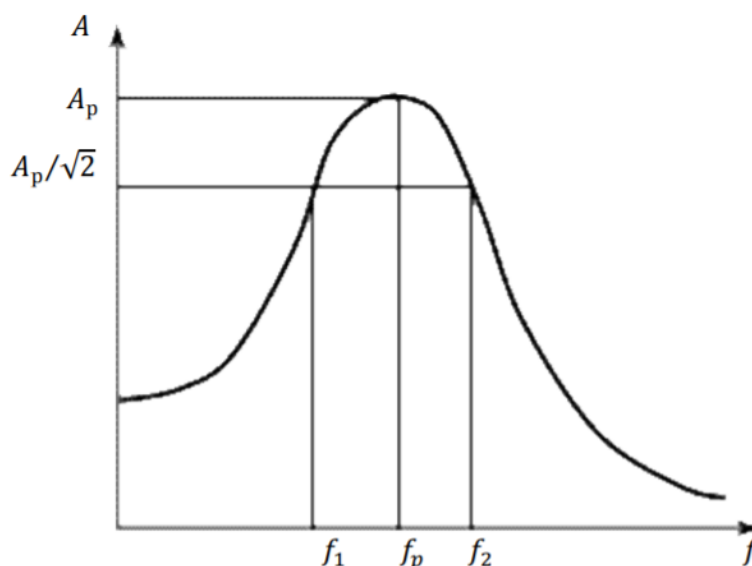


Рисунок 2.6 - Определение добротности динамической системы по АЧХ

Для динамической системы коленчатого вала добротность вычисляется из АЧХ, которую можно получить из передаточной функции, которая определяется из импульсной переходной функции. Для определения добротности необходимо измерить диапазон резонансной кривой. С этой целью вычисляют значение, отношения максимальной амплитуды к корню из двух, то есть $A_p/\sqrt{2}$. На пересечении резонансной кривой и этого вычисленного значения определяют диапазон резонансной кривой (или АЧХ)

f_2 и f_1 . Рассчитанные значения частот связаны с шириной следующим соотношением: $\Delta f = f_2 - f_1$. Добротность определяется делением резонансной частоты на ширину резонансной кривой: $Q = fp / \Delta f$

Рост трещин обуславливает, как известно [24, 25], повышение рассеивания энергии виброакустических колебаний. В этом смысле добротность является критерием качества динамической системы, и зависит от её характеристик (декремент затухания и резонансная частота). Поэтому, добротность служит определителем состояния динамической системы коленчатого вала. Распознавание математической модели коленчатого вала, как динамической системы при импульсном воздействии, и есть процедура вычисления добротности. Проанализируем коленчатый вал как составляющую динамической системы (ДС), у которой имеется входное воздействие, бойком. Оно фиксируется вибрационным датчиком и выход, а сам коленчатый вал прикрепляется к подвеске (рис 2.5). С ударом шарика (бойком), импульсное воздействие, [72, 75, 77, 86], воспринимается в виде дельта-импульса, а выходное колебание как импульсную переходную функцию (ИПФ) $w(t)$. На основании ИПФ, вычисляется параметр, динамической системы КВ, позволяющий однозначно идентифицировать состояние вала на наличие дефектов – это добротность.

2.5 Распознавание модели динамической системы коленчатого вала без трещины и с трещиной

После получения вибросигнала от датчика и его обработки (фильтрации) визуальное изображение отражается на экране дисплея компьютера. Характерная ИПФ для динамической системы КВ без дефекта и с трещиной иллюстрирована на рис. 2.7.

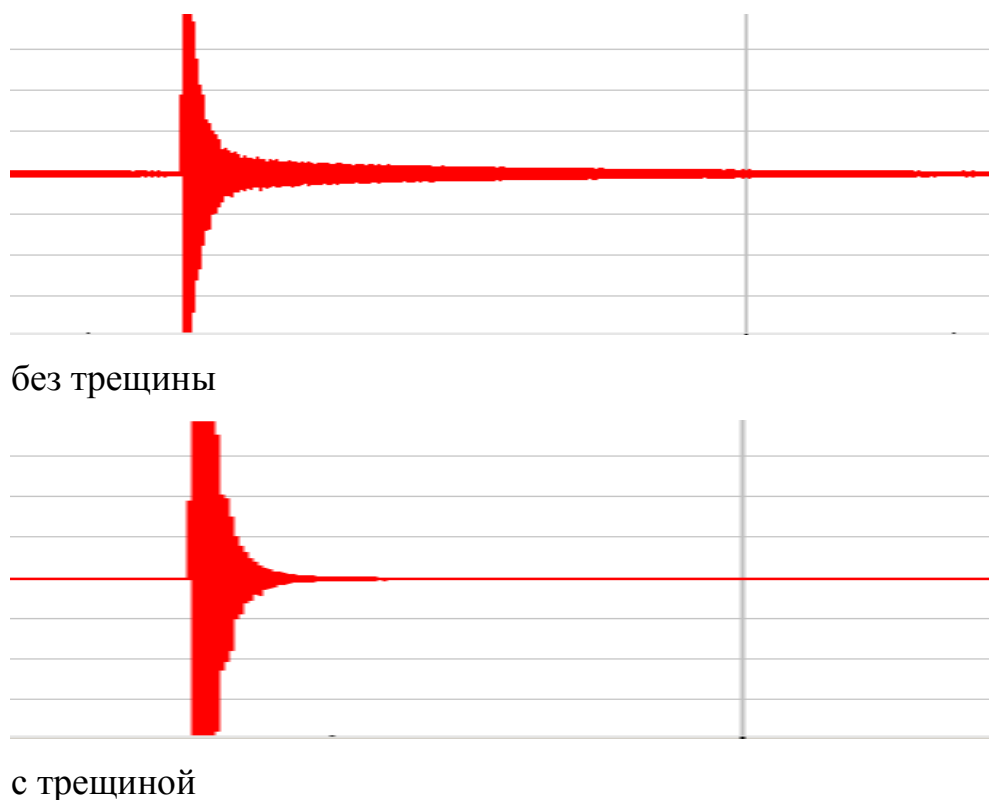


Рисунок 2.7 - Импульсная переходная функция для КВ.

Данные сигналы явно свидетельствуют о том, что вал без трещины имеет большее время релаксации, чем вал с трещиной и меньший набор частот. Это подтверждает и звуковой файл, показывающий более длительный и чистый сигнал у вала без трещины.

Данная импульсная переходная функция (ИПФ) описывается уравнением:

$$A(t) = A_0 e^{-\alpha t} \sin(\omega_0 \cdot t) \quad (2.27)$$

27

где α – коэффициент затухания, ω_0 – частота колебаний системы, A_0 – начальная амплитуда переходного процесса. Применяя преобразование Лапласа к импульсной переходной функции (2.27), получим передаточную функцию КВ как динамической системы:

Далее определяем амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) динамической системы КВ по формуле:

$$A^2(\omega) = |W(j\omega)|^2 \quad (2.28)$$

На основании анализа ИПФ и полученной АЧХ формируется график. По этому графику устанавливается добротность динамической системы (рис. 2.8.).

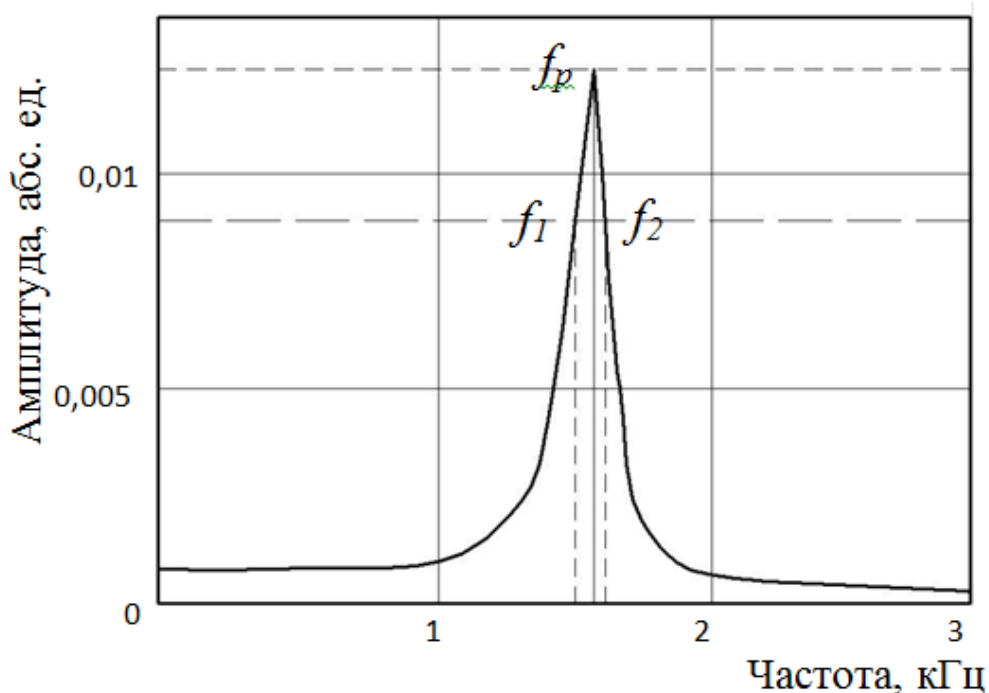


Рисунок 2.8 Амплитудно-частотная характеристика КВ без трещины

Базируясь на амплитудно-частотной характеристике рассчитывается добротность по формуле (2.20), то есть, $Q = f_p / (f_2 - f_1) = f_p / \Delta f$. Таким образом, получена передаточная функция коленчатого вала, как динамическая система. Величина параметров k , T , γ определяется размерами, массой и металлом коленчатого вала. Передаточная функция зависит от типа коленчатого вала и для её распознавания требуется эксперимент по специальной методике. Распознавание модели коленчатого вала с трещиной (рис. 2.9) производится по той же методике.

При анализе свободных колебаний механических систем согласно Генкину М.Д. [27] наиболее значимы измерения, выполненные вблизи резонансной области. Исходя из того что частоты около резонансной области находятся близко друг к другу, то при разработке математической модели используют так же общий декремент затухания α . По приведённым

формулам в среде Mathcad строится АЧХ динамической системы коленчатого вала.

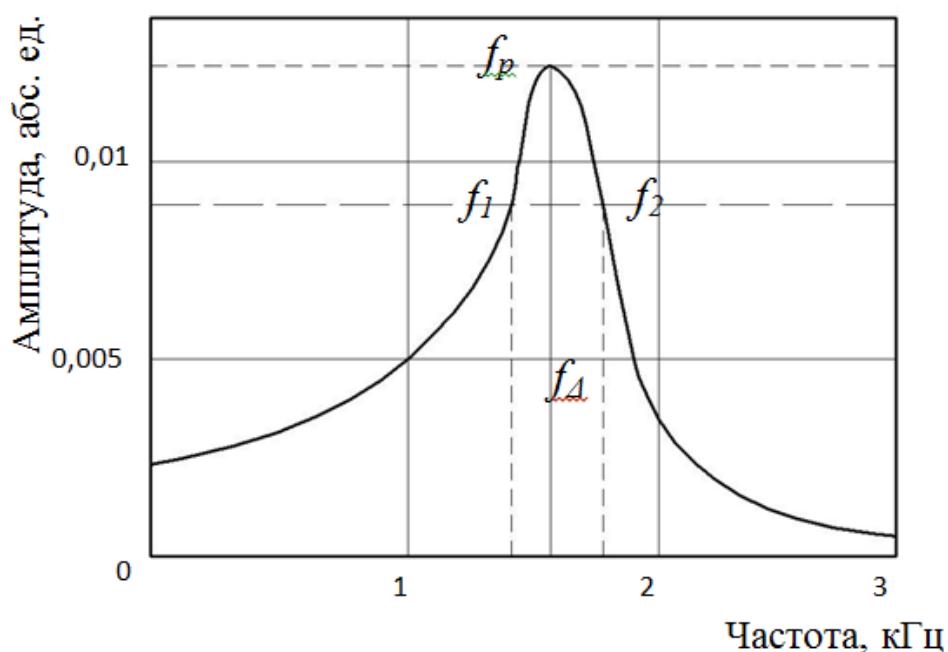


Рисунок 2.9 - АЧХ ДС КВ с трещиной.

Добротность получают используя амплитудно-частотную характеристику. Эта характеристика для коленчатого вала с трещиной будет ниже, чем у коленчатого вала без трещины.

Внешним отличием добротного вибросигнала является длительное и звонкое звучание. Это характерно для колебаний с малым диапазоном резонансных частот. При наличии трещины в коленчатом валу сигнал получается коротким и глухим. Это характерно для колебаний с большим диапазоном резонансных частот.

Методика определения добротности динамической системы коленчатого вала при использовании его анализа, может быть описана последовательностью (рис. 2.10):

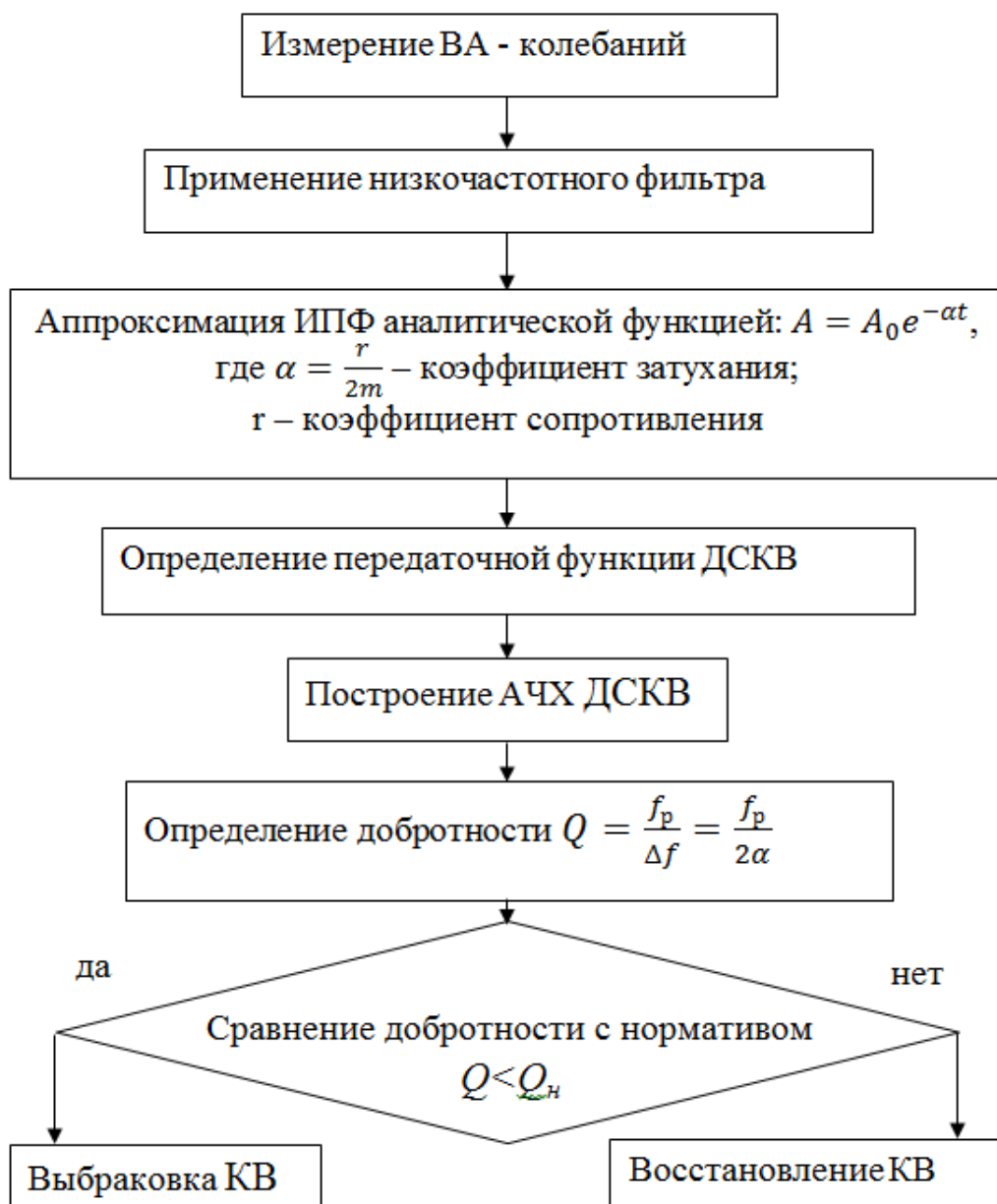


Рисунок 2.10 - Алгоритм идентификации ДС КВ
и вычисления добротности

1. Измерение виброакустических колебаний коленчатого вала при импульсном воздействии.
2. Применение к полученному сигналу низкочастотной фильтрации.
3. Аппроксимация ИПФ при помощи формул.
4. Вычисление передаточной функции ДС коленчатого вала.
5. Построение АЧХ ДС коленчатого вала при использовании программного продукта MATLAB.

6. Расчёт добротности системы по полученной АЧХ.
7. Сравнение расчётной добротности ДС с номинальной величиной добротности.
8. Выбраковка коленчатого вала при обнаружения в нём дефекта и утилизация.
9. При соответствии добротности рассматриваемого коленчатого вала нормативным значениям - его восстановление.

В результате аналитических исследований, обоснована методика определения добротности коленчатого вала как динамической системы. Методика представлена в виде ряда последовательных этапов.

2.6 Зависимость параметров виброакустических сигналов коленчатого вала от уровня его усталостного разрушения

Проведённый обзор способов виброакустической дефектовки деталей, для коленчатого вала предпочтительным является импульсное воздействие.

При отсутствии разрушений (трещин) Виброакустический сигнал затухает довольно продолжительно. Это значит, что его энергия мало рассеивается в плотной (сплошной) среде коленчатого вала. При наличии разрушений (трещин) цельность вала нарушается и ВА сигнал рассеивается на поверхности трещин. Это проиллюстрировано на рис. 2.11.

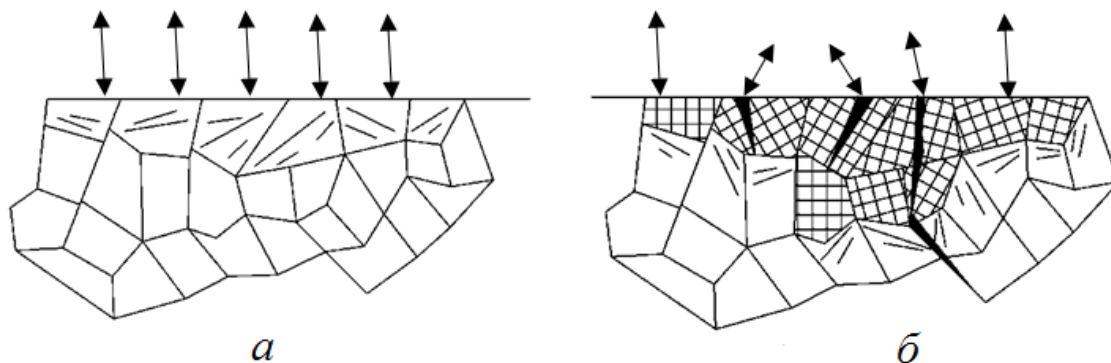


Рисунок 2.11 - Схема рассеивания энергии ВА сигнала по бездефектной поверхности (а) и по поверхности с трещинами (б)

При рассеивании сигнала часть его не фиксируется вибродатчиком из-за отклонения направлений отражённого сигнала. При этом поперечное колебание частично переходит в продольное. Это видно на рис.2.12.

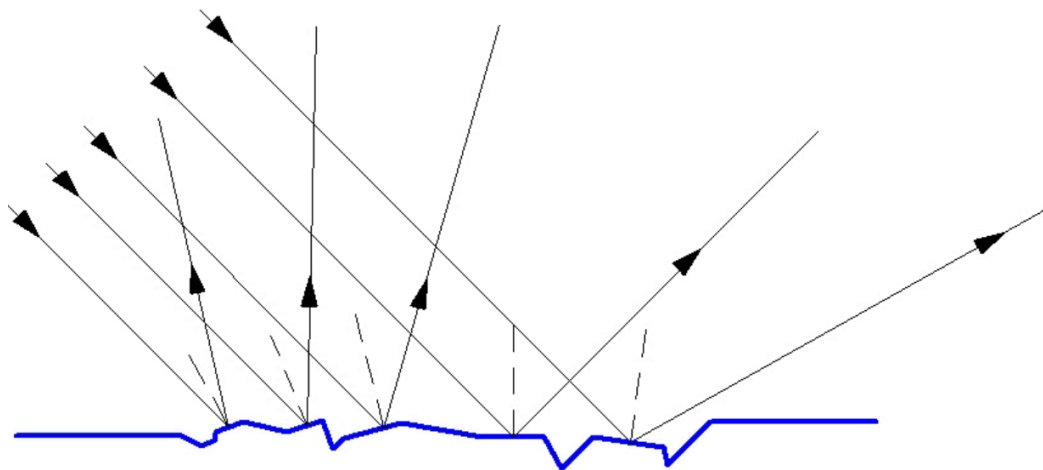


Рисунок 2.12 Рассеивание вибросигнала при отражении

Это имеет сходство с тем, что если даже исправный вал (без трещин) опустить в сыпучую среду, например в песок, то на самом деле никакого звука не услышим. Как рассмотрено в п. 2.1, согласно модели Ивановой и Терентьева, в результате усталости поверхность металла становится рыхлой, пористой [57].

Очевидно, что степень рассеивания сигнала будет пропорциональна глубине трещин, поскольку при этом количество отражений сигнала от поверхности трещин увеличивается. Следовательно, добротность сигнала с увеличением глубины трещин (дефектов) будет снижаться. С учётом сложного свойства сигнала и растущих усталостных трещин эту зависимость можно описать линейной убывающей зависимостью:

$$Q = Q_0 - b \cdot X, \quad (2.29)$$

где Q_0 – добротность ДС эталонного (бездефектного) вала; b – коэффициент пропорциональности; X – размер (длина или глубина) трещины.

2.7 Зависимость виброакустических параметров коленчатого вала от наработки

Как рассмотрено в предыдущем параграфе, добротность динамической системы коленвала с ростом трещин снижается. Размер же трещин (длина, глубина) с ростом наработки в процессе эксплуатации увеличивается по экспоненциальной зависимости (2.10). С учётом зависимости, приведённой ранее (2.29), обоснуем зависимость добротности динамической системы коленчатого вала от наработки

$$Q = Q_0 - b(X_0 \exp(cl)). \quad (2.30)$$

Зависимость является четырёхпараметрической, на практике можно аппроксимировать её полиномом второй степени. Параметры зависимости рассчитаем по методу наименьших квадратов по экспериментальным данным используя программное средство EXCEL.

$$Q = Q_0 - al - dl^2, \quad (2.31)$$

где все параметры с учётом знаков формулы (2.31) больше нуля.

2.8 Выводы

1. Процесс разрушения при усталости определяют возвратно-поступательные движения дислокаций и их взаимодействия между собой и другими дефектами кристаллической решетки. В поверхностном слое сосредотачиваются многочисленные и разнообразные субмикро-, микро- и макродефекты, вызванные технологическими условиями его образования, а также в силу особой роли его как поверхности раздела между металлом и окружающей средой. Последовательность модели физического предела усталости: дислокации – субмикро – микро – макротрещины – разрушение.

2. При эксплуатации коленчатого вала, особенно высокие динамические нагрузки, несут шатунные шейки и щеки. Характер разрушений элементов коленчатого вала показывает на преимущественное действие изгибающих моментов и меньшее действие крутящего момента.

3. С повышением количества циклов нагружения в металле детали закономерно увеличивается вероятность разрушения и возрастает число повреждённых пластических элементов, что сокращает количество несущих упруго деформируемых частиц. Следовательно, амплитуда фактических напряжений в них также возрастает, что приводит и к преодолению предела текучести и предела прочности. Оставшаяся часть детали претерпевает хрупкие разрушения.

4. В процессе работы амплитуда фактических напряжений в неразрушенных элементах металла детали возрастает по экспоненте (2.5), что обосновывает уравнение кривой многоциклового усталости (2.7) и экспоненту (2.10) глубины усталостной трещины от числа циклов нагружения и наработки.

5. Показана актуальность использования виброакустической дефектовки для обнаружения трещин в коленчатых валах при импульсном воздействии. Получены математические модели коленчатого вала с дефектом (трещиной) и без дефекта для формирования амплитудно-частотной характеристики. Эта характеристика однозначно определяет его добротность, как оценочный показатель степени его разрушения.

6. Разработан алгоритм процесса выявления дефектов в структуре коленчатого вала по импульсной переходной функции на основе оценки его добротности, как динамической системы.

3 ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ РАБОТЫ

3.1 Программа и общая методика исследования

Обоснованная цель и поставленные задачи послужили базой разработки программы исследования. Она включает этап теоретических, экспериментальных работ и обоснования практических рекомендаций (рис.3.1).

На этапе теоретических исследований выполнен анализ технического состояния коленчатого вала. В процессе работы существенная доля отказов приходится на усталостные разрушения. Аргументированы математические модели развития показателей усталостного разрушения коленчатого вала в процессе работы. Разработанные модели носят вероятностный характер. Это обусловлено сочетанием действия многих факторов, в том числе и случайных. Математическое моделирование выполняли используя теоретические основы сопротивления материалов, технической диагностики, математической статистики и механических колебаний [65].

Для реальной оценки технического состояния коленчатого вала автомашин после разработки математических моделей определяли параметры его разрушения в реальных эксплуатационных условиях и в лабораториях по опытным данным с использованием корреляционно-регрессионного анализа.

Для сбора экспериментальных данных по реальному состоянию коленчатого вала дизелей разработаны конкретные методики экспериментальных исследований. На основе их результатов разрабатываются практические рекомендации, которые используются при совершенствовании технологии восстановления коленчатого вала дизеля. По результатам их внедрения дается оценка технико-экономических результатов исследований.

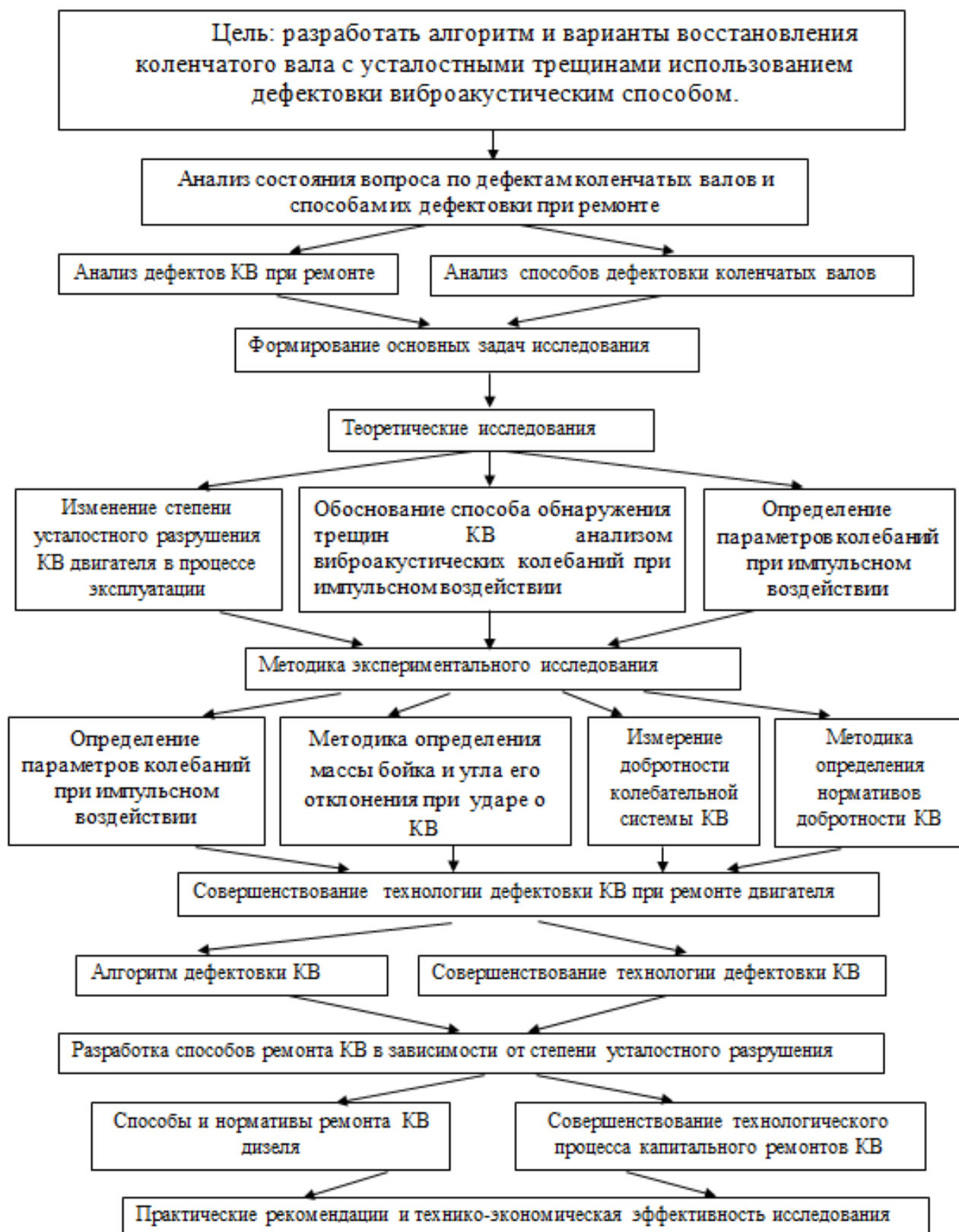


Рисунок 3.1 - Этапы программы и общей методики исследования

3.2 Методика экспериментального исследования

Для исследований ВА колебаний КВ используется обоснованный интегральный способ свободных колебаний, возбуждённых в объекте импульсным (ударным) воздействием. ВА колебания в виде ИПФ регистрируются измерителем шума и вибраций ВШВ-003-М3 (рис. 3.2). В нём звуковые и механические колебания объектов контроля преобразуются в пропорциональные им электрические сигналы, которые затем усиливаются и измеряются. Измеритель использует вибропреобразователи ДН-3-М1 и ДН-4-М1, которые закрепляются на КВ магнитом (рис. 3.3).



Рисунок 3.2 - Измеритель шума и вибраций ВШВ-003-М3

Контролируемый КВ закрепляется к подвеске за передний фланец (рис. 3.3). К заднему противовесу с использованием магнита крепится пьезодатчик. Рядом с коленчатым валом на кронштейне устанавливается с подвешенный на нити груз. Этот груз представляет собой шарик из стали ШХ-4. На кронштейне (рис. 3.4) крепится шкала в градусах. Она служит для измерения силы удара бойка о поверхность коленчатого вала.



Рисунок 3.3 - Схема действия бойка и крепления датчика в экспериментальной установке



Рисунок 3.4 - Шкала для изменения угла отклонения бойка по КВ

Измеритель шума и вибраций ВШ-003-М3 в данной системе представляет согласующее устройство между пьезодатчиком и персональным компьютером (ПК). Он подключается с помощью разъёма размером 3,5 дюйма к аудиокарте ПК, служащим аналого-цифровым преобразователем (АЦП). ПК со специализированным программным обеспечением для записи виброакустических колебаний с КВ (рис. 3.5) осуществляет это в файлы формата wav для последующей обработки.

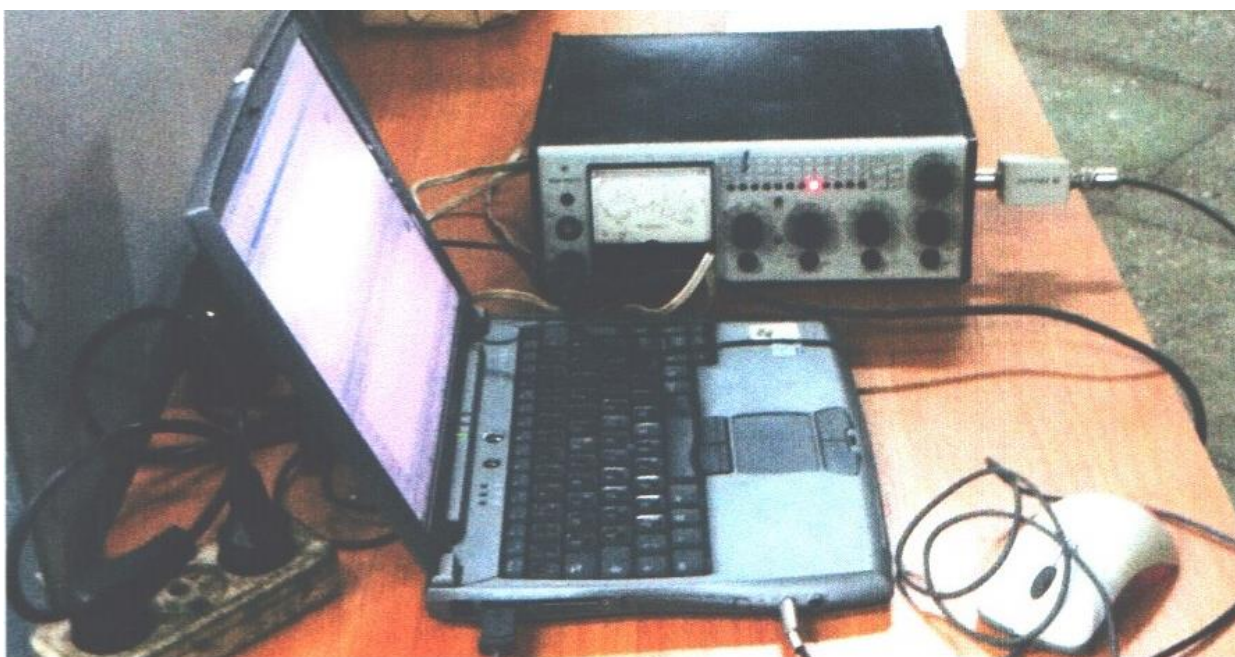


Рисунок 3.5 - Измерительное устройство виброакустической дефектовки коленчатых валов

Длину трещин определяли с использованием магнитного дефектоскопа (рис. 3.6) и мерной линейки с ценой деления 1 мм. Измерения выполняли на участке дефектовки в лаборатории кафедры ОПБС ИнЭТС СГТУ имени Гагарина Ю.А. (рис. 3.7) и на участке дефектовки КВ завода «Ремдизель».

Оценку полученных виброграмм коленчатого вала выполняет программное обеспечение MATLAB [52, 53]. В основе его лежит ускоренное преобразование Фурье. Программное обеспечение MATLAB оценивает гармонические характеристики и опирается на приближённое описание виброакустического сигнала. В результате вычисляется добротность динамической системы коленчатого вала.



Рисунок 3.6 – Вид трещины на шатунной шейки, обнаруженная при помощи магнитного дефектоскопа



Рисунок 3.7 - Дефектовочный участок коленчатых валов
в лаборатории СГТУ

На рис. 3.8 графически изображён виброакустический сигнал в виде импульсной переходной функции (ИПФ). В этом случае определяется

максимум амплитуды. Формируется график и с отметкой частоты максимума (рис. 3.9).



Рисунок 3.8 - Импульсная переходная функция

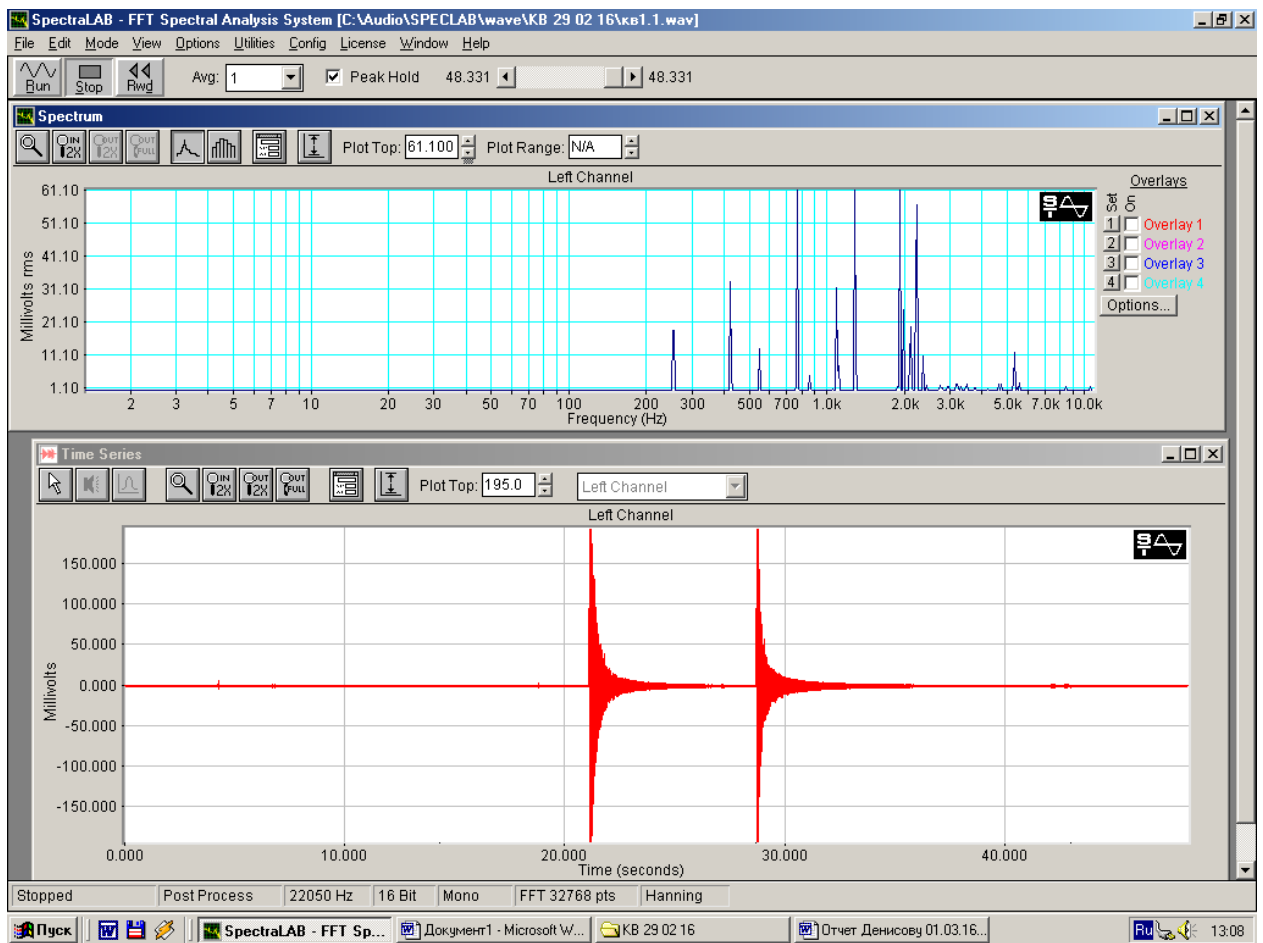


Рисунок 3.9 - Результаты обработки спектра Фурье с выделением максимальной частоты и записи виброакустического сигнала

Таким образом, используемое программное обеспечение позволяет получать параметры по экспериментальным данным. Это обеспечивает достаточную точность характеристик импульсной переходной функции коленчатого вала.

3.2.1 Методика определения массы бойка

Высокая точность экспериментальных исследований возможна за счёт использования программного обеспечения, но и одинаковость условий опытов. Это касается массы бойка. Для сравнения дефектов различных коленчатых валов требуется аргументировать массу бойка.

Путём экспериментов находили характеристики ВА сигнала при изменении массы и материала шарика. При этом использовали бойки выполнения из свинца. Их масса составляла 20, 32, 40, 60 г. Стальные бойки имели массу - 7, 9, 17, 25, 52, 113 г. Для достоверности данных число испытаний было 25 в каждом опыте.

Это число измерений рассчитывали по известной методике [43, 53], использующей критерий Стьюдента, рассеивание результатов измерения и требуемую точность измерений. Сопоставление сигналов приведено (рис. 3.10). Оно показывает, что наиболее предпочтителен боёк (шарик) из стали массой 20-25 г. При этом в сигнале существенно меньше высокочастотных составляющих. Средняя частота при резонансе составляет 1-1,5 кГц.

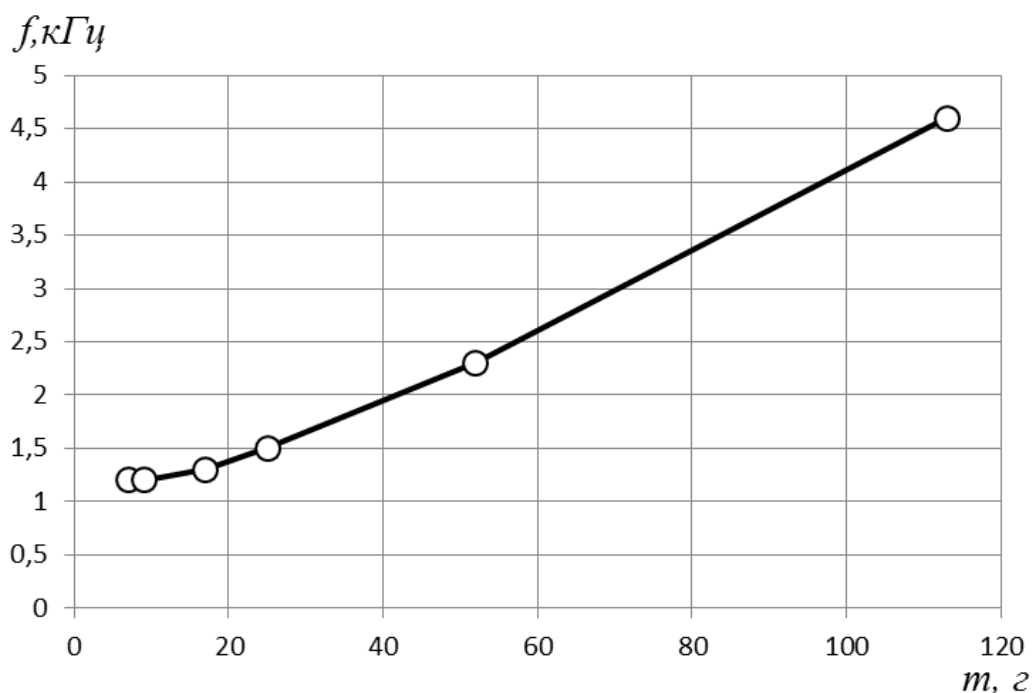


Рисунок 3.10 – Зависимость максимальной частоты колебаний КВ от массы стального бойка

Стальной шарик не подвержен пластической деформации в отличие от свинцового что позволяет получать сигнал с меньшими искажениями.

3.2.2 Методика обоснования угла отклонения бойка

Вторым условием импульсного воздействия на коленчатый вал представляет угол отклонения нити бойка. Этот угол должен быть постоянным и рациональным при всех опытах (рис.3.11). Выполненные эксперименты проводились при значениях угла отклонения нити груза от 10 до 60 градусов (по 25 измерений) (рис.3.12). Из этого видно, что с увеличением угла отклонения нити бойка в ИПФ появляются дополнительные частотные составляющие (рис. 3.12). Для снижения их количества угол отклонения приняли 30 градусов.

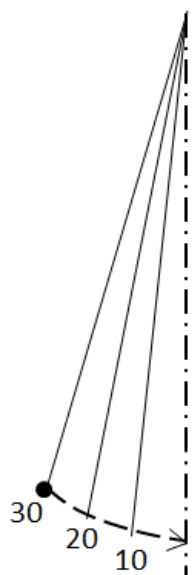


Рисунок 3.11 – Схема импульсного воздействия бойка в виде маятника на КВ

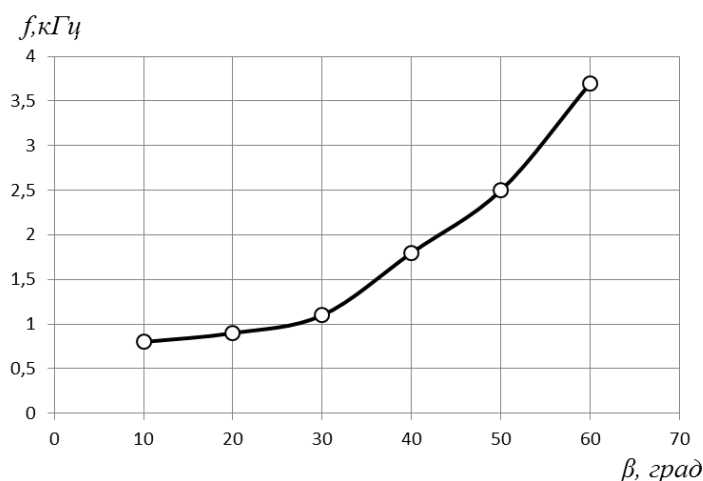


Рисунок 3.12 – Зависимость максимальной частоты колебаний КВ от угла отклонения бойка

По подобной методике определили место установки вибродатчика на коленчатом валу. По мощности ВА сигнала нашли, что лучшим местом для установки является нижний (не съёмный) противовес коленчатого вала.

3.3 Методика анализа виброакустического сигнала

Виброакустический сигнал динамических систем [52, 53] имеет три составляющих: низкочастотных, среднечастотных и высокочастотных в сопоставлении с частотой собственных колебаний. Программное обеспечение путём преобразования Фурье вычисляет параметры экспоненты

для амплитуды сигнала от времени (рис. 3.13). По длительности кривая останавливается при достижении амплитуды заданного значения (релаксации, чаще всего это 5 % от начального значения амплитуды)

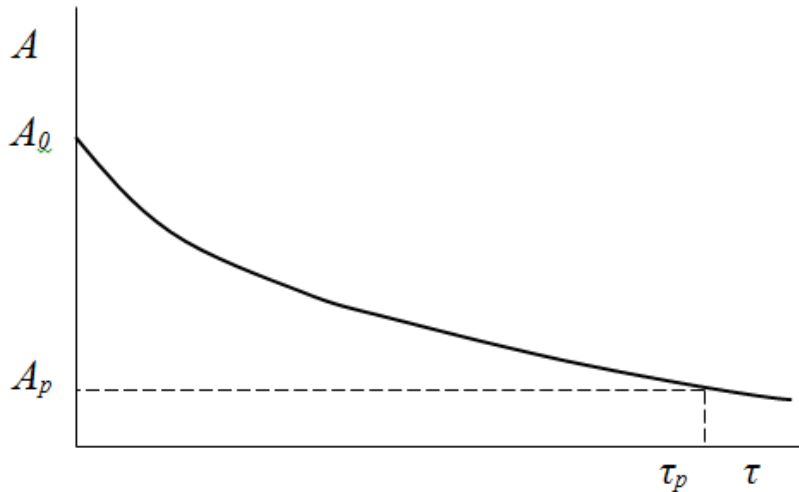


Рисунок 3.13 - Снижение во времени амплитуды колебаний

$$A = A_0 \cdot e^{-\alpha \tau}, \quad (3.1)$$

где A_0 – начальная амплитуда; α – коэффициент затухания; A_p – амплитуда релаксации; τ_p – время релаксации.

$$\text{При } \tau = \tau_p, \quad A = A_0 \cdot e^{-\alpha \tau_p}.$$

Пользуясь логарифмическим преобразованием получим

$$\ln A_p = \ln A_0 - \alpha \tau_p,$$

тогда

$$\tau_p = \frac{\kappa_p}{\alpha} \ln \frac{A_0}{A_p}, \quad (3.2.)$$

κ_p – степень релаксации (снижения).

$$k_p = \ln \frac{A_0}{A_p}. \quad (3.3)$$

Добротность динамической системы вычисляется по формуле [52, 53]

$$Q = \frac{\pi}{\alpha T} = \frac{\pi}{\frac{k_p T}{\tau_p}} = \frac{\pi \tau_p}{T}, \quad (3.4)$$

$$Q = \frac{\pi \tau_p}{\frac{1}{\omega}} = \omega \pi \tau_p, \quad (3.5.)$$

где T – период колебаний, обратный по величине частоте, то есть; τ_p – время релаксации.

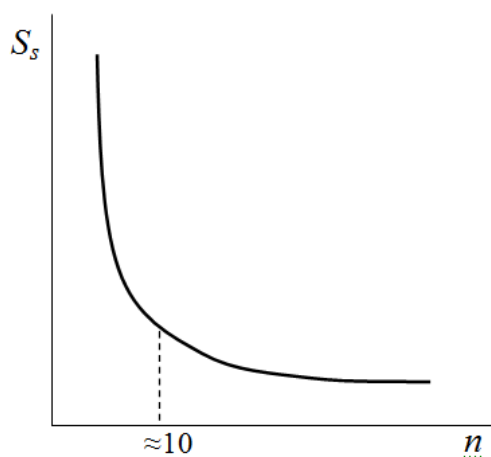
Из приведённых уравнений видно, что добротность системы линейно связана со временем релаксации при фиксированной частоте колебаний. Время релаксации устанавливается по импульсной переходной функции с дисплея компьютера при использовании специальной заставки (ограничителя).

3.4 Методика вычисления объёма выборки валов ремфонда

Минимальное число измерений зависит от соотношения требуемой с практической точки зрения точности прогнозирования и точности единичного измерения.

Погрешность среднеквадратического отклонения S_s с увеличением числа измерений стремится к нулю

$$(S_s = \frac{S}{\sqrt{2(n-1)}}). \quad (3.6)$$



Значительное снижение S_s происходит до ≈ 10 , затем устанавливается около относительно стабильных значений (устойчивое значение) (рис. 3.14). Относительная величина w среднеквадратического отклонения S по сравнению со средней арифметической величиной \bar{x} называется коэффициентом вариации

Рисунок 3.14 - Зависимость S_s от n

$$w = \frac{S}{\bar{x}} \cdot 100 \% \quad (3.7)$$

Погрешность (точность) среднего значения оценивается его

среднеквадратическим отклонением $S_{\bar{x}} = \frac{S}{\sqrt{n}}$. Следовательно, чтобы

повысить точность в два раза, нужно число измерений увеличить в четыре раза.

Минимальное число измерений (объём выборки) определяется по формуле (ГОСТ 17510-72).

$$n = \frac{t_q^2 w^2}{\varepsilon^2}, \quad (3.8)$$

где t_q - коэффициент, зависящий от доверительной вероятности q (аналогичный коэффициент Стьюдента только при $n = \infty$); ε - относительная погрешность вычисления случайной величины (требуемая точность результата); w - коэффициент вариации.

При принятом значении доверительной вероятности q коэффициент t_q определяют допустимую величину [43]; w - выбирают по результатам предыдущих проверенных исследований; ε - задают из практических задач (для исследования усталостных разрушений деталей машин зачастую принимают $\varepsilon = 10\%$).

Для вычисления коэффициентов зависимости параметров технического состояния КВ от их наработки (пробега) следует определить их минимальное количество для измерений. По аналогичной методике определяется и минимальное число измерений по одному двигателю (объекту) в процессе работы.

Из ранее выполненных разработок или из литературных данных [40 - 43] выбираем коэффициент вариации параметра технического состояния 0,3. На практике обычно используют параметр точности, который имеет относительную погрешность 0,1 (10%). Из источника [43] при доверительной вероятности 0,9 и большом числе наблюдений выбираем коэффициент Стьюдента 1,64. Используя приведённые величины по формуле (3.8) вычисляем минимальное количество объектов измерения

$$n = (1.64^2 \cdot 0.3^2) / 0.1^2 = 24.2$$

Округлённо принимаем минимальное количество объектов измерений равное 25.

3.4 Выводы

1. Таким образом, предложенные программа и методика измерения и обработки виброакустического сигнала позволяют достоверно оценивать уровень усталостного разрушения коленчатого вала двигателя по величине таких параметров, как время релаксации и добротность.

2. Разработана методика определения добротности КВ, как колебательной системы и установлена её линейная связь с временем релаксации.

3. Минимальный объём выборки измеряемых коленчатых валов различных модификаций двигателей равен 25 штук.

4. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

4.1. Зависимость параметров виброакустического сигнала коленчатого вала от уровня его усталостного разрушения

Оценку достоверности зависимости проводили экспериментально в условиях лаборатории кафедры ОПБС СГТУ имени Гагарина Ю.А. и на производстве на заводе «Ремдизель» ПАО «КАМАЗ» и АО «Межгородтранс» г. Саратова. В процессе фиксации ВА сигнала также регистрировали следующие характеристики КВ: количество видимых трещин по результатам магнитной дефектоскопии (длиной не менее 2 мм); максимальную длину трещин; место её расположения; год выпуска вала и его конструктивные отличия (базового двигателя или или ЕВРО).

Всего было проанализировано 95 КВ, из которых 38 базовых двигателей, а остальные двигателей ЕВРО (без полости центробежной очистки масла в шатунных шейках). В результате анализа были построены зависимости добротности ДС КВ от параметров, характеризующих уровень его усталостного разрушения. Значения приведены в табл. 4.1 – 4.4. Графически эти результаты изображены на рис. 4.1, 4.2, 4.4, 4.5.

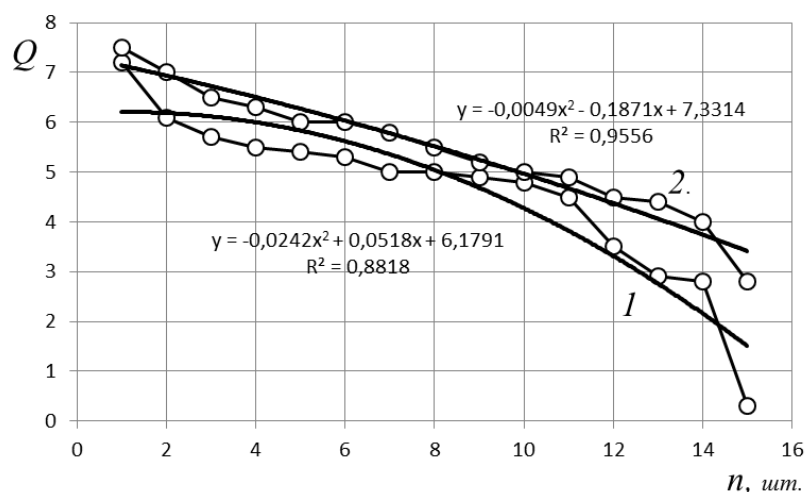


Рисунок 4.1. Зависимость добротности ДС КВ от количества трещин: 1 – ЕВРО; 2 – базовый

Таблица 4.1. Зависимость добротности ДС КВ от числа трещин

Число трещин на КВ	Двигатель ЕВРО	двигатель базовый
1	7,2	7,5
2	6,1	7
3	5,7	6,5
4	5,5	6,3
5	5,4	6
6	5,3	6
7	5	5,8
8	5	5,5
9	4,9	5,2
10	4,8	5
11	4,5	4,9
12	3,5	4,5
13	2,9	4,4
14	2,8	4
15	0,3	2,8

Таблица 4.2. Зависимость добротности от максимальной

длины трещины

Длина трещины, мм	Двигатель ЕВРО	Двигатель базовый
2	7,2	8,1
6	6,1	6,7
8	5,7	6,3
9	5,5	6,1
10	5,4	5,9
11	5,3	5,8
12	5	5,7
13	5	5,8
14	4,9	5,4
15	4,6	4,9
16	4,5	4,9
18	3,5	3,9
21	2,9	3,2
23	2,8	3,1
28	0,3	0,9

Значения всех экспериментальных точек на графиках являются усреднёнными величинами показателей в соответствии с увеличением наработки двигателей и уровня усталостного разрушения КВ (количество трещин, максимальной длины трещины, глубины трещины).

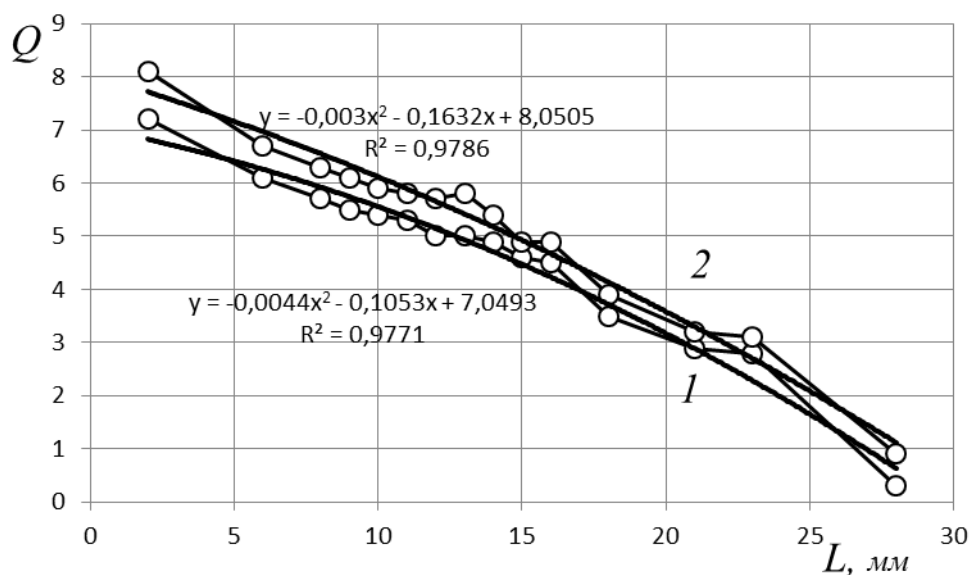


Рисунок 4.2. Зависимость добротности КВ от максимальной длины трещины: 1 – ЕВРО; 2 – базовый

Таблица 4.3. Зависимость добротности ДС КВ от глубины трещины

Глубина трещины, мм	Двигатель ЕВРО	Двигатель базовый б
1	7,2	8,2
5	6,3	7
7	6,1	6,8
9	5,7	6,3
11	5,4	5,9
12	5,3	5,8
13	5	5,5
14	4,8	5,3
15	4,6	5

Таблица 4.4. Зависимость добротности ДС КВ от наработки

Наработка КВ, тыс.км	Двигатель ЕВРО	Двигатель базовый
1	9,6	10,7
2	9,8	10,3
3	9,4	10,2
20	9,2	10,1
40	9,2	10
60	8,6	9,5
80	8,1	9
100	7,9	8,7
120	7,5	8,3
140	7,3	8
160	6,7	7,4
200	5,8	6,5
230	5	5,5
250	3,8	5,2
280	2,6	3,8

Параметры приведённых зависимостей, вычисленные с применением программного продукта «Excel», использующего метод наименьших квадратов [16, 43, 85, 90], приведены в табл. 4.5.

Таблица 4.5. Параметры зависимости добротности КВ от количества трещин и максимальной длины трещины КВ базового двигателя

Зависимость Q от n	a	b	c	R^2
Линейная	7,5552	-0,2661		0,9507
Полином 2 степени	7,3314	-0,1871	0,0049	0,9556
Q от L				
Линейная	7,2762	-0,3854		0,819
Полином 2 степени	8,0505	-0,1632	-0,003	0,9786
Q от h				
Линейная	8,2869	-0,2159		0,994

ЕВРО КВ

Зависимость Q от n	a	b	c	R^2
Линейная	7,6762	-0,3354		0,819
Полином 2 степени	6,1791	0,0518	-0,0242	0,8818
Q от L				
Линейная	7,8546	-0,2884		0,9548
Полином 2 степени	7,0493	-0,1053	-0,0144	0,9771
Q от h				
Линейная	7,3229	-0,1782		0,9927

Из рис. 4.1, 4.2 видно, что зависимость добротность от количества трещин и длины трещины нелинейная. Судя по(параметру достоверности R^2 для полинома он выше, чем для линейной зависимости в среднем на 7,5 %). Это объясняется тем, что увеличение интенсивности снижения добротности с ростом длины трещины не прямо пропорционально связана с уровнем усталостного разрушения, о чём свидетельствуют работы [40-42].

На рис. 2.3 схематично показаны стадии роста усталостной трещины, а в табл. 2.1 приведены экспериментально полученные соотношения глубины и длины трещины[42]. С учётом этого соотношения на рис. 4.3 показана

зависимость глубины трещины от её длины, Эта зависимость не линейна, (судя по параметру достоверности, приведённому на графике). Наибольшая степень достоверности соответствует полиному второй степени.

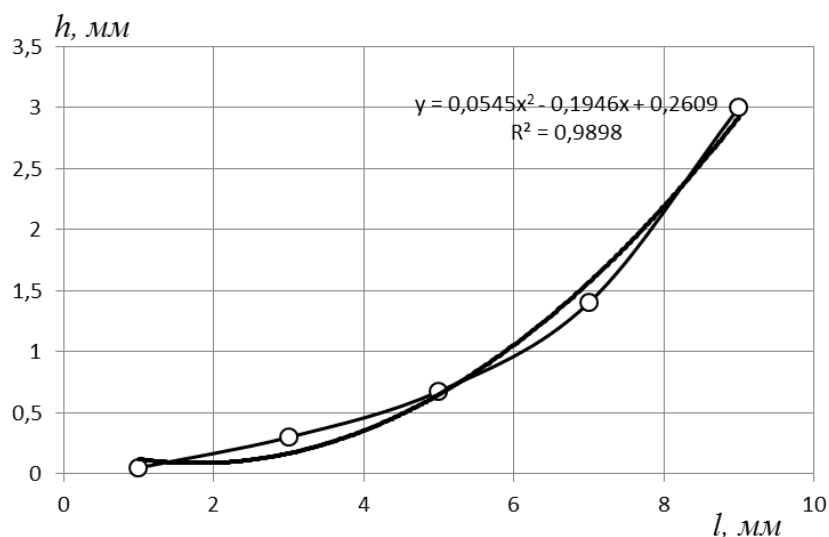


Рисунок 4.3. Связь глубины усталостной трещины коленчатого вала h от её длины l

Приняв во внимание эту взаимосвязь, после расчётов получили зависимость добротности от глубины трещины (рис. 4.4).

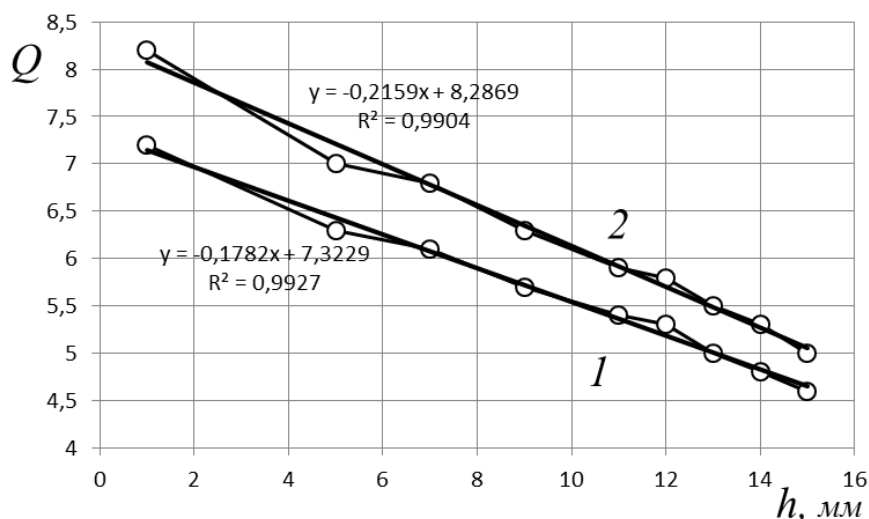


Рисунок 4.4. Зависимость добротности динамической системы КВ от глубины трещины: 1 – ЕВРО; 2 - базовый

Из анализа параметров (табл. 4.5), следует, что зависимость эта линейная. Это подтверждает аналитически полученную зависимость (2.29) в отношении глубины трещины, используемой в качестве оценочного

параметра уровня усталостного разрушения. На практике непосредственное измерение глубины трещины не возможно, то при принятии решения о годности коленчатого вала можно пользоваться длиной трещины.

Для экспериментальной проверки справедливости зависимости (2.29) произвели следующие опыты. На новом коленчатом вале сняли ИПФ и вычислили по приведённой методике добротность ДС КВ. Далее последнюю коренную шейку обмотали двумя слоями резины толщиной 1 мм и шириной 15 мм. Снова произвели измерения и вычисления добротности. Её значения снизились. Такие же измерения повторили при увеличении числа слоёв резины через 2 мм до 5 слоёв (10 мм). Полученная зависимость добротности ДС КВ от толщины слоёв резины приведена на рис. 4.5.

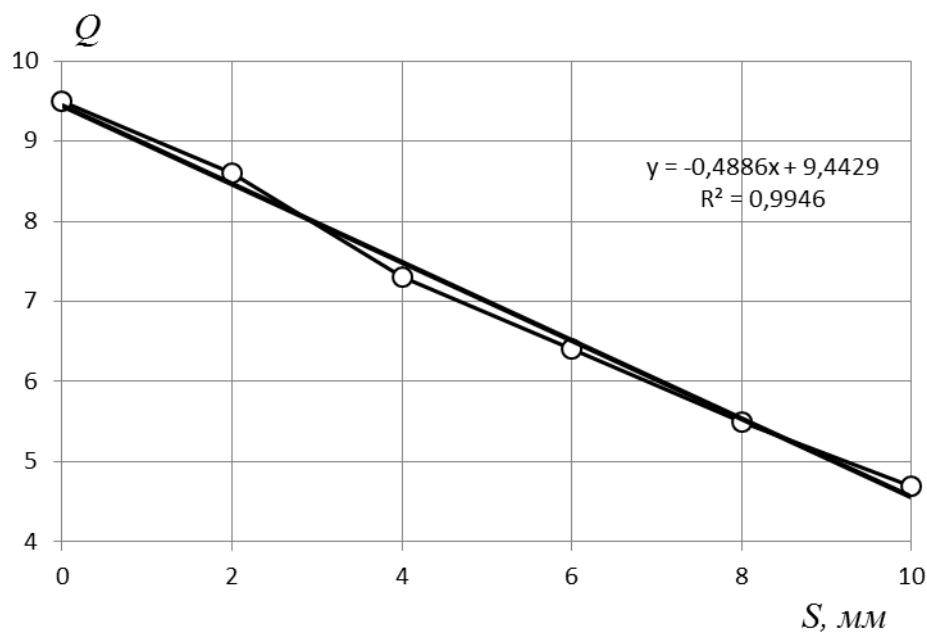


Рисунок 4.5. Зависимость добротности ДС КВ (Q) от толщины (S) слоёв резины

Обработка результатов экспериментов показала, что зависимость эта линейная с параметром достоверности 0,9946. Это подтверждает справедливость гипотезы о влиянии разреженного слоя от усталостных трещин на поверхности на параметры колебательного процесса, в частности на добротность.

4.2. Оценка соответствия добротности требованиям к параметрам дефектовки

К параметрам дефектовки предъявляются такие же требования, как и диагностическим: чувствительности, однозначности, и информативности стабильности.

«Требование однозначности оценивается отсутствием минимума или максимума в зависимости параметра дефектовки от структурного параметра [81]».

$$\frac{dS}{dx} \neq 0, \quad (4.1)$$

где dS и dx - изменение соответственно дефектовочного и структурного [81]» параметров (в качестве структурного параметра целесообразно принять глубину трещины на рис. 4.4).

Накопленные экспериментальные значения по глубине трещины и добротности ДС КВ позволяют определить параметры зависимости дефектовочного показателя от структурного (рис. 4.4). Видно, что экстремумов зависимость не имеет.

Чувствительность диагностического параметра оценивается соответствующим коэффициентом

$$K_{\text{ч}} = \left| \frac{dS}{dx} \right| \quad (4.2)$$

где dS и dx – изменение соответственно структурного параметра и дефектовочного параметра [81].

При прямолинейной зависимости S от x ($S = S_0 + b \cdot x$) $K_{\text{ч}}$ равен параметру b . В данном случае значение коэффициента $b = 0,216$ (рис. 4.4). Это говорит о том, что при увеличении значения глубины трещины до 10 мм добротность снизится на 2 единицы. Это составляет почти половину наблюдаемых значений добротности (рис. 4.2).

Стабильность параметра дефектовки оценивается степенью рассеивания его при постоянном значении структурного параметра. Выполненные в количестве 25 независимых измерений дефектовочного параметра при постоянном значении структурного параметра позволяют вычислить параметры распределения [81] (среднее значение $S = 5$ и среднеквадратическое отклонение $\sigma_s = 1,15$) и абсолютную погрешность параметра дефектовки по формуле

$$\Delta S = t_{p,n} \cdot \frac{\sigma_s}{\sqrt{n}}, \quad (4.3)$$

где $t_{p,n}$ – значение критерия Стьюдента при заданной доверительной вероятности p и расчётном количестве измерений n ; σ_s – среднеквадратическое отклонение одного измерения S [81]. Относительная погрешность (точность) определяется как частное от деления абсолютной погрешности на среднюю величину параметра. В данном случае абсолютная погрешность по результатам расчёта равна 0,414, а относительная (точность) – 0,083 (или 8,3 %), что для эксплуатационных целей [81, 10] вполне достаточно.

Информативность дефектовочного параметра рассчитывается по повышению вероятности неисправности объекта после дефектовки. Ее можно рассчитать по результатам, полученным из исследования распределений дефектовочного параметра по исправным и неисправным объектам [10]. Такие распределения получают по результатам измерений указанных параметров дефектовки по исправным и неисправным коленчатым валам. Для принятия решения о значимости различия средних значений \bar{S}_1 и \bar{S}_2 а значит, информативности параметра S вычисляют критерий Стьюдента

$$t = \frac{|\bar{S}_2 - \bar{S}_1|}{\sigma \sqrt{\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}}}, \quad (4.4)$$

где σ - среднее значение среднеквадратических отклонений; n_1, n_2 – число измерений в выборках [81].

Если расчетный критерий Стьюдента t_p больше табличного t_{KP} при доверительной вероятности 0,9, то различие \overline{S}_1 и \overline{S}_2 значимо с принятой доверительной вероятностью 0,9 и выше. Этот дефектовочный параметр можно считать информативным.

Если рассмотреть рисунок 4.6, на котором показан полигон распределения добротности исправных (годных) коленчатых валов базовых двигателей, и обратившись к рисунку 4.7 – неисправных (не годных) видно их различие. Учитывая приведённые на рис. 4.6 и 4.7 статистические параметры рассчитано, что критерий Стьюдента составляет 14,245, а табличный – 2,07 при доверительной вероятности 0,95. Поэтому, добротность, как дефектовочный параметр с доверительной вероятностью 0,95 отвечает требованию информативности.

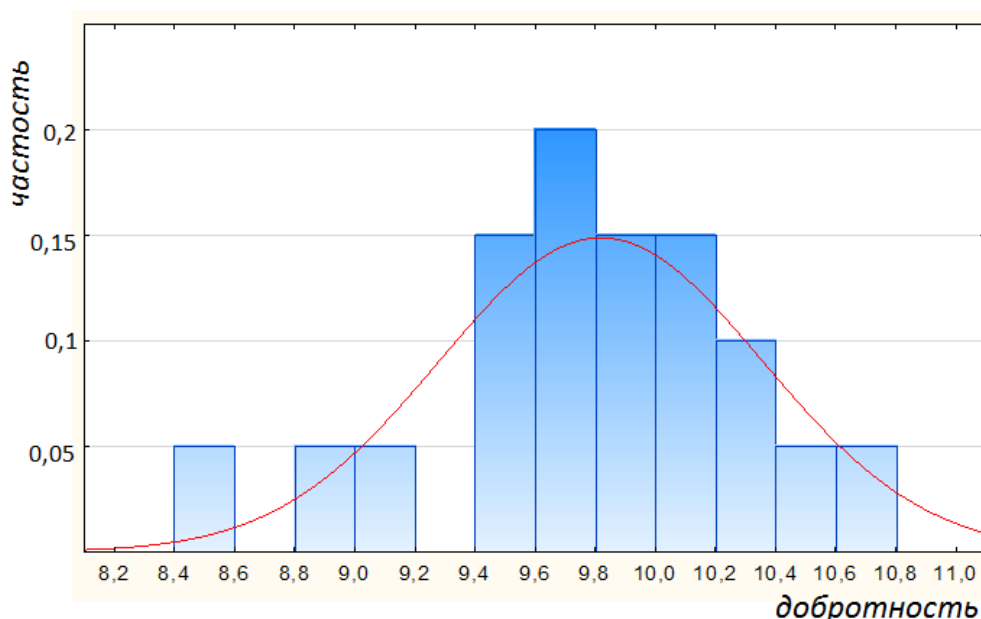


Рисунок 4.6. Распределение добротности исправных (годных) КВ базовых двигателей (среднее значение 9,81, среднеквадратическое отклонение 0,537)

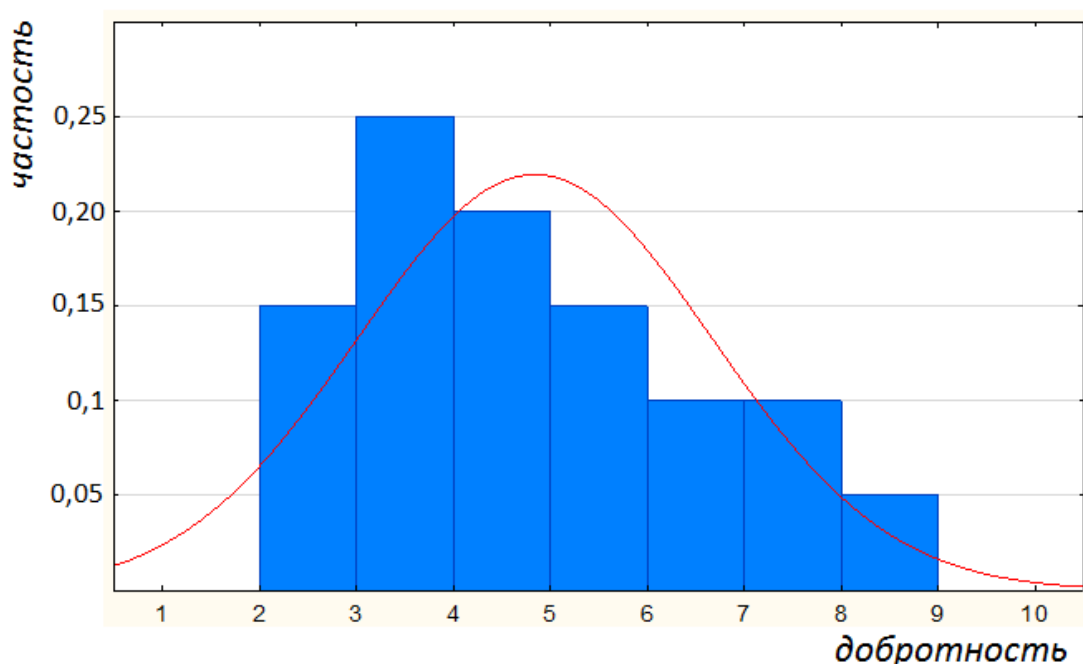


Рисунок 4.7. Распределение добротности неисправных (не годных) КВ базовых двигателей (среднее значение 4,82, среднеквадратическое отклонение 1,817)

4.3. Зависимость показателей уровня усталостного разрушения коленчатого вала и его виброакустических параметров от наработки

Как ранее теоретически установлено в п. 2.6, зависимость добротности коленчатых валов от наработки сложная убывающая экспоненциальная (2.30). Её можно аппроксимировать полиномом второй степени. Для вычисления параметров этого полинома использовали номер коленчатого вала, который говорит о годе его выпуска и о приблизительном пробеге с учётом среднегодового пробега 80 тыс. км. После переработки этих данных с помощью математической программы EXCEL получили зависимости добротности динамической системы коленчатого вала от наработки (рис. 4.8). Коэффициенты данных зависимостей приведены в табл. 4.6.

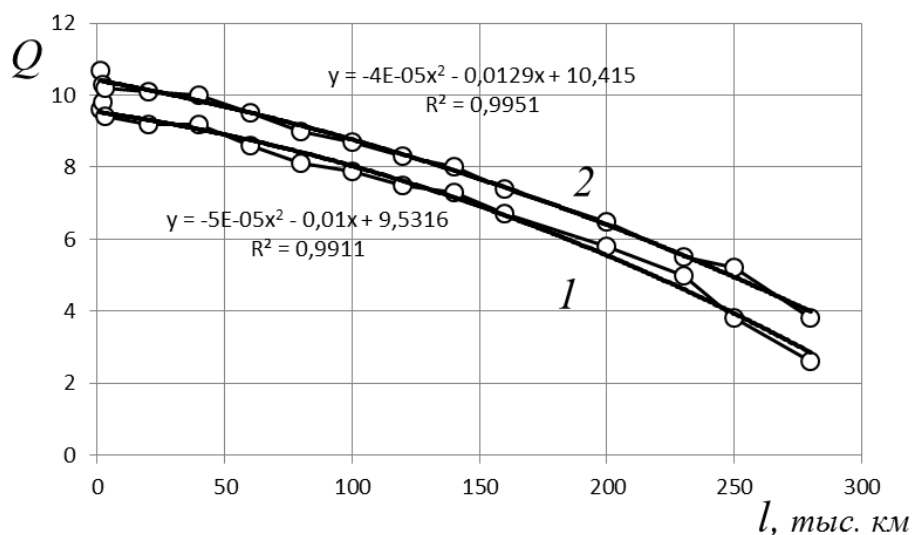


Рисунок 4.8. Зависимость добротности КВ от наработки: 1 – ЕВРО; 2 – базовый

Таблица 4.6. Параметры зависимости добротности КВ от наработки

Двигатель	a	b	c	R^2
Базовый	10,415	-0,0129	0,004	0,9951
ЕВРО	9,5316	-0,01	0,005	0,9911

Учитывая степень достоверности видно, что связь экспериментальных и расчётных данных высокая. Эти зависимости необходимо использовать при анализе технического состояния КВ при использовании и ремонте в разработке предельных значений его добротности.

Используя таблицы значений добротности для коленчатых валов базовых двигателей и для двигателей ЕВРО можно по формуле (4.4) оценить их различие. Расчётное значение критерия Стьюдента 1,95, а критическое – 2,09. Поэтому, различия в значениях добротности коленчатых валов этих двигателей не значимы и в дальнейшем можно пользоваться одним нормативом.

4.4. Выводы

1. Зависимость добротности от длины трещины нелинейно. Это объясняется тем, что увеличение интенсивности снижения добротности с ростом длины трещины не прямо пропорционально связана с уровнем усталостного разрушения

2. Добротность зависит от глубины трещины по линейной зависимости, что подтверждает полученную зависимость (2.29) относительно глубины трещины, как оценочного критерия уровня усталостного разрушения. Практически можно при решении о годности коленчатого вала пользоваться длиной трещины.

3. Достоверность соответствия аналитических и экспериментальных данных зависимости добротности КВ от наработки приемлемая. В процессе эксплуатации КВ добротность закономерно снижается в 2,5-2,8 раза. Данные зависимости рекомендуется использовать при анализе технического состояния коленчатых валов в процессе использования и обосновании предельных значений добротности при ремонте

4. Добротность динамической системы коленчатого вала отвечает требованиям, предъявляемым к дефектовочным параметрам: однозначности, чувствительности, стабильности и информативности.

5. РЕКОМЕНДАЦИИ ДЛЯ ПРАКТИКИ ПО ВИБРО-АКУСТИЧЕСКОЙ ДЕФЕКТОВКЕ И ТЕХНИКО- ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАЗРАБОТКИ

5.1. Определение предельных значений снижения добротности динамической системы коленчатого вала

Для определения предельного значения снижения добротности динамической системы коленчатого вала используем технико-экономическую методику [40, 60]. При этом доверительная вероятность вычисляется по экономическому критерию – наименьшему значению суммарных удельных затрат на предупреждение усталостного разрушения коленчатого вала и устранения последствий его усталостного разрушения.

С ростом наработки коленчатого вала сокращается его добротность, а, значит, возрастает вероятность его разрушение. Поэтому, удельные затраты на устранение последствий поломки КВ возрастают.

Значения удельных затрат определяются по величине вероятности достижения предельного значения добротности

$$C_p = \frac{S_p \cdot P(Q)}{L}, \quad (5.1)$$

где C_p – удельные издержки на устранение разрушения КВ; S_p – абсолютные затраты; $P(Q)$ – вероятность достижения предельной величины добротности; L – наработка коленчатого вала (пробег), тыс. км.

Удельные затраты на профилактику разрушения коленчатого вала за счёт роста наработки сокращаются. Зависимость эта гиперболическая

$$C_n = S_n / L, \quad (5.2)$$

где S_n – затраты на предупреждение поломки коленчатого вала (стоимость коленчатого вала, сопутствующих разборочных и сборочных работ); L – наработка коленчатого вала, тыс. км.

В сумме эти удельные затраты достигают минимальной величины при предельном значении добротности КВ.

Для коленчатого вала базового двигателя

$S_p = 150$ тыс. руб. В эту сумму входят затраты на замену коленчатого вала, вероятную замену блока цилиндров и других деталей двигателя.

Полигон распределения добротности динамической системы коленчатого вала, двигателей, снятых в капитальный ремонт (рис. 5.1, 5.2), даёт возможность определить удельные затраты на ремонт.

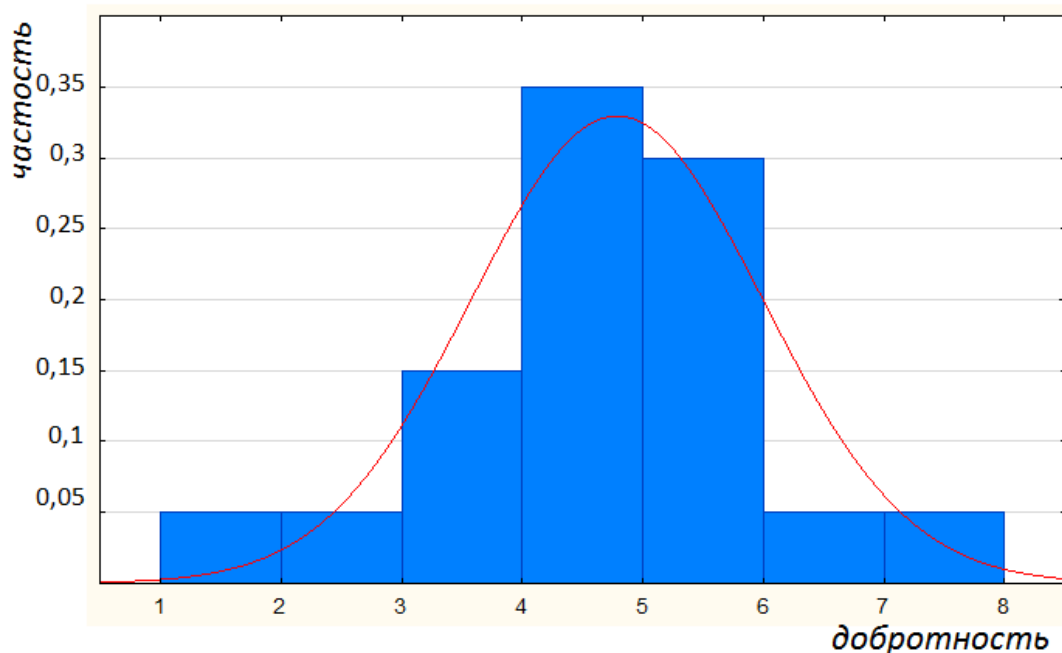


Рисунок 5.1. Распределение добротности КВ базовых двигателей, снятых в капитальный ремонт (среднее значение 4,785, среднеквадратическое отклонение 1,210)

Используя уравнение (5.1) получаем кривую удельных затрат на устранение разрушений (рис. 5.3, кривая 1). Затем при полученных значениях наработки определяются величины удельных затрат по уравнению (5.2) на профилактику усталостных разрушений (рис. 5.3, кривая 2). По сумме этих затрат (рис. 5.3, кривая 3) вычисляем их минимальное значение и предельное значение добротности КВ. Для коленчатого вала базового двигателя КАМАЗ-740 это значение составляет 9 при наработке 100 тыс. км (рис. 4.5, табл. 5.1).

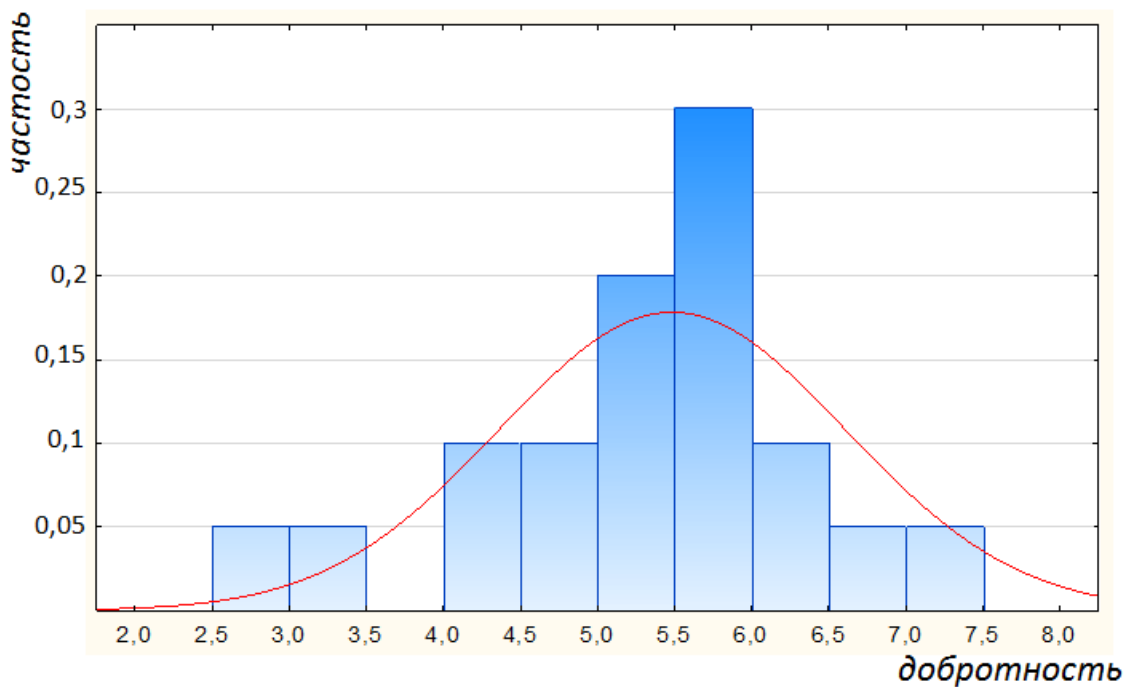


Рисунок 5.2. Распределение добротности КВ двигателей ЕВРО, снятых в капитальный ремонт (среднее значение 5,465, среднеквадратическое отклонение 1,118)

Для КВ двигателя КАМАЗ-ЕВРО

В такой же последовательности определяем предельное значение добротности. Оно составляет 8 при наработке 100 тыс. км ($S_p = 210$ тыс. руб.), табл.5.2.

Это отображено на рис. 5.3 и 5.4.

Таблица 5.1. Зависимость удельных затрат от наработки базового двигателя

Наработка тыс. км	C_1 , руб./км	C_2 , руб./км	C_3 , руб./км
50	0,23	3	3,03
100	1	1,5	2,5
150	2,6	1	3,6
200	6	0,75	6,75
250	7,7	0,6	8,3
300	8,7	0,5	9,2

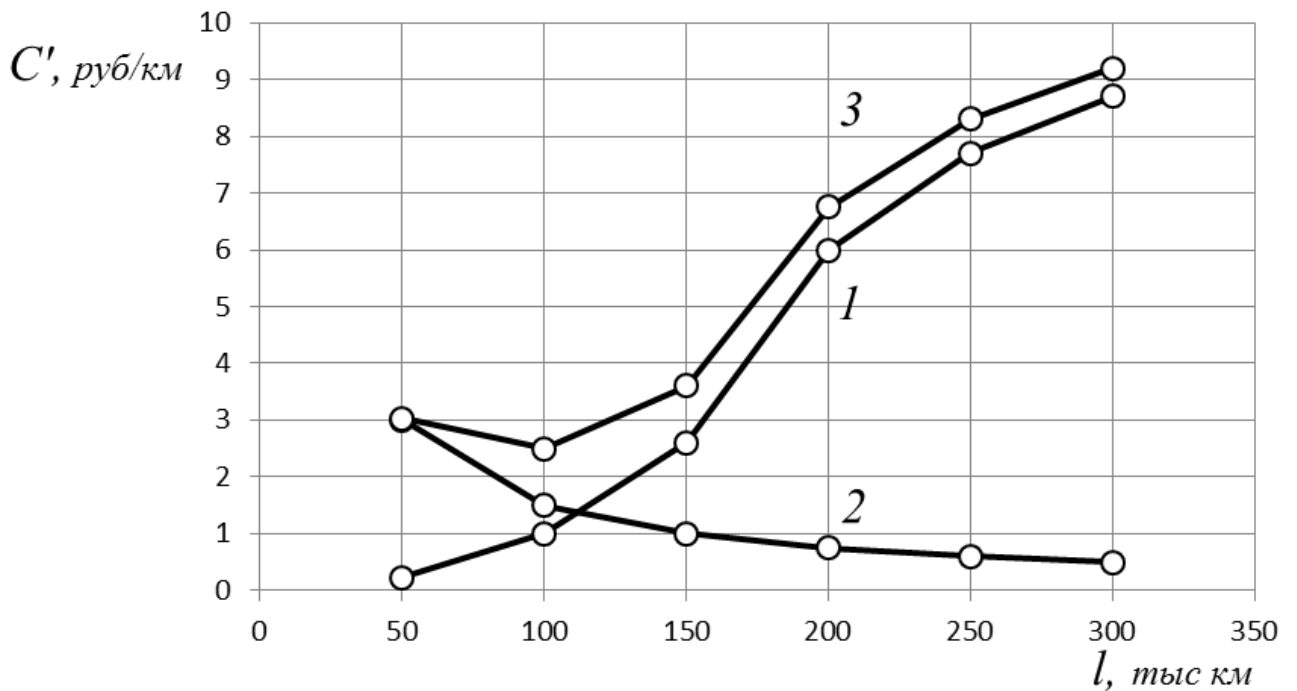


Рисунок 5.3. Зависимость удельных расходов на ремонт КВ базового двигателя -1, на предупреждение отказов – 2 и суммарных- 3 от наработки

Таблица 5.2. Зависимость удельных затрат от наработки двигателя -
ЕВРО

Наработка тыс. км	C_1 , руб./км	C_2 , руб./км	C_3 , руб./км
50	5	0,39	5,39
100	2,5	1,66	4,16
150	1,67	4,32	6
200	1,25	9,96	10,61
250	1	12,8	13,8
300	0,83	14,2	15,03

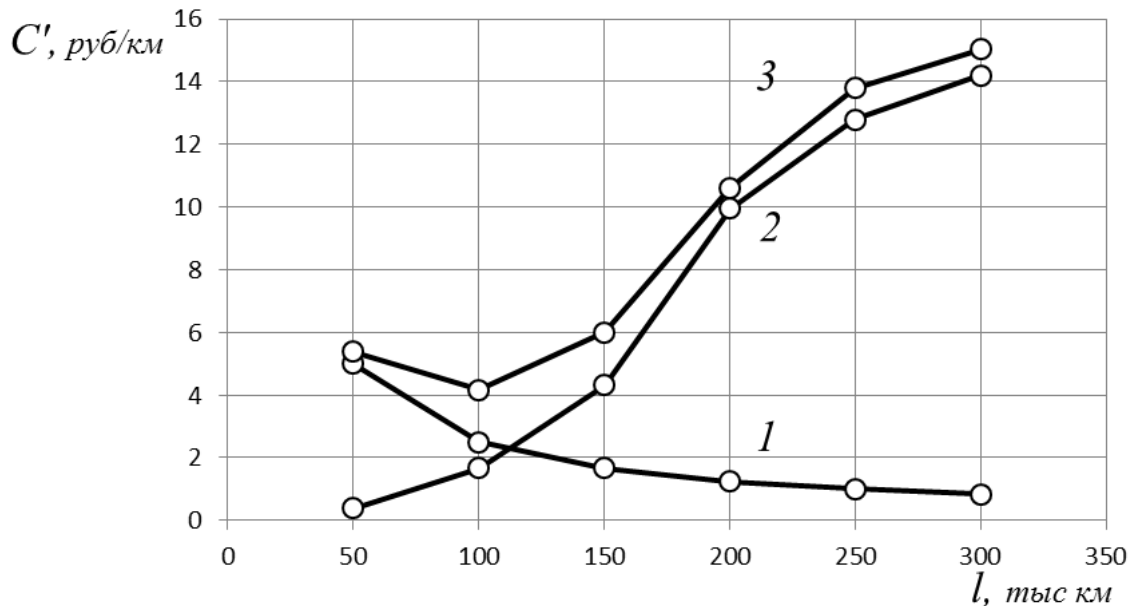


Рисунок 5.4. Зависимость удельных расходов на ремонт КВ двигателя ЕВРО - 1, на предупреждение отказов – 2 и суммарных- 3 от наработки

5.2. Алгоритм и технология дефектовки коленчатого вала по вибраакустическим параметрам

Алгоритмом называют порядок действий (вычислительных, логических и других), приводящих от исходных данных к желаемому результату. Он является основой для составления технологических процессов.

Выбор способа восстановления коленчатого вала обусловлен сочетанием того дефектов. Возможны следующие варианты и рекомендуемые способы восстановления. При проведении предупредительного ремонта двигателя КАМАЗ-740 [40] при наработке автомобиля в условиях третьей категории условий работы 120 – 150 тыс. км по параметрам износа и овальности шеек не требуется их шлифования, а достаточно только полирование. При этом по результатам дефектовки возможна правка коленчатого вала, желательно с использованием чеканки галтелей [63].

При проведении капитального ремонта двигателя КАМАЗ-740 при наработке 200 – 250 тыс. км возможны следующие варианты. По параметрам износа и овальности шеек требуется их шлифование под очередной ремонтный размер и правка КВ. При наличии задиров вероятно шлифование через один или несколько ремонтных размеров, а также не исключено использование наплавки. При наличии трещин анализируется добротность КВ и их глубина. Если глубина трещины меньше половины ремонтного интервала (на сторону), то шлифование производят на очередной размер, если больше – то через один или несколько ремонтных размеров в соответствии с глубиной трещины.

При превышении глубины трещины величины большей половины ремонтного интервала, то восстановление этого вала возможно только наплавкой или подобным способом (металлизация, напыление, приварка пластин и другие). Следует учитывать, что глубина слоя при наплавке имеет размер в среднем 2 мм при диаметре наплавляемой проволоки 1,6 – 1,8 мм. При большей глубине трещины чем глубина проплавления, часть её останется не восстановленной под наплавленным слоем. В дальнейшем этот остаток трещины продолжит возрастать, что может привести к разрушению коленчатого вала.

На основе выполненных исследований усовершенствована технология дефектовки коленчатого вала двигателей КАМАЗ-740 и КАМАЗ-ЕВРО при их восстановлении. Основное внимание уделено дефектовке коленчатого вала

по усталостным трещинам с использованием виброакустического сигнала. Дефектовка КВ выполняется по схеме, приведённой на рис. 5.5.

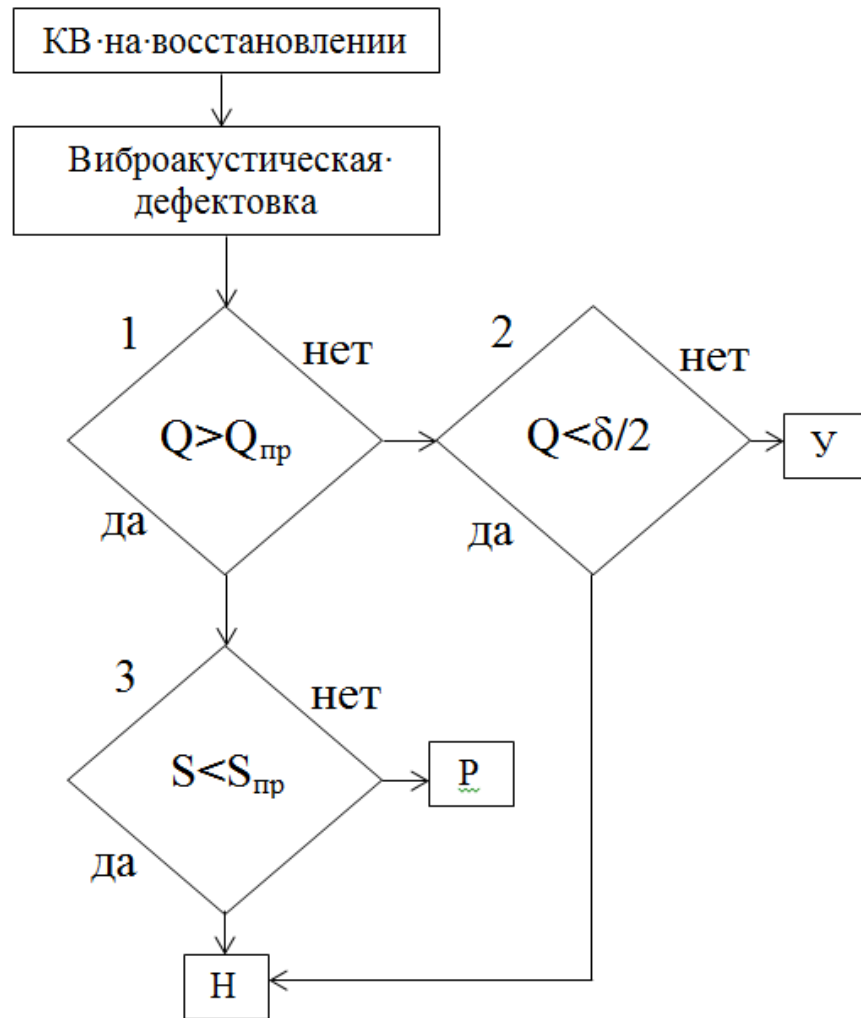


Рисунок 5.5. Схема алгоритма дефектовки коленчатого вала с использованием ВА способа

Первый блок содержит виброакустическую дефектовку по добротности вала (Q). Это обосновано тем, что велики по затраты на устранение усталостного разрушения коленчатого вала (опасность отказа). Поэтому в первую очередь производится оценка по добротности. При выполнении этого условия производится обычная дефектовка. Эта дефектовка основана на предельном износе, при задире шеек и деформации вала (блок 3). Ремонт выполняется только при соблюдении этого условия. Он включает в себя

шлифование шеек на следующий, или через очередной ремонтный размер. Затем выполняют правку чеканкой и полирование (*P*).

Таблица 5.3. Технологический виброакустической дефектовки КВ

Номер п.п.	Наименование операции	Цель технологической операции
1	Слесарная	Разобрать КВ и снять все съёмные противовесы, шестерни и крышки грязеуловителей
2	Слесарная	Подвесить КВ с помощью подвески за передний конец на кронштейне
3	Дефектовочная	Установить боёк на кронштейне и отрегулировать длину маятника;
4	Дефектовочная	Установить датчик вибрации на противовесе КВ
5	Монтажная	Подсоединить приборы кабелями по схеме
6	Настроечная	Настроить прибор на нужный диапазон амплитуды колебаний
7	Измерительная	Отведя боёк на заданный угол, выполнить импульсное воздействие на КВ, записав на компьютер импульсную передаточную функцию. Измерения выполнить трижды
8	Монтажная	Отсоединить кабели и датчики от КВ, снять КВ с подвески
9	Аналитическая	Сравнить полученное значение добротности с нормативом и дать заключение о техническом состоянии КВ по трещине

При не снижении добротности ниже предельного значения производится наплавка (*H*) и дальнейший ремонт, содержащий шлифование шеек, правку чеканкой и полирование шеек (блок 2) [15]. При невыполнении

этого условия, коленчатый вал утилизируется. На основе этого алгоритма разработана технология виброакустической дефектовки коленчатого вала, основные этапы которого приведены в табл. 5.3.

Стоимость восстановления коленчатого вала двигателя КАМАЗ-740 согласно экономическому расчёту по предложенной в работе технологии при годовой программе 300 валов показали, что себестоимость восстановления коленчатого вала составляет 7600 рублей. При принятом уровне рентабельности 25 %, стоимость услуги составляет 9500 рублей, что составляет 9,5 % от стоимости нового КВ. Это обеспечивает уровень вторичный ресурса вала не менее 80 %.

Относительное сокращение удельных затрат из-за снижения трудоёмкости дефектовки по усталостным трещинам составляет 24%. Это изменение удельных затрат необходимо учитывать при оценке экономической эффективности результатов работы [63].

Таким образом, использование приведённой технологии виброакустической дефектовки коленчатого вала сокращает трудоёмкость восстановления, повышая ремонтпригодность и ресурс двигателя в целом.

5.3. Технико-экономическая оценка эффективности результатов исследования

Выполненные работы, описывающие возникновение усталостных трещин на коленчатом валу показывают, что начало их наступает раньше выработки ресурса базовых деталей двигателя КАМАЗ. По данным [63] наименьшая долговечность двигателя КАМАЗ-740, определенная в результате проведённых экспериментов в реальных условиях, равна 223 тыс. км (до момента шлифования шеек коленчатого вала, это определяет необходимость проведения капитального ремонта). Это значение существенно выше наработки двигателей, которые направляются в ремонт -

125-153 тыс. км. Из них до 40% имеют трещины на шейках, а 8,8% имеют разрушения.

Это вызывает повышенную выбраковку коленчатых валов, с дополнительными затратами на запасные комплектующие, а также к потере остаточного ресурса базовых деталей. Выходящим из строя двигателям, по причине усталостного разрушения шеек коленчатого вала [15], возможно увеличить ресурс за счет совершенствования технологии восстановления валов по результатам ВА дефектовки. Экономический эффект дополнительно образуется от сокращения простоев автомобиля по причине ремонта двигателей. В результате этого повышается производительность автомобилей, и снижаются расходы на доставку двигателей на ремонтные заводы [63].

На авторемонтных предприятиях чаще всего используют магнитную дефектоскопию (иногда называют магнитопоршковой дефектоскопией). Эта методика трудоёмка хотя и даёт хорошей результат, но данные результаты этой дефектовки субъективны (квалификация дефектовщика). Магнитопоршковая дефектоскопией не позволяет обнаружить внутренние трещины. Эти трещины возникают и растут от концентраторов напряжений в масляных каналах и в полостях центробежной очистки масла в шатунных шейках. Как показывает рассмотрение направления распространения трещин разрушенных коленчатых валов, на долю не обнаруженных при магнитопоршковой дефектоскопии них приходится 35 %. Этот недостаток устраняется использованием ВА способом дефектовки по разработанной технологии.

5.4. Выводы

1. Удельные затраты вследствие сокращения трудоёмкости дефектовки по усталостным трещинам снижаются на 24%, что в денежном измерении

составит 0,029 руб./км для базового двигателя и 0,048 руб./км. для двигателей ЕВРО

2. Разработан технологический процесс дефектовки коленчатых валов двигателей КАМАЗ-740 и КАМАЗ-ЕВРО. Эта разработка реализована при восстановлении коленчатых валов по усталостным трещинам. Предложен алгоритм и технология виброакустической дефектовки. В этом случае себестоимость восстановления КВ составляет 11 % от стоимости нового КВ. Это обеспечивает вторичный ресурс вала не менее 80 %.

3. Предельное (нормативное) значение добротности динамической системы коленчатого вала базового двигателя составляет - 9, а коленчатого вала двигателя ЕВРО - 8.

4. Годовой экономический эффект составляет 2240 рублей для базовых двигателей и 3320 рублей для двигателей ЕВРО. Он складывается из снижения затрат для обеспечения надёжности двигателей вследствие снижения трудоёмкости дефектовки КВ по усталостным трещинам и потерь доходов автомобилей из-за сокращения простоев в ремонте.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации решен комплекс вопросов важный для экономики сельскохозяйственной отрасли по повышению долговечности и ремонтпригодности коленчатых валов автотракторных двигателей, позволяющий снизить затраты на их работоспособность на 24 %.

1. Один в числе наиболее дорогостоящих отказов двигателя это развивающееся закономерно усталостное разрушение коленчатого вала (11% отказов), и которое возможно обнаружить и прогнозировать с использованием виброакустической дефектовки. Кинетику разрушения при усталости задают движения и взаимодействия дислокаций и других дефектов кристаллической решетки. Результатом анализа литературных данных можно представить последовательность этапов схемы предела усталости: **дислокации – субмикро – микро – макротрещины – разрушение.**

В процессе работы коленчатого вала, высокие циклические нагрузки, несут шатунные шейки и щеки. Особенности разрушенной поверхности коленчатого вала показывает на преобладающее действие изгибающих моментов (75-80%). Меньшее действие оказывает крутящий момент (20-25 %).

2. Из многообразия способов дефектовки коленчатого вала предпочтение можно отдать виброакустическому методу, в котором используется ударный импульс. Это требует составления алгоритма действий по получению и обработке виброакустического сигнала на основе программного обеспечения. С возрастанием количества циклов нагрузки в детали систематически увеличивает вероятность разрушения и количество разрушенных пластических элементов. Это ведёт и к преодолению предела текучести и предела прочности. Ослабленное сечение детали испытывает хрупкое разрушение. При дальнейшей работе амплитуда фактических напряжений в несущих элементах детали экспоненциально возрастает. Это приводит к экспоненциальной аналитической зависимости глубины трещины

от количества нагрузений и наработки, что позволяет прогнозировать наработку до разрушения.

3. Доказана важность применения виброакустической дефектовки для выявления трещин в КВ при воздействии на него ударного импульса. Разработаны математические модели ДС КВ с дефектом (трещиной) и без дефекта. Они используются для построения амплитудно-частотной характеристики, которая определяет его добротность, как критерий степени разрушения. Выработан алгоритм определения дефектов в структуре КВ на основе распознавания импульсной переходной функции, по которой вычисляется добротность. Доказана линейная связь добротности и времени релаксации

4. Зависимость добротности от глубины трещины как оценочного показателя уровня усталостного разрушения линейная. На практике при принятии решения о годности КВ целесообразно пользоваться длиной трещины. Сходимость экспериментальных данных и обоснованной зависимости добротности КВ от наработки высокая ($R^2=0,99$). В процессе эксплуатации КВ добротность закономерно снижается в 2,5-2,8 раза. Полученные зависимости полезно использовать для предсказания технического состояния КВ в процессе использования и разработке предельных значений его добротности при восстановлении. Предельная (нормативная) величина добротности ДС коленчатого вала базового двигателя составляет 9, а коленчатого вала двигателя ЕВРО - 8.

5. Сокращения трудоёмкости дефектовки по усталостным трещинам приводит к снижению удельных затрат. В относительном выражении это 24%, в денежном измерении 0,029 руб./км для базового двигателя и соответственно 0,048 руб./км. для двигателей ЕВРО. Улучшен разработанный технологический процесс восстановления коленчатых валов двигателей КАМАЗ-740 и КАМАЗ-ЕВРО. Модернизация проведена при дефектовке КВ по усталостным трещинам по предложенному алгоритму и технологии виброакустической дефектовки. Доля себестоимости восстановления КВ при

использовании модернизированного технологического процесса виброакустической дефектовки составляет не более 11 % от нового КВ. Это даёт вторичный ресурс вала не менее 80 %. В целом это даёт годовой экономический эффект 2240 рублей для базовых двигателей и 3320 рублей для двигателей ЕВРО.

Рекомендации производству и перспективы дальнейшей разработки

Проведённые исследования позволяют рекомендовать ремонтному производству по автотракторным двигателям внедрение технологического процесса виброакустической дефектовки коленчатых валов с разработанными нормативами.

В дальнейшем целесообразно разработать алгоритм и технологию без - разборной диагностики коленчатого вала виброакустическим способом непосредственно на двигателе. Эти научные исследования полезно включить в учебный процесс при подготовке специалистов ремонтного производства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авдонькин Ф.Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей / Ф.Н. Авдонькин. - М.: Транспорт, 1985. - 215 с.
2. Авдонькин Ф.Н. Текущий ремонт автомобилей / Ф.Н. Авдонькин. - М.: Транспорт, 1978. - 269 с.
3. Авдонькин Ф.Н. Оптимизация изменения технического состояния автомобиля / Ф.Н. Авдонькин. - М.: Транспорт, 1993. - 352 с.
4. Автомобили КамАЗ. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. - М.: Машиностроение, 1990. - 447 с.
5. Алёшин Н.П. Методы акустического контроля металлов / Н.П. Алёшин, В.Е. Белый, А.Х. Вовилкин. М.: Машиностроение, 1989. 456 с.
6. Антропов Б.С. Обеспечение работоспособности подшипников коленчатого вала автомобильных дизелей / Б.С. Антропов, Е.П. Слабов, А.А. Крайнов, С.Г. Шкорин // Двигателестроение, - 2004. - № 3. - С. 29-32.
7. Аршинов В.Д. Ремонт двигателей ЯМЗ / В.Д. Аршинов, В.К. Зорин, Г.И. Созинов. - М.: Транспорт, 1978. - 310 с.
8. Баженов С.П. Основы эксплуатации и ремонта автомобилей и тракторов / С.П. Баженов, Б.Н. Казьмин, С.В. Носов. - М.: Издательский центр «Академия», 2007. - 336 с.
9. Барун В.Н. Причины и устранение случаев задира и проворачивания вкладышей подшипников коленчатого вала автомобильного дизеля КамАЗ В.Н. Барун, М.А. Григорьев и др. // Двигателестроение - 1983. - №4. - С. 3-5.
10. Басков В.Н. Эксплуатационные факторы и надежность автомобиля / В.Н. Басков, А.С. Денисов. - Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т, 2003. - 269 с.
11. Балицкий Ф.Я. Современные методы и средства вибрационной диагностики машин и конструкций / Ф.Я. Балицкий, М.Д. Генкин, М.А. Иванов, А.Г. Соколова, Е.М. Хомяков. М.: Международный центр научной и технической информации, 1990.

12. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний / В.Л. Бидерман – М.: Высшая школа, 1972. – 416 с.
13. Буравцев С.К. Повышение надежности шатунных подшипников коленчатых валов двигателей / С.К. Буравцев, Б.К. Буравцев // Двигателестроение. - 1983. - № 3. - С. 3-7.
14. Быков В.Г. Причины необратимых формоизменений тонкостенных вкладышей и пути повышения надежности подшипников высоконагруженных дизелей / В.Г. Быков, М.А. Салтыков, М.Н Горбунов // Двигателестроение. - 1980. - № 6. - С. 34-37.
15. Вайнберг Дж. Статистика / Дж. Вайнберг, Дж. Шумекер. - М.: Статистика, 1979. - 389 с.
16. Вознесенский В.А. Планирование эксперимента в технико-экономических исследованиях / В.А. Вознесенский. - М. Финансы и статистика, 1981. - 263 с.
17. Волков Г.М. Материаловедение: учебник для студ. высш. учеб. заведений / Г.М. Волков, В.М. Зуев. // М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 400 с.
18. Воскресенский В.А. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): справочник / В.А Воскресенский, В.И. Дьяков. - М.: Машиностроение, 1980. - 224 с.
19. Гаркунов Д.Н. Триботехника: Учебник для вузов. / Д.Н. Гаркунов. 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1989. - 224с.
20. Гельман Л.М. Виброакустический метод свободных колебаний для неразрушающего контроля трещин / Л.М. Гельман, С.В. Горпинич // Акустичний вісник – 1999. – Том 2, №4. С.3-22.
21. Генкин М.Д. Акустическая диагностика машин и конструкций / М.Д. Генкин – М.: Наука, 1973, 112 с.
22. Генкин М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. М.: Машиностроение, 1987, 228 с.

23. Герасимов С.А. Структура и износостойкость азотированных конструкционных сталей и сплавов / С.А. Герасимов, Л.И. Куксенова, В.Г. Лаптева. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 518, [2] с.: ил.
24. Горохов В.А. Ремонт и восстановление коленчатых валов / В.А. Горохов, П.А. Руденко. - М.: Колос, 1978. - 159 с.
25. Григорьев М.А. Износ и долговечность автомобильных двигателей / М.А. Григорьев, Н.Н. Пономарев. - М.: Машиностроение, 1976. - 248 с.
26. Григорьев М.А. Очистка масла в двигателях внутреннего сгорания / М.А. Григорьев. - М.: Машиностроение, 1983. - 148 с.
27. Григорьев М.А. Обеспечение надежности двигателей / М.А. Григорьев, В.А. Долецкий. - М.: Изд-во стандартов, 1978. - 324 с.
28. Гурвич И.Б. Долговечность автомобильных двигателей / И.Б. Гурвич. - М.: Машиностроение, 1967. - 103 с.
29. Гурвич И.Б. Эксплуатационная надежность автомобильных двигателей / И.Б. Гурвич, П.Э. Сыркин, В.И. Чумак. - М.: Транспорт, 1994. - 144с.
30. Дажин В. Проблемы ремонта двигателей КамАЗ / В. Дажин, Г. Таруленков, В. Лукашевич // Автомобильный транспорт. - 1987. - № 10. - С. 49-51.
31. Дажин В.Г. Методы оценки надежности восстановленных деталей / В.Г. Дажин // Вестник машиностроения. - 1976. - № 6. - С. 11-14.
32. Данилов И.К. Моделирование и оптимизация структуры эксплуатационно- ремонтного цикла ДВС / И.К. Данилов. - Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т, 2004. - 110 с.
33. Денисов А.С., Видинеев А.А., Верхутов А.А., Юдин В.М. Алгоритм дефектовки коленчатого вала при ремонте / Научное обозрение, 2015. № 23. С. 130-132.
34. Денисов А.С., Верхутов А.А., Видинеев А.А., Юдин В.М. Оценка изменения несущей способности коленчатого вала в процессе усталостного разрушения // Повышение надёжности и безопасности транспортных

сооружений и коммуникаций. Сборник трудов 1-й международной научно-практической конференции 18 – 19 ноября 2015 г. Саратов, СГТУ имени Гагарина Ю.А. Том 2. С. 280-284.

35. Денисов А.С. Анализ причин эксплуатационных разрушений шатунных вкладышей двигателей КамАЗ-740 / А.С. Денисов, А.Т. Кулаков // Двигателестроение. - 1981. - №9. - С. 37-40.

36. Денисов А.С. Анализ эксплуатационных режимов двигателей КамАЗ-740 / А.С. Денисов, В.Н. Басков // Двигателестроение. 1982, № 6. - С. 41-43.

37. Денисов А.С. Корректирование ресурса двигателей в зависимости от сочетания эксплуатационных факторов / А.С. Денисов, В.Н. Басков // Двигателестроение. - 1984. - № 9. - С. 30-33.

38. Денисов А.С., Асоян А.Р., Родионов Ю.В. Обеспечение работоспособности автомобильных двигателей совершенствованием восстановительных технологий. Пенза: ПГУАС, 2015.- 218 с.

39. Денисов А.С. Изменение условий смазки шатунных подшипников в процессе эксплуатации автомобильного дизеля / А.С. Денисов, А.Т. Кулаков // Двигателестроение. - 1986. - №4. - С. 44-46.

40. Денисов А.С. Основы формирования эксплуатационно-ремонтного цикла автомобилей / А.С. Денисов. - Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т, 1999. - 352с.

41. Денисов А.С. Обеспечение надёжности автотракторных двигателей / А.С. Денисов, А.Т. Кулаков. - Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т, 2007. - 422 с.

42. Денисов А.С. Теоретический анализ изменения напряженно-деформированного состояния коленчатого вала в процессе эксплуатации / А.С. Денисов, А.Т. Кулаков, Б.Ф. Тугушев, Е.Ю. Горшенина, А.А. Видинеев // Ремонт, восстановление, модернизация. - 2010. - № 9. - С. 47-51.

43. Денисов А.С. Основы методики инженерного эксперимента. Учебное пособие / А.С. Денисов, В.Н. Басков. - Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т, 2012. - 84 с.

44. Добрынин С.А. Метод автоматизированного исследования вибрации машин / С.А. Добрынин, М.С. Фельдман, Г.И. Фирсов. М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.
45. Долецкий В.А. Комплексная система управления качеством на ЯМЗ / В.А. Долецкий // Стандарты и качество. - 1973. - №1. - С. 36-41.
46. Доценко Н.И. Восстановление коленчатых валов автоматической наплавкой / Н.И. Доценко. - М.: Транспорт, 1965. - 67 с.
47. Дроздов Ю.Н. Прикладная трибология (трение, износ, смазка) / Ю.Н. Дроздов, Е.Г. Юдин, А.И. Белов // Под ред. Ю.Н. Дроздова. – М.: «Эко-Пресс», 2010. - :04с.
48. Дюмин И.Е. Ресурс автомобильных двигателей и повышение эффективности его использования / И.Е. Дюмин // Автомобильный транспорт. - 1983. - № 2. - С. 34-37.
49. Ермолов Л.С. Основы надежности сельскохозяйственной техники / Л.С. Ермолов, В.М. Кряжков, В.Е. Черкун. - М: Колос, 1982. - 271 с.
50. Ждановский Н.С. Надежность и долговечность автотракторных двигателей / Н.С. Ждановский, А.В. Николаенко. - Л.: Колос, 1981. - 295 с.
51. Зеленцов В.В. Основы технологии производства и ремонта автомобилей: учебное пособие, часть 5. Н. Новгород: НГТУ., 2009. - 112 с.
52. Игнатъев А.А. Стохастические методы идентификации в динамике станков / А.А. Игнатъев, В.А. Каракозова, С.А. Игнатъев. – Саратов: СГТУ, 2013.- 124 с.
53. Игнатъев А.А., Мотков А.Г., Захарченко М.Ю. Автоматизация выявления дефектов колец подшипников виброакустическим методом при импульсном воздействии / А.А. Игнатъев, А.Г. Мотков, М.Ю. Захарченко. Саратов: СГТУ, 2016.- 108 с.
54. Клюев В.В. / Неразрушающий контроль и диагностика. Справочник. / В.В. Клюев, Ф.Р. Соснин, А.В. Ковалёв. – М.: Машиностроение, 2003. - 657 с.

55. Колосов Р.Е. Оптимальные сроки замены вкладышей коленчатого вала и поршневых колец двигателей ЯМЗ / Р.Е. Колосов, А.С. Денисов // Автомобильная промышленность. - 1978. - № 3. - С. 5-7.

56. Костецкий Б.И. Сопротивление изнашиванию деталей машин / Б.И. Костецкий. - Киев: Машгиз, 1959. - 478 с.

57. Костецкий Б.И. Надежность и долговечность машин / Б.И. Костецкий, И.Г. Носовский, Л.И. Бершадский, А.К. Караулов. - Киев: Техника, 1975. - 408 с.

58. Крагельский И.В. Трение и износ / И.В. Крагельский. - М.: Машиностроение, 1968. - 482 с.

59. Крагельский И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов - М.: Машиностроение, 1977. - 526 с.

60. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей / Е.С. Кузнецов. - М.: Транспорт, 1990. - 272 с.

61. Кузьмин Н.А., Борисов Г.В. Научные основы процессов изменения технического состояния автомобилей. / Н.А. Кузьмин, Г.В. Борисов. - Н. Новгород: НГТУ., 2012. - 270 с

62. Кузьмин, Н.А. Процессы и закономерности изменения технического состояния автомобилей в эксплуатации: учеб. пособие / Н.А. Кузьмин. - Н. Новгород: НГТУ., 2002. - 142 с.

63. Кулаков А.Т., Денисов А.С., Макушин А.А. Особенности эксплуатации, обслуживания и ремонта силовых агрегатов грузовых автомобилей. Учебное пособие. М.: Инфра-Инженерия, 2013. – 432 с.

64. Лахтин Ю. М. Материаловедение. / Лахтин Ю. М., Леонтьева В. П. // Учебник для высших учебных заведений. – 3-е изд. Перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. -528 с.

65. Липкинд А.Г. Ремонт автомобиля ЗИЛ-130 / А.Г. Липкинд, П.И. Гринберг, А.И. Ильин. М.: Транспорт, 1978. 360 с.

66. Лукинский В.С. Надежность автомобильных двигателей КамАЗ в рядовой эксплуатации / В.С. Лукинский, В.Ю. Новодворский, В.С. Соколов // Двигателестроение. - 1983. - №11. - С. 34-36.

67. Лукинский В.С. Модели и алгоритмы управления обслуживанием и ремонтом автотранспортных средств / В.С. Лукинский, Е.И. Зайцев, В.И. Бережной. - СПб: Пб ГИЭА, 1997. - 95 с.

68. Макушин А.А. Исследование условий работы подшипников коленчатого вала двигателя / А.А. Макушин, А.Т. Кулаков, А.С. Денисов // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2010. - № 3. - С. 36-42

69. . Масино М.А. Организация восстановления автомобильных деталей М.А. Масино. М.: Транспорт, 1981. 176 с.

70. Меламедов И.М. Физические основы надежности (Введение в физику отказов) / И.М. Меламедов. - Л.: Энергия, 1970. - 152 с.

71. Мирошников Л.В. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях / Л.В. Мирошников, А.П. Болдин, В.И. Пал. - М.: Транспорт, 1977. - 263 с.

72. Михлин В.М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники / В.М. Михлин. - М.: Колос, 1984. - 335 с.

73. Мишин И.А. Долговечность двигателей / И.А. Мишин. - Л.: Машиностроение, 1976. - 280с.

74. Морозов А.Х. Техническая диагностика в сельском хозяйстве / А.Х. Морозов. - М.: Колос, 1979. - 207 с.

75. Никитин Д.А. Повышение ресурса дизелей совершенствованием узлов уплотнения при изготовлении и ремонте. Автореферат дисс. Докт. Техн. наук, Саратов, 2013, 39 с.

76. Никишин В.Н. Обеспечение качества коленчатого вала автомобильного дизеля / В.Н. Никишин, А.Т. Кулаков, А.С. Денисов, А.А. Видинеев // Вестник Саратовского государственного технического университета, 2006. - № 4. - С. 69-76.

77. Николаенко А.В. Повышение эффективности и использования тракторных дизелей в сельском хозяйстве / А.В. Николаенко, В.Н. Хватов. - Л.: Агропромиздат, 1986. - 191 с.
78. Орлов П.И. Основы конструирования. Том I / П.И. Орлов. - М.: Машиностроение, 1977. - 618 с.
79. Орлов П.И. Основы конструирования. Том 2/ П.И. Орлов. - М.: Машиностроение, 1977. - 573 с.
80. Основы трибологии (трение, износ, смазка) /Под ред. А.В. Чичинадзе: Учебник для технических вузов. - М.: Центр "Наука и техника", 1995. - 778 с.
81. Пенкин Н.С. Основы трибологии и триботехники. / Н.С. Пенкин, А.Н. Пенкин, В.М. Сербин//Учебное пособие – М: Машиностроение. 2008. – 206 с.
82. Повышение надежности дизелей ЯМЗ и автомобилей КраЗ / Под ред. Н.С. Ханина. - М: Машиностроение, 1974. - 288 с.
83. Попык К.Г. Автомобильные и тракторные двигатели / К.Г. Попык, К.И. Сидорин, А.В. Костров. - М: Высшая школа, 1976. - 280 с.
84. Проников А.С. Надежность машин / А.С. Проников. - М.: Машиностроение, 1978. - 592 с.
85. Пустыльник Е.И. Статистические методы анализа и обработки наблюдений / Е.И. Пустыльник. - М.: Наука, 1968. - 288 с.
86. Румянцев С.И. Ремонт автомобилей. Изд. 2-е, перераб. и доп. / Под ред. С.И. Румянцева. - М.: Транспорт, 1986. - 326 с.
87. Руководства по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту. Двигатели КамАЗ: 740.11-240, 740.13-260, 740.14-300, 740.30-260, 740.50-360, 740.57-320, 740.50-3901001КД. - Набережные Челны: ОАО «КамАЗ», 2002. - 247с.
88. Руководство по ремонту и техническому обслуживанию автомобилей КамАЗ. - М.: РусьАвтокнига, 2001. - 288 с.

89. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту двигателей КамАЗ 740.30-260 и 740.31-240. - Набережные Челны: ОАО «КамАЗ». 2004. - 138 с.
90. Румшицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента/ Л.З. Румшицкий. - М.: Наука, 1971. - 192 с.
91. Сомов В.А. Повышение моторесурса и экономичности дизелей / В.А. Сомов - Л.: Машиностроение, 1967. - 194 с.
92. Степанов А.Г. Технологии и средства повышения долговечности коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания оптимальным использованием ремонтного припуска. Дис. д-ра техн. наук, М., 2003. 394 с.
93. Сыркин П.Э. Условия подвода смазки и повышение надежности шатунных подшипников двигателей / П.Э. Сыркин, Б.Д. Нурмухамедов, А.А. Кузьмин // Автомобильная промышленность. - 1976. - № 8. - С. 7-9.
94. Тартаковский И.Б. Капитальный ремонт быстроходных дизелей / И.Б. Тартаковский, Н.П. Волошкин, В.Я. Попов. - М.: Машиностроение, 1971. - 480с.
95. Техническая эксплуатация автомобилей / Под ред. Е.С. Кузнецова. - М.: Транспорт, 1991. - 413 с.
96. Титунин Б.А. Ремонт автомобилей КамАЗ / Б.А. Титунин, М.Г. Старостин, В.М. Мушниченко. - Л.: Агропромиздат, 1987. - 288 с.
97. Увеличение ресурса машин технологическими методами. - М.: Машиностроение, 1978. - 216 с.
98. Федотов А.И. Диагностика автомобиля. Учебник для вузов. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2012.-468 с.
99. Федотов А.И., Бойко А.В. Математическое моделирование процессов функционирования автомобилей: учебное пособие Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2012.-114 с.
100. Черепанов С.С. Техническое обслуживание и ремонт машин в сельском хозяйстве / С.С. Черепанов. - М.: Колос, 1978. - 288 с.

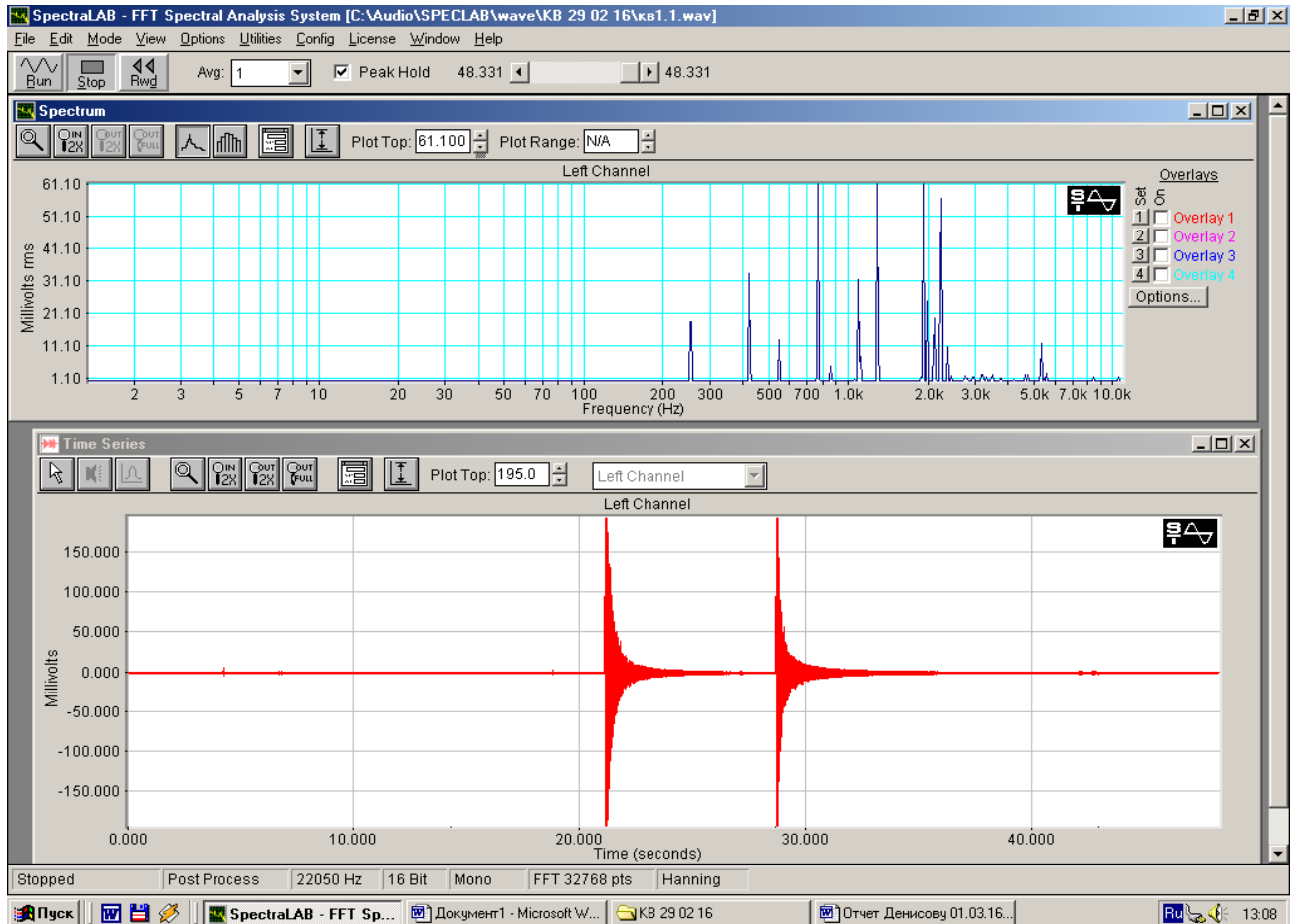
101. Чернышов Г.Д., Созинов Г.И., Кротов В.М., Бесчастнов В.А. «Ремонт двигателей ЯМЗ», Москва, Транспорт, 1974, с. 21-30).
102. Чихос Х. Системный анализ в трибонике / Х. Чихос. - М.: Мир, 1982. - 351 с.
103. Чичинадзе А.В. Расчет, испытание и подбор фрикционных пар / А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, А.Г. Гинзбург. - М.: Наука, 1979. - 268 с.
104. Шадричев В.А. Основы технологии автостроения и ремонт автомобилей / В.А. Шадричев. - Л.: Машиностроение, 1976. - 560 с.
105. Шibaков И.Г., Галиев Р.К., Хабибуллин Р.Г., Кулаков А.Т., Денисов А.С., Гафиятуллин А.А. Способ ремонта упрочнённых азотированием шеек коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания. Патент на изобретение № 2487002. Зарегистрирован в Госреестре 03.10.2013
106. Эксплуатационная надежность сельскохозяйственных машин / Под ред. В.Д. Аниловича. - Минск: Ураджая, 1974. - 263 с.
107. Якунин Н.Н. Методологические основы контроля и управления техническим состоянием автомобилей в эксплуатации / Н.Н.Якунин. - М.: машиностроение-1, 2003. - 178 с.
108. Archard J.F. Elastic Deformation and the Laws of Friction. Proc. Roy. Soc. Ser A, vol. 243, - N 1233. - 1957, - P. 190-205.
109. Barysz I., Cillik L. Zvyšovanie spoľahlivosti a živomosti dynamicky zatazenych klznych lozisk // 8 Vedecka konferencia VSIDS, Seccia 3 Dopravna technika. - Zilina, 1988. - S. 21-24.
110. Barwell F.T. Trilology in production. Product Eng. (Or. Brit). - 1972. № 7. - P. 263-271.
111. Bowden P.P., Tabor D. The Friction and Lubrication of Solids. - Oxford at the Clarendon Press, - 1964. - P. 544.
112. Cocks M., Tallian T.E. Sliding Contacts in Rolling Bearing. - ASLE Trans., vol. 14, - № 1, - 1971. - P. 32.
113. Johnson G. Failure of components // Automobile Engineers, March, 1996. - P. 108-111.

114. Krause H.R. Tribomechanical Reaction in the Friction and Wearing Process of Iron // *Wear*, vol.18, - № 3. - 1971. - P. 403-412.
115. F.A.Martin Developments in engine bearings. "Tribol Retiprocat.Engines.Proc.9-th Leeds-Lyon Symp.Tribol 7-10 sept. 1982.",p.9-28.
116. Moore D.F. Principles and Applications of Tribology. Pergamon Inter. Library, 1975. - 272 p.
117. Rabinowicz E. Friction and Wear of Materials. I. Willey, New York, 1965. - 244 p.
118. Schilling A. Les huiles pour Motuvs et le graissage des Moteuvs, т.П., 1962
119. Wilcock D.F. Bearing Design and Application. Series in Mechanical Engineering. Me Graw Hill Company Inc. - New York, 1957 - 205 p.

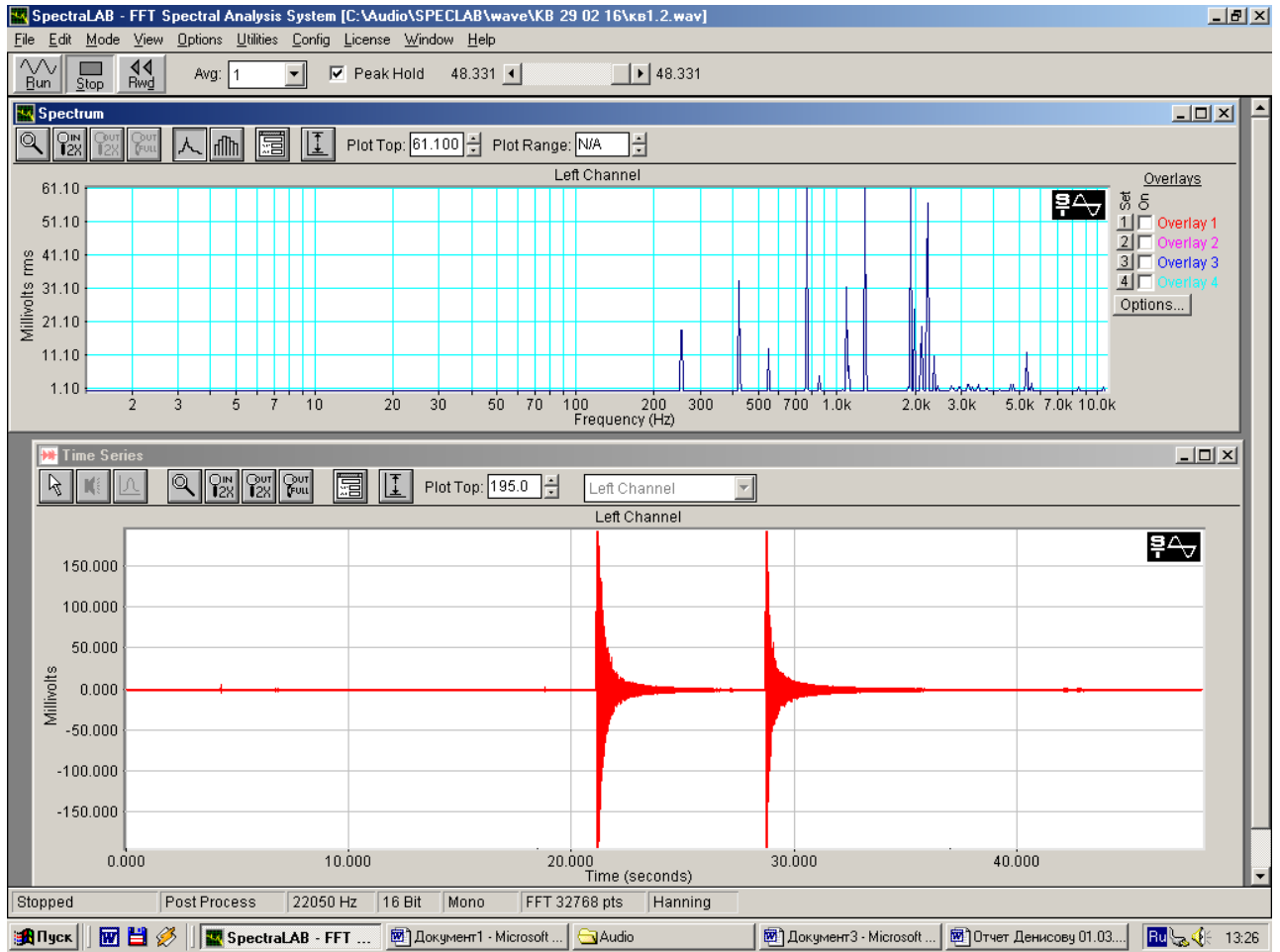
ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

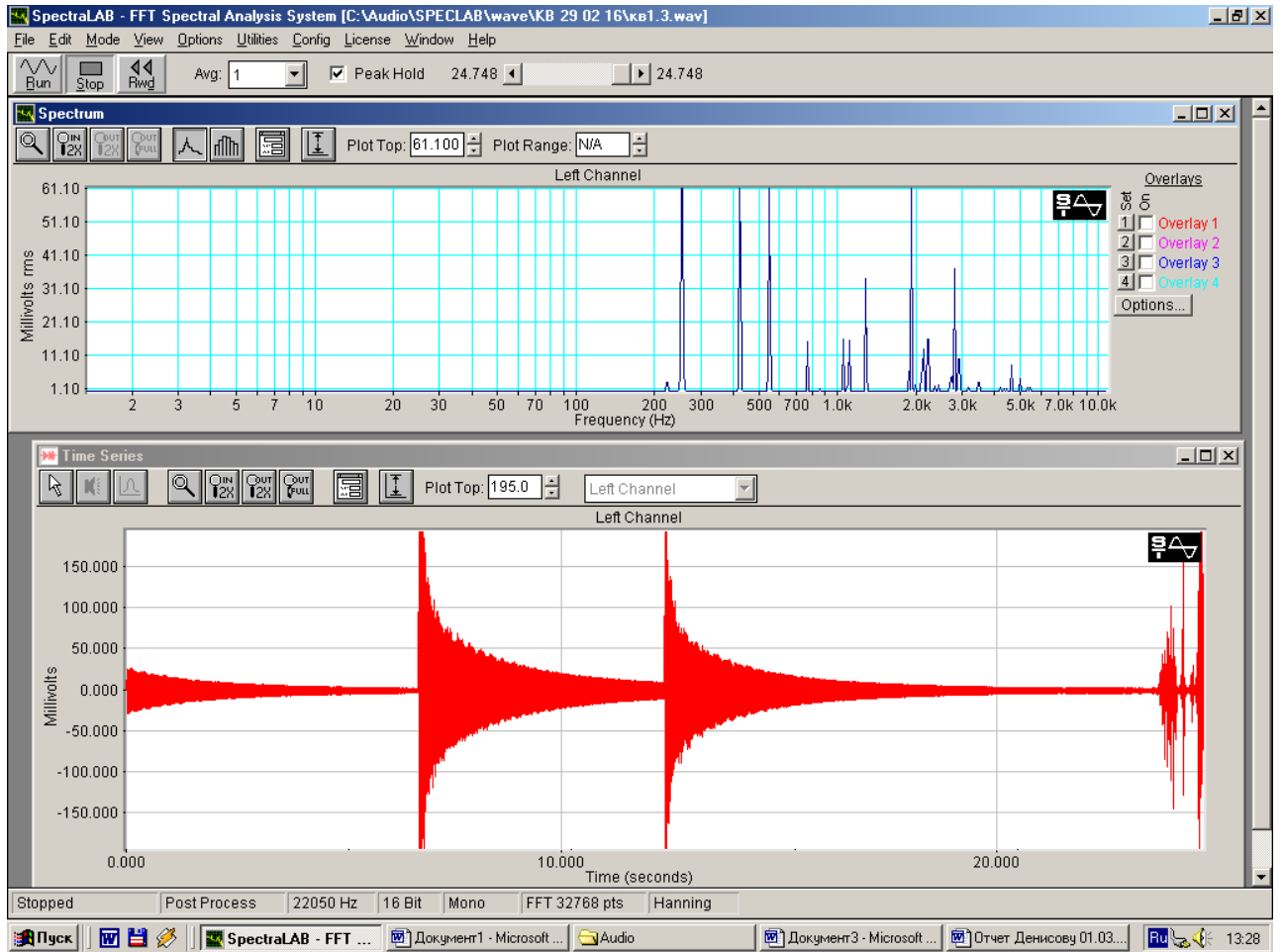
Результаты испытаний места и направления удара бойком,
угла его отклонения и места крепления датчика



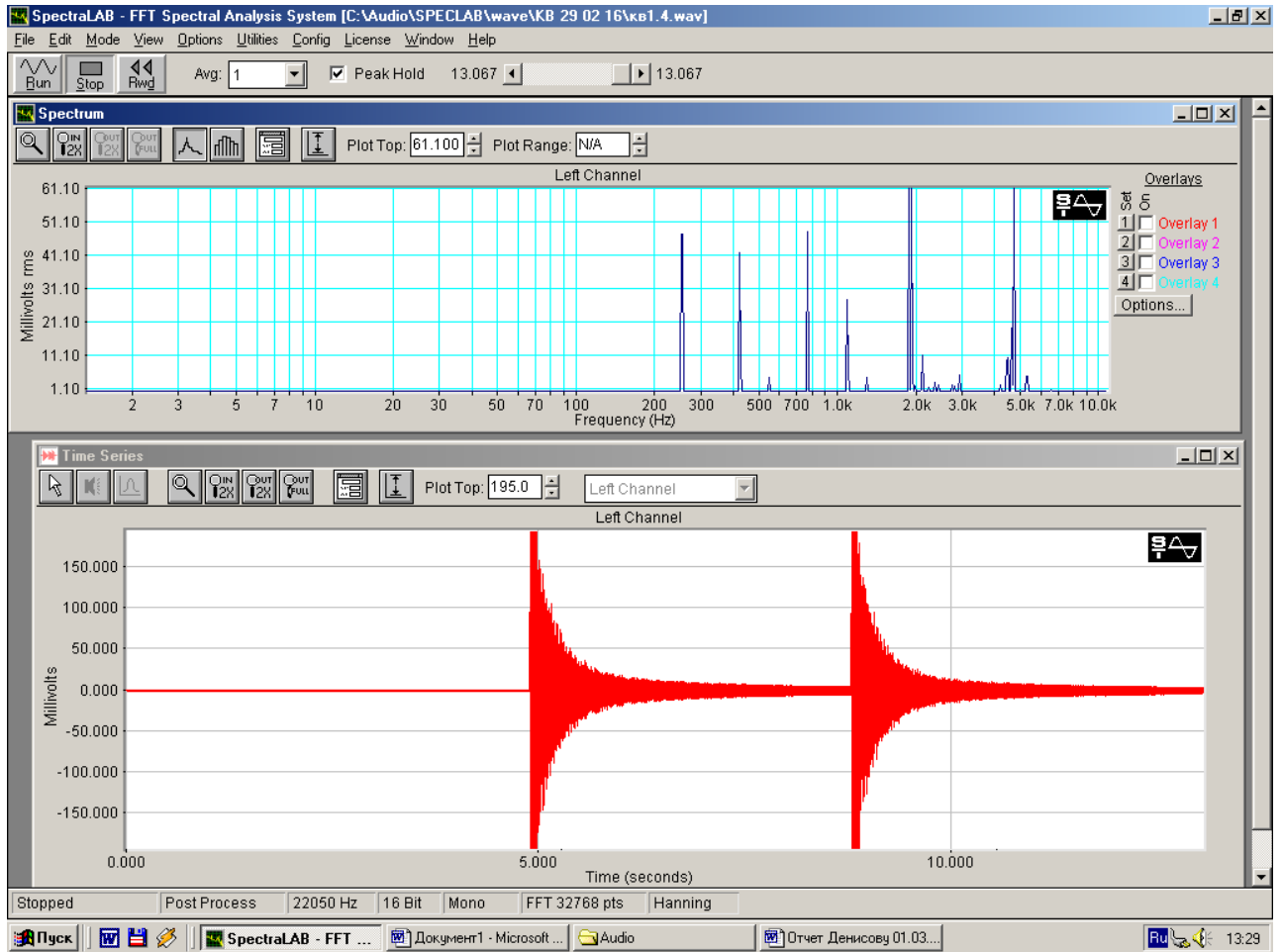
кв1.1 Датчик внизу, удар рядом



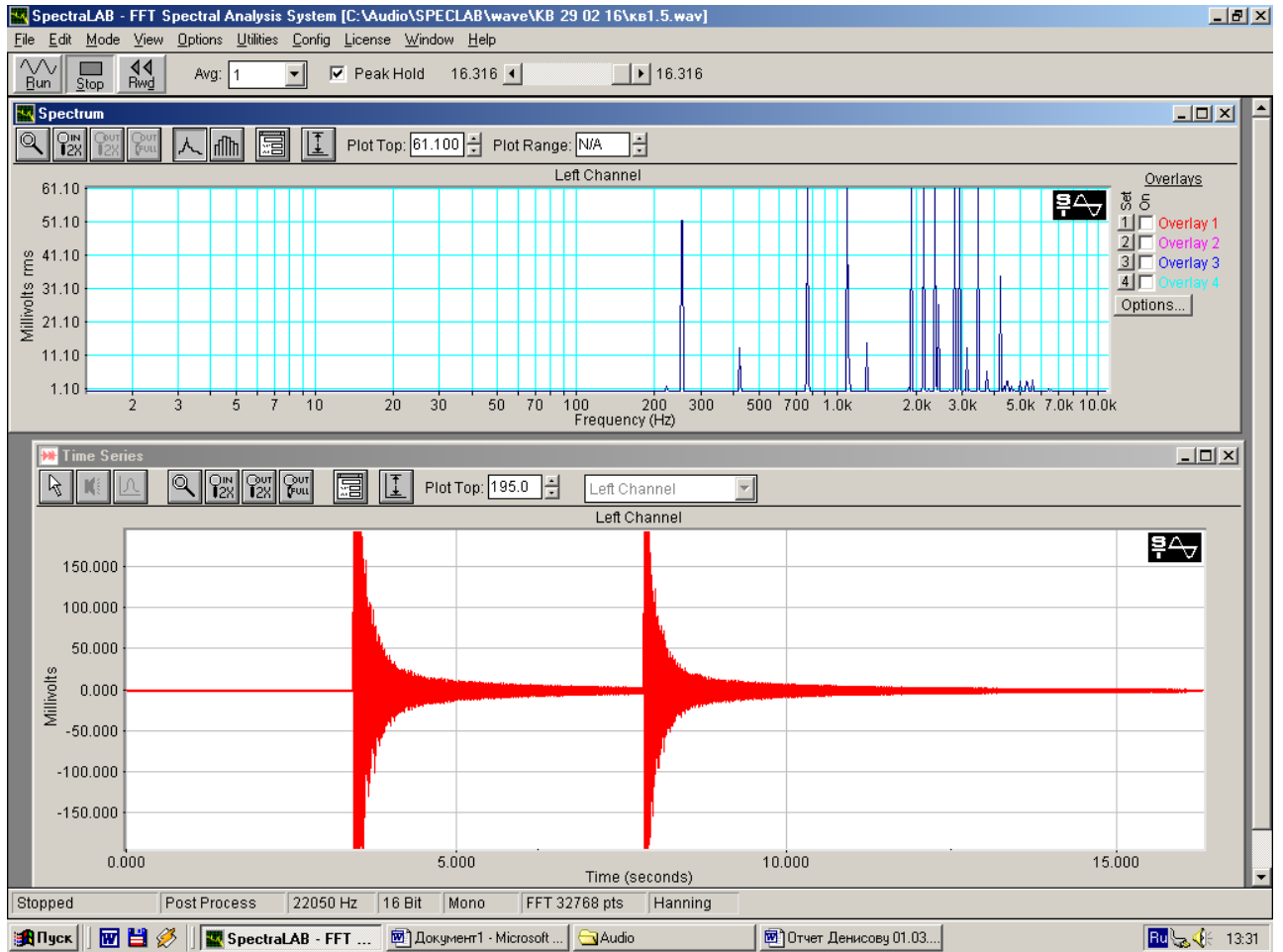
кв1.2 Датчик внизу, удар в середине



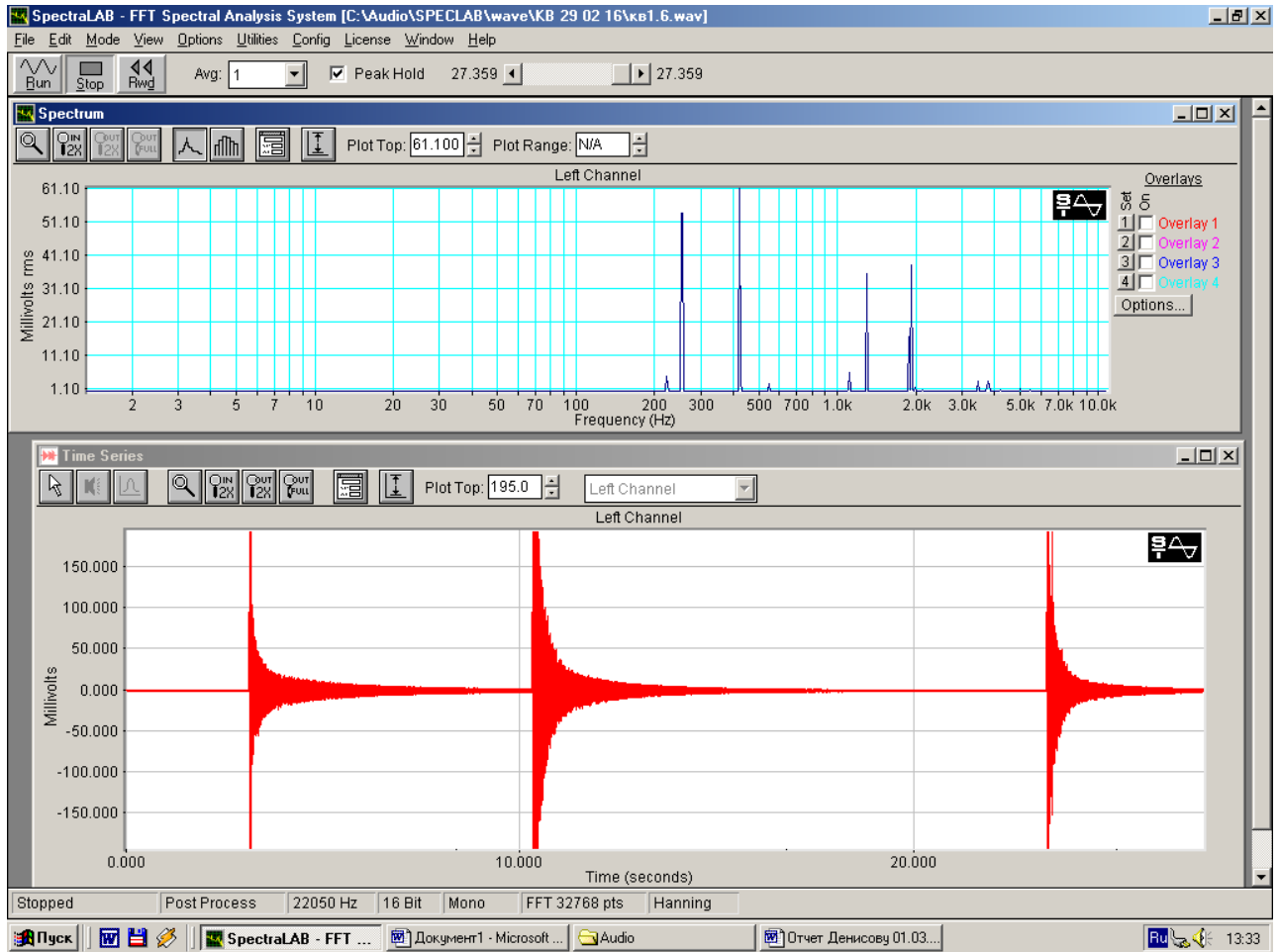
кв1.3 Датчик внизу, удар наверху



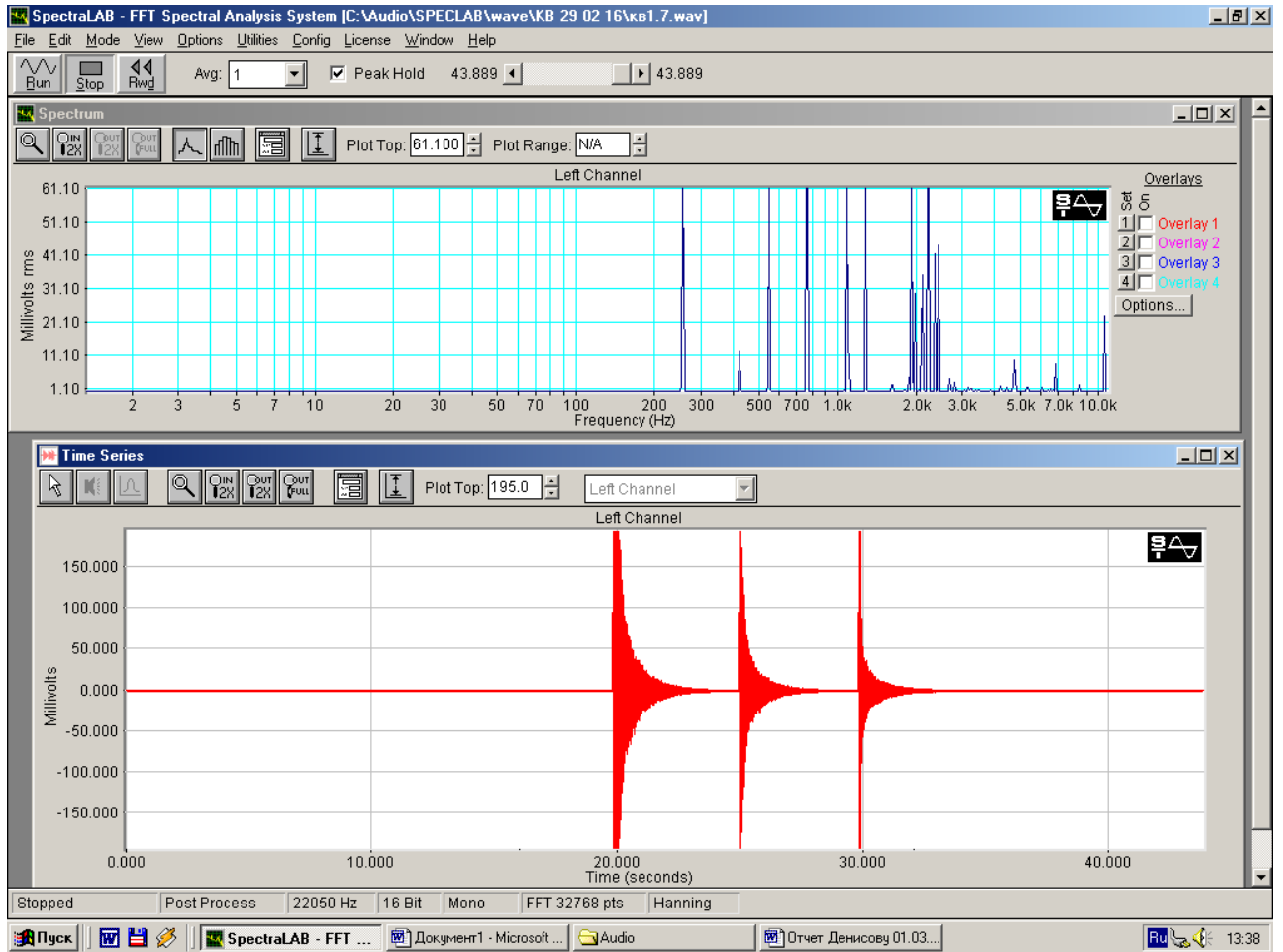
кв1.4 Датчик наверху, удар внизу



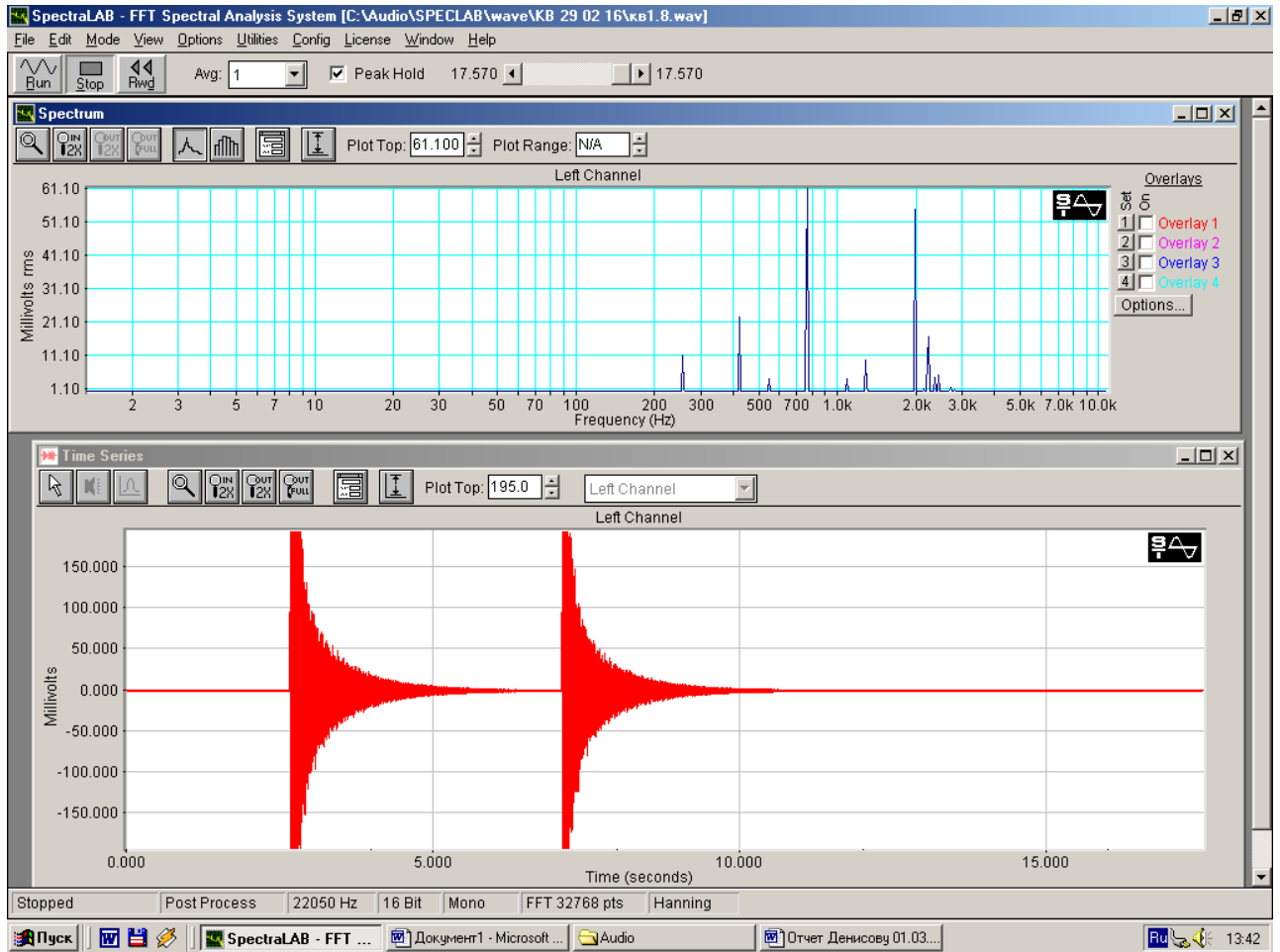
кв1.5 Датчик наверху, удар в середине



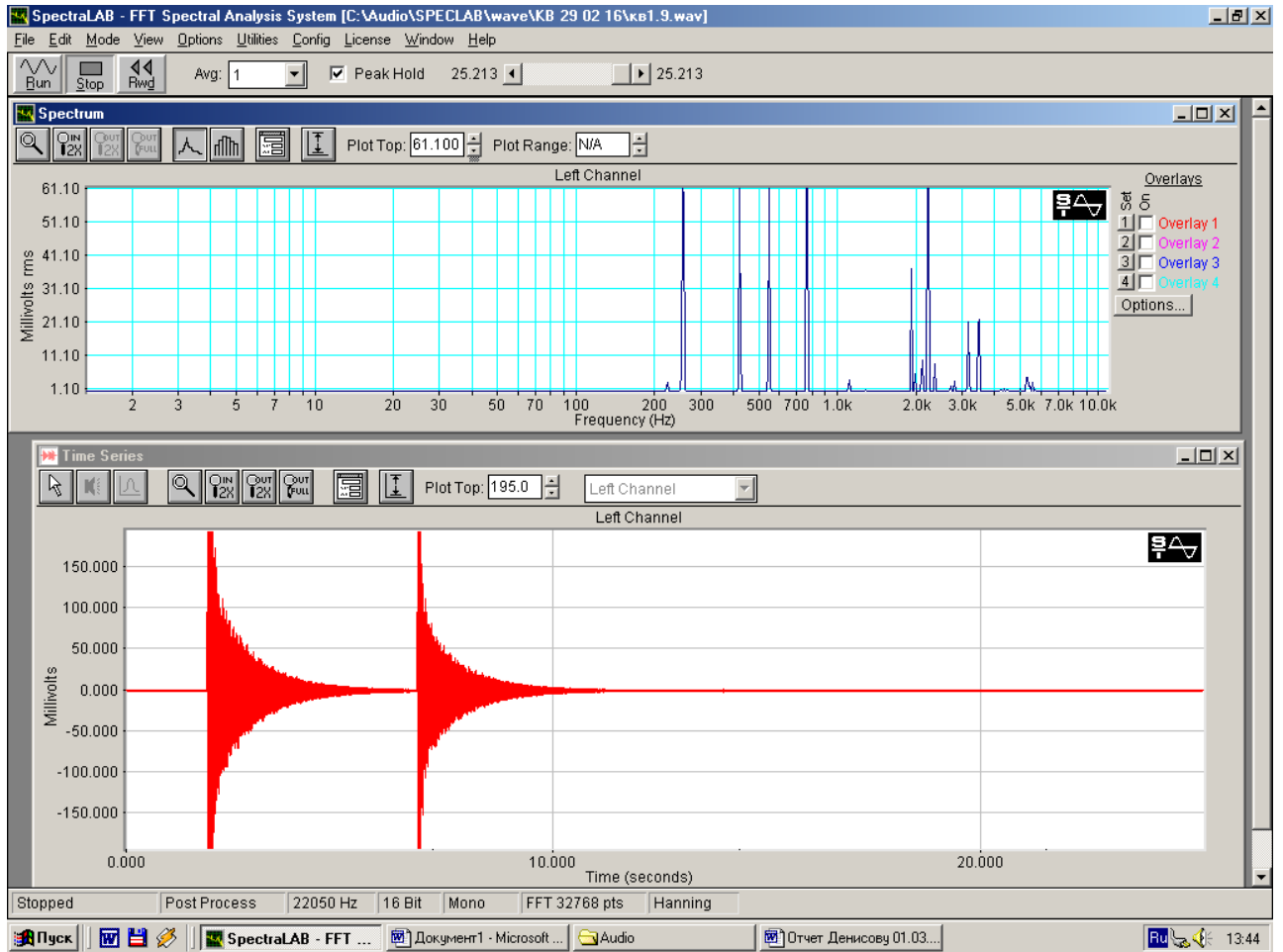
кв1.6 Датчик наверху, удар наверху



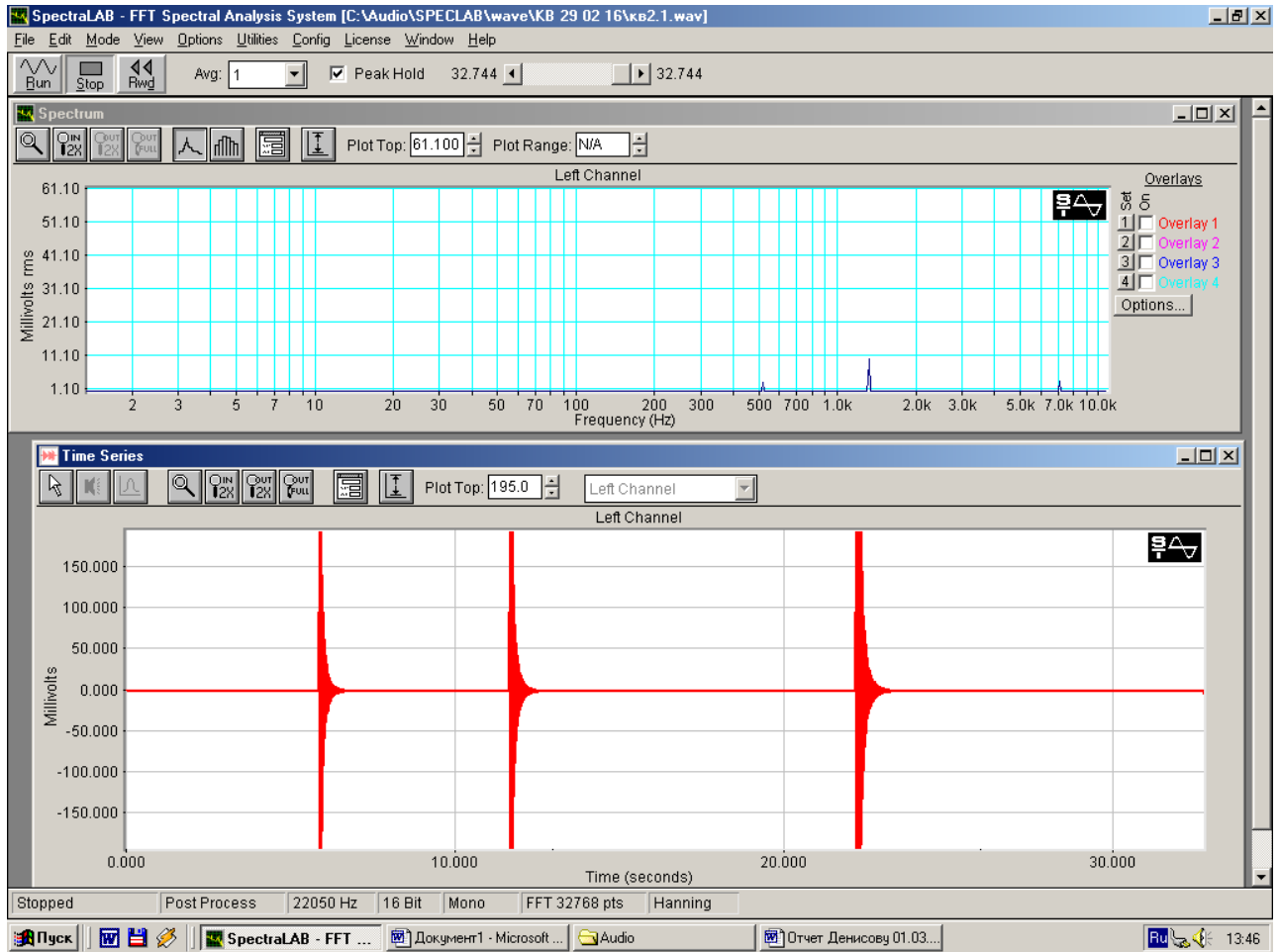
кв1.7 Горизонтально. Датчик справа, удар справа



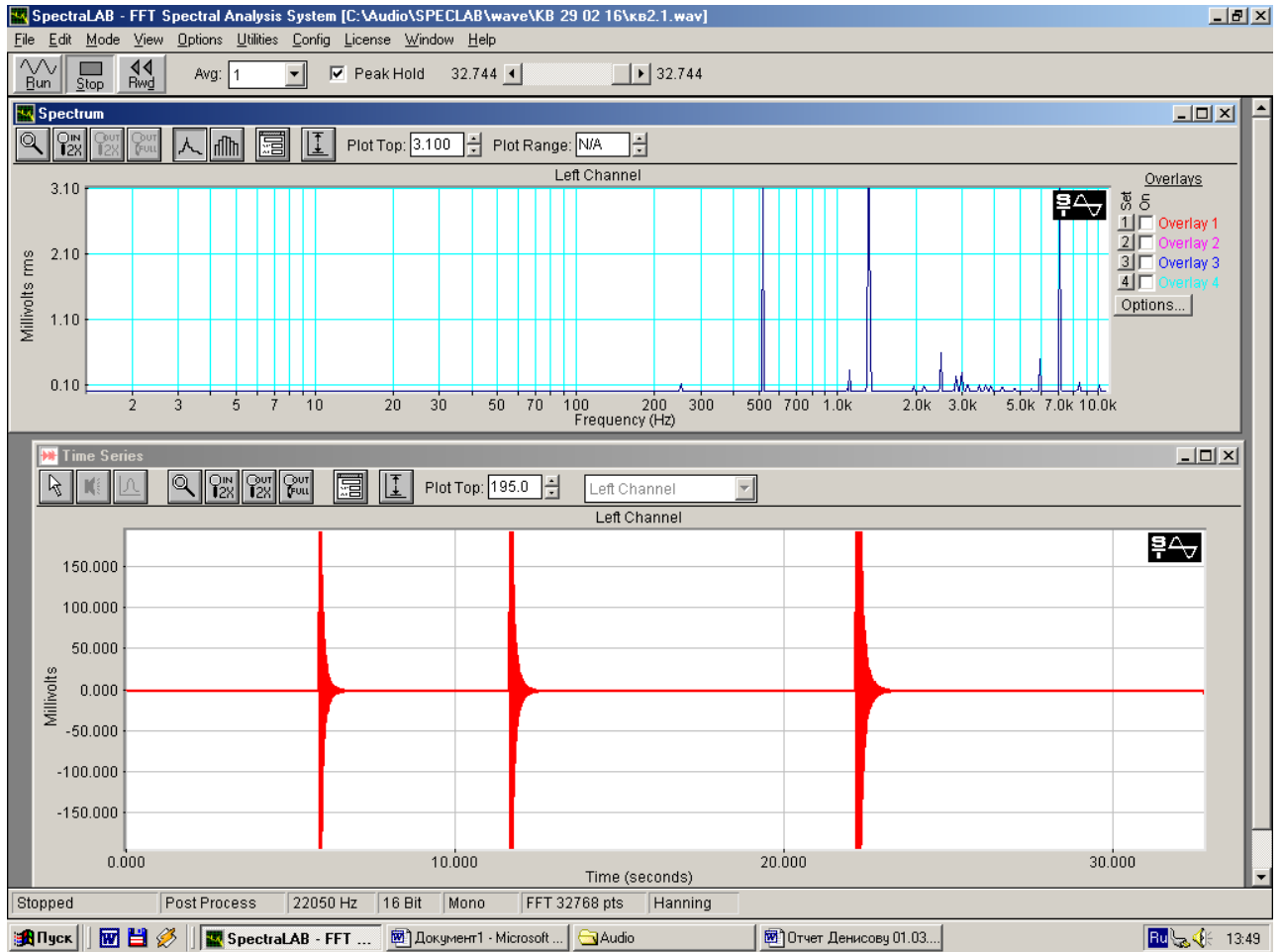
кв1.8 Горизонтально. Датчик справа, удар в середине



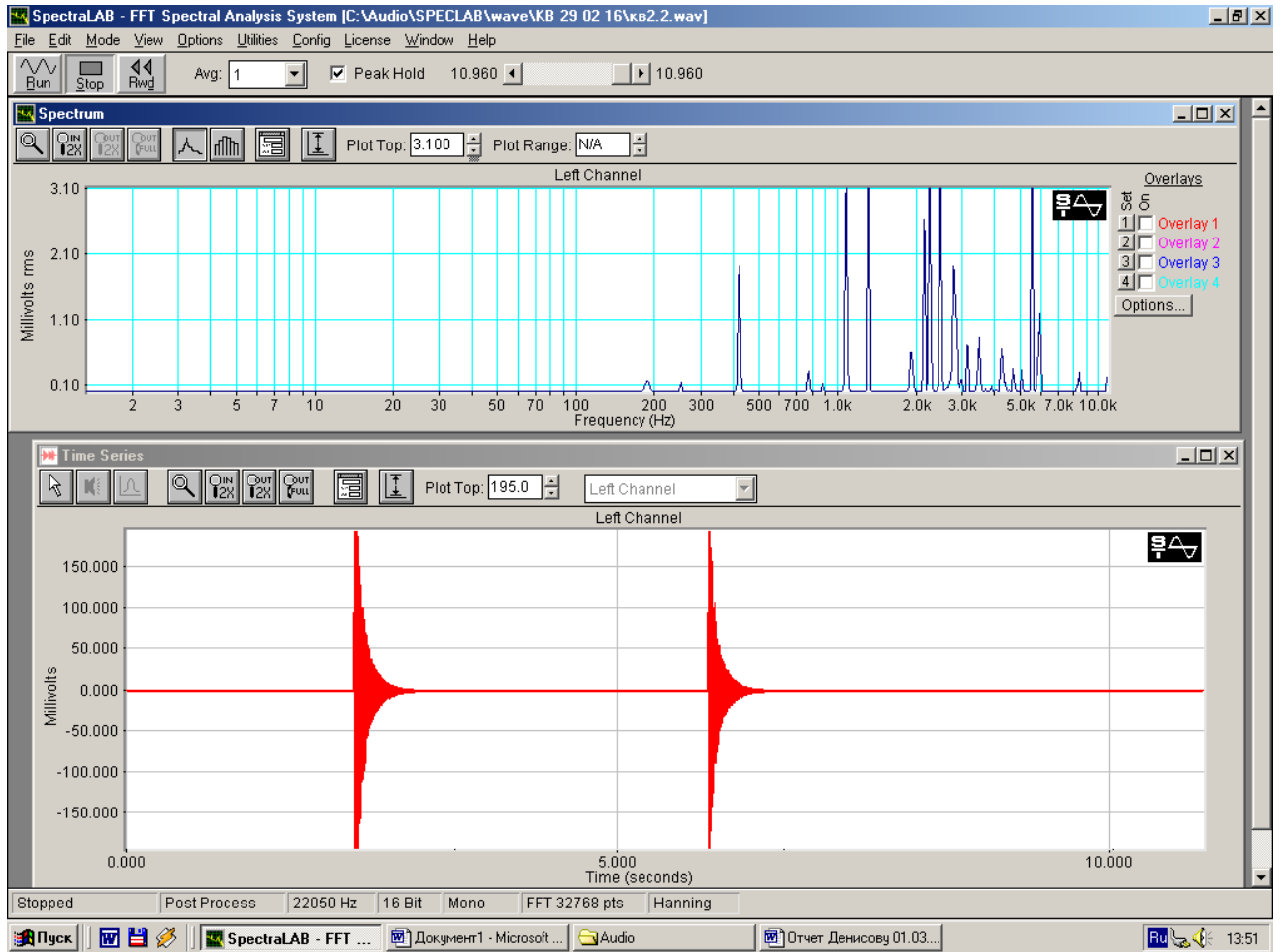
кв1.9 Горизонтально. Датчик справа, удар слева



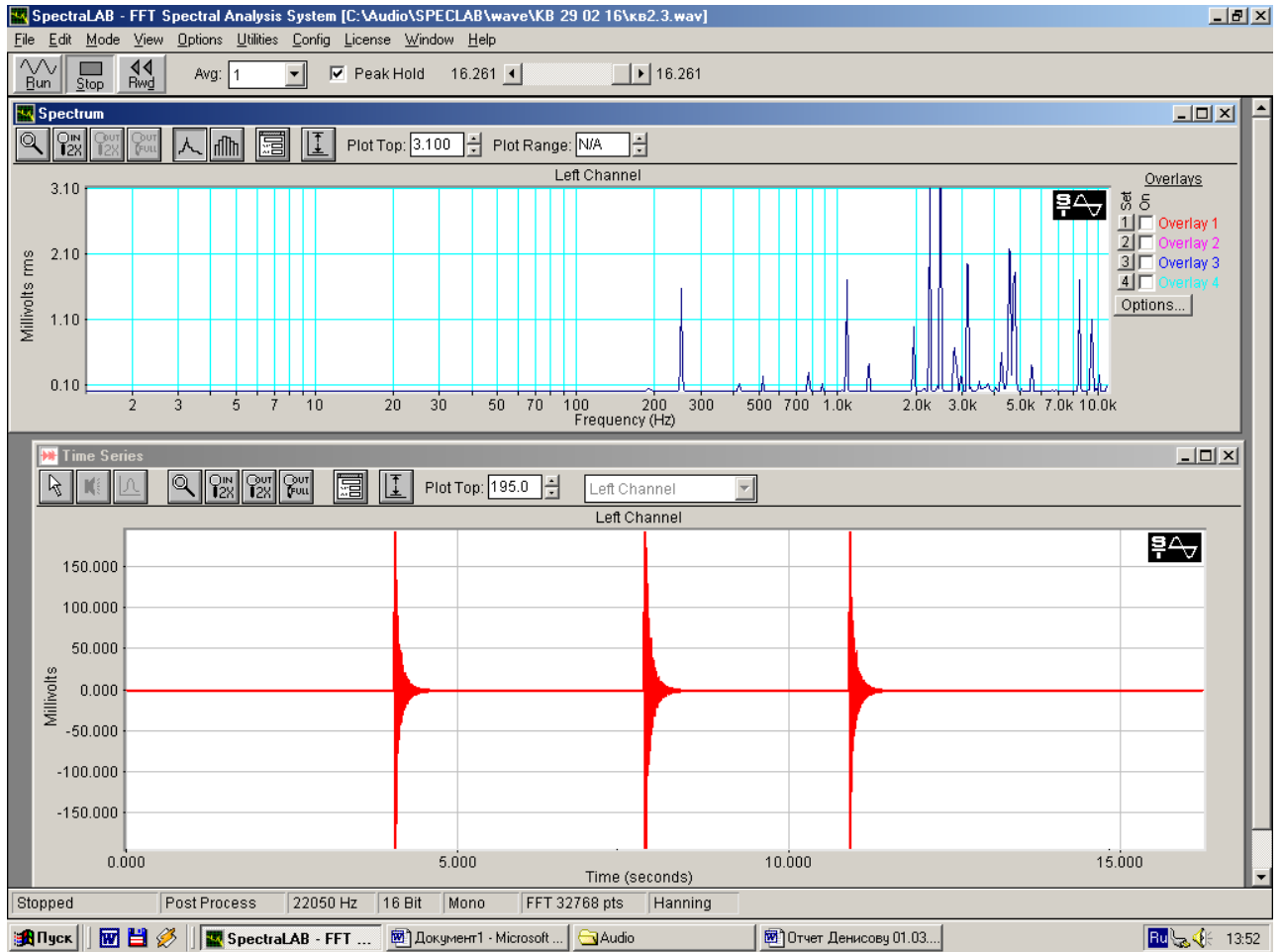
kv2.1 Вертикально. Датчик внизу, удар внизу. M1:1



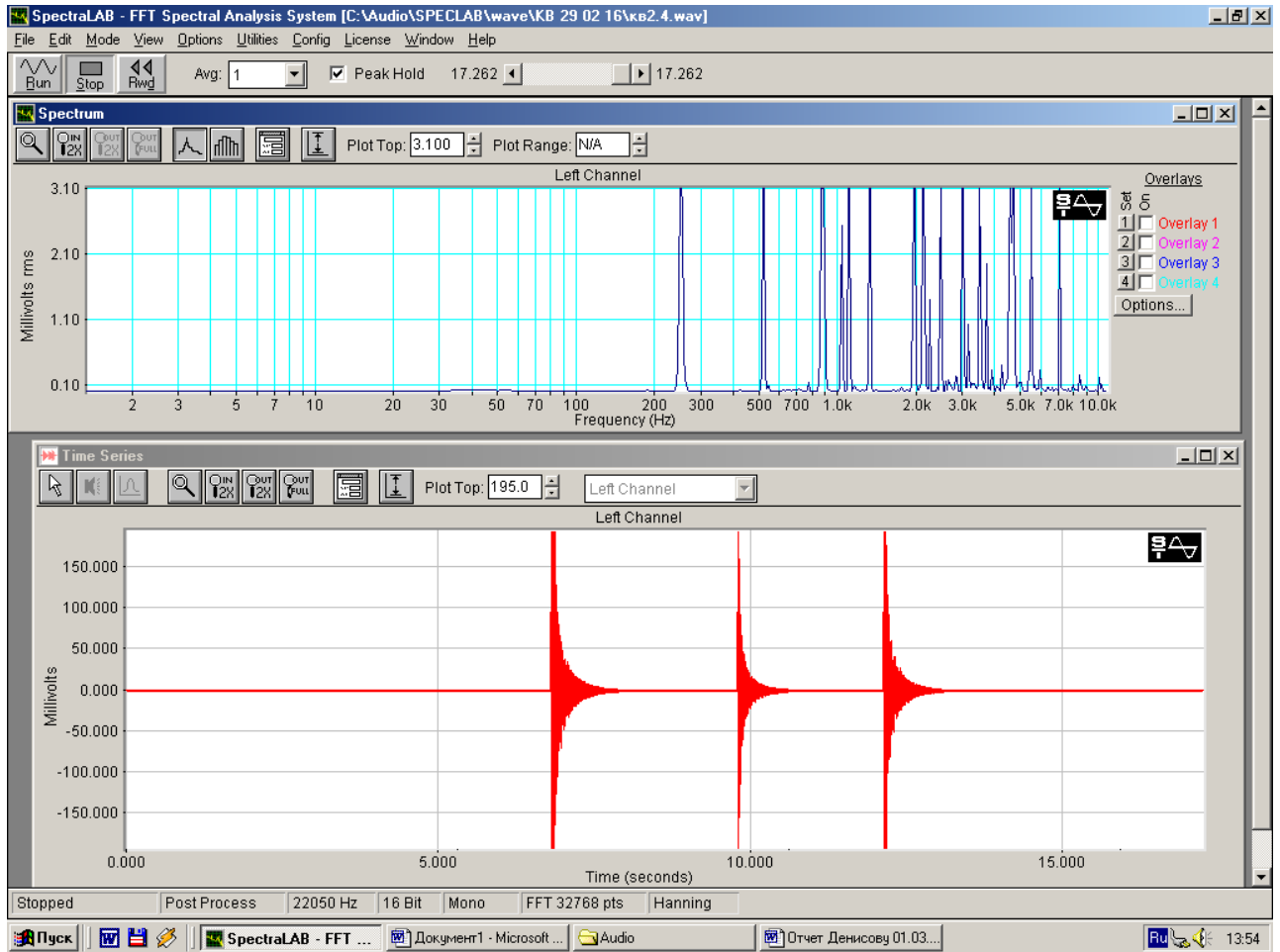
кв2.1 Вертикально. С трещиной. Датчик внизу, удар внизу. М спектра 20:1



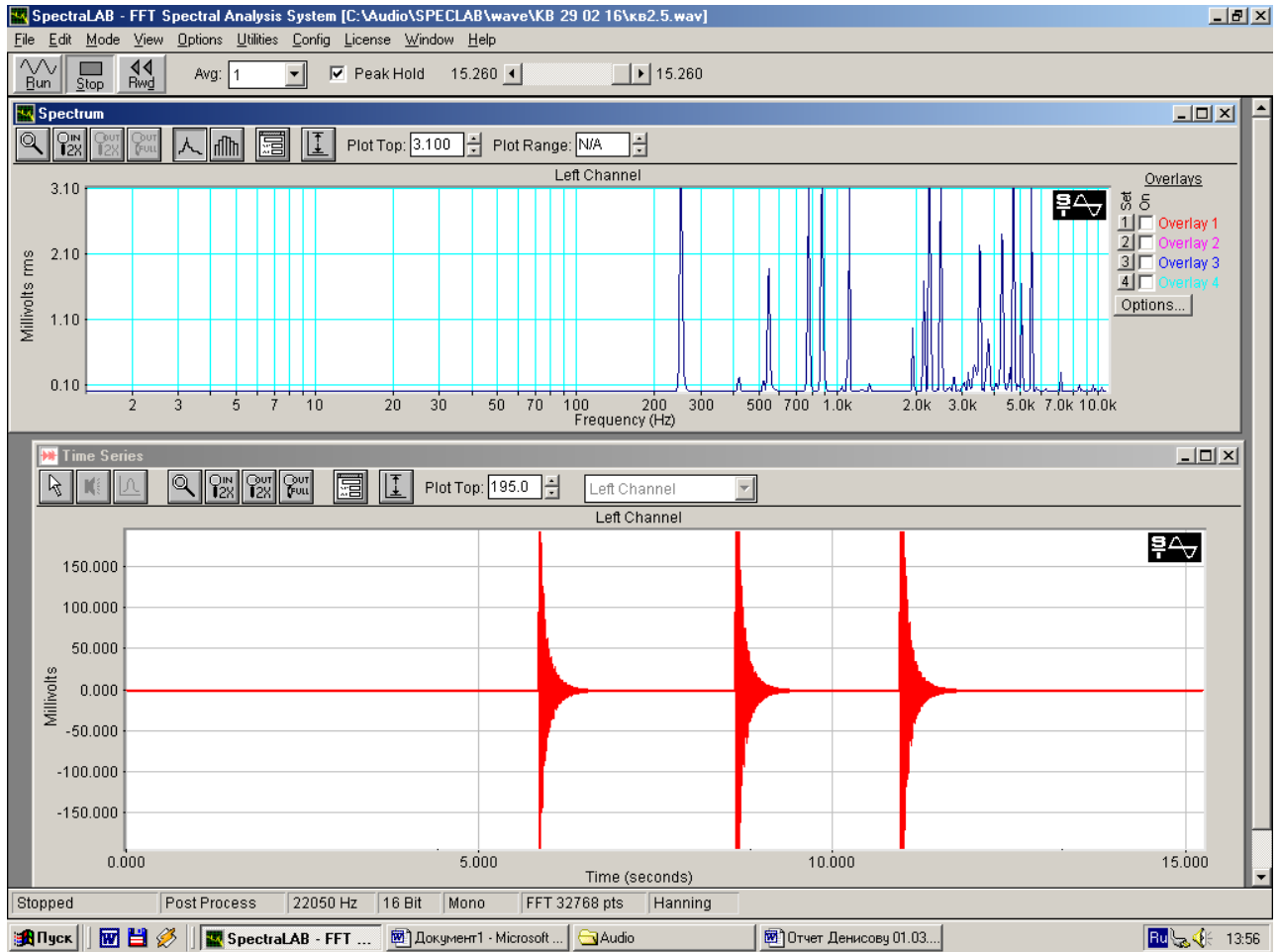
кв2.2 Вертикально. С трещиной. Датчик внизу, удар в середине. М спектра 20:1



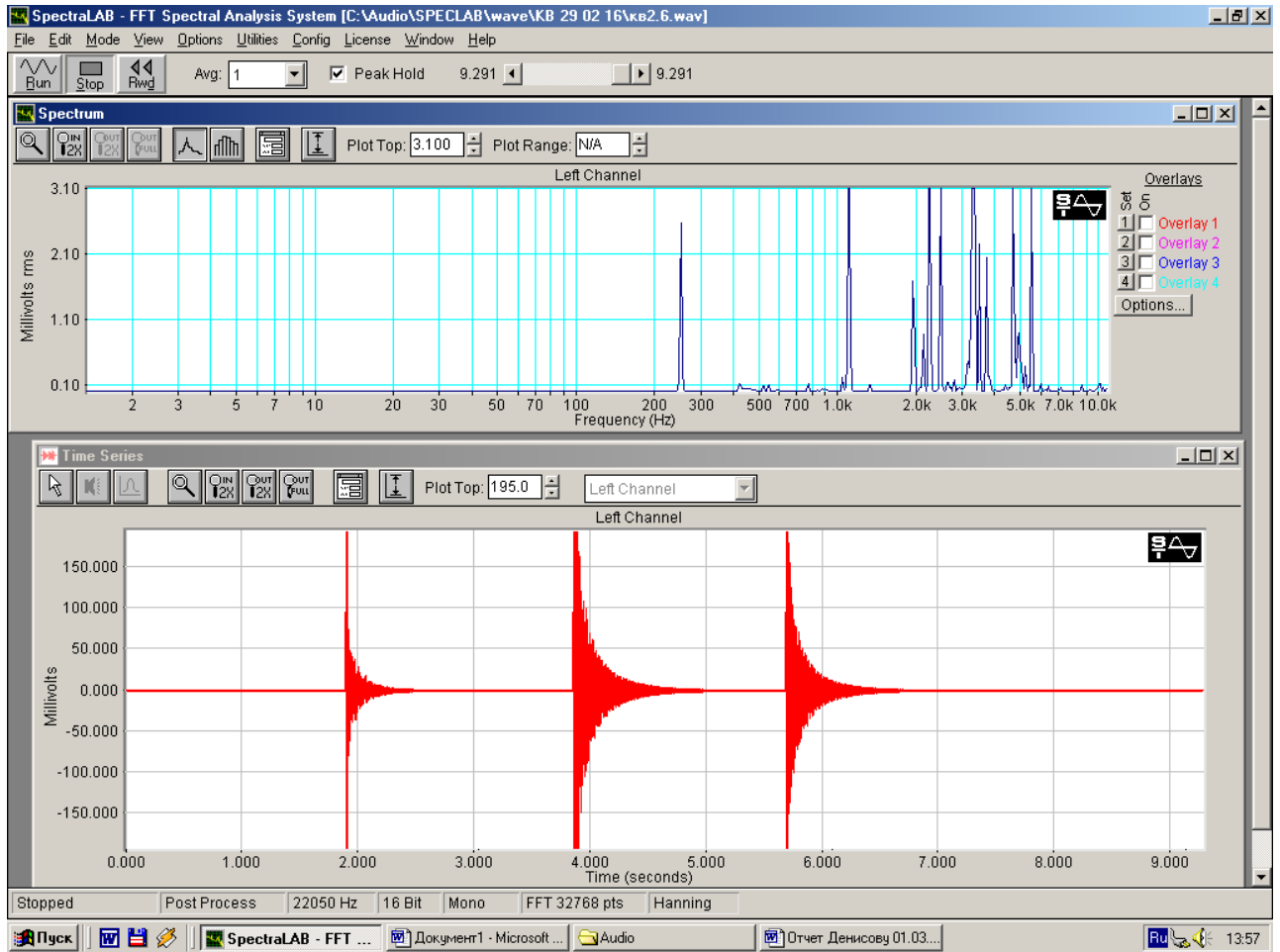
кв2.3 Вертикально. С трещиной. Датчик внизу, удар наверху. М спектра 20:1



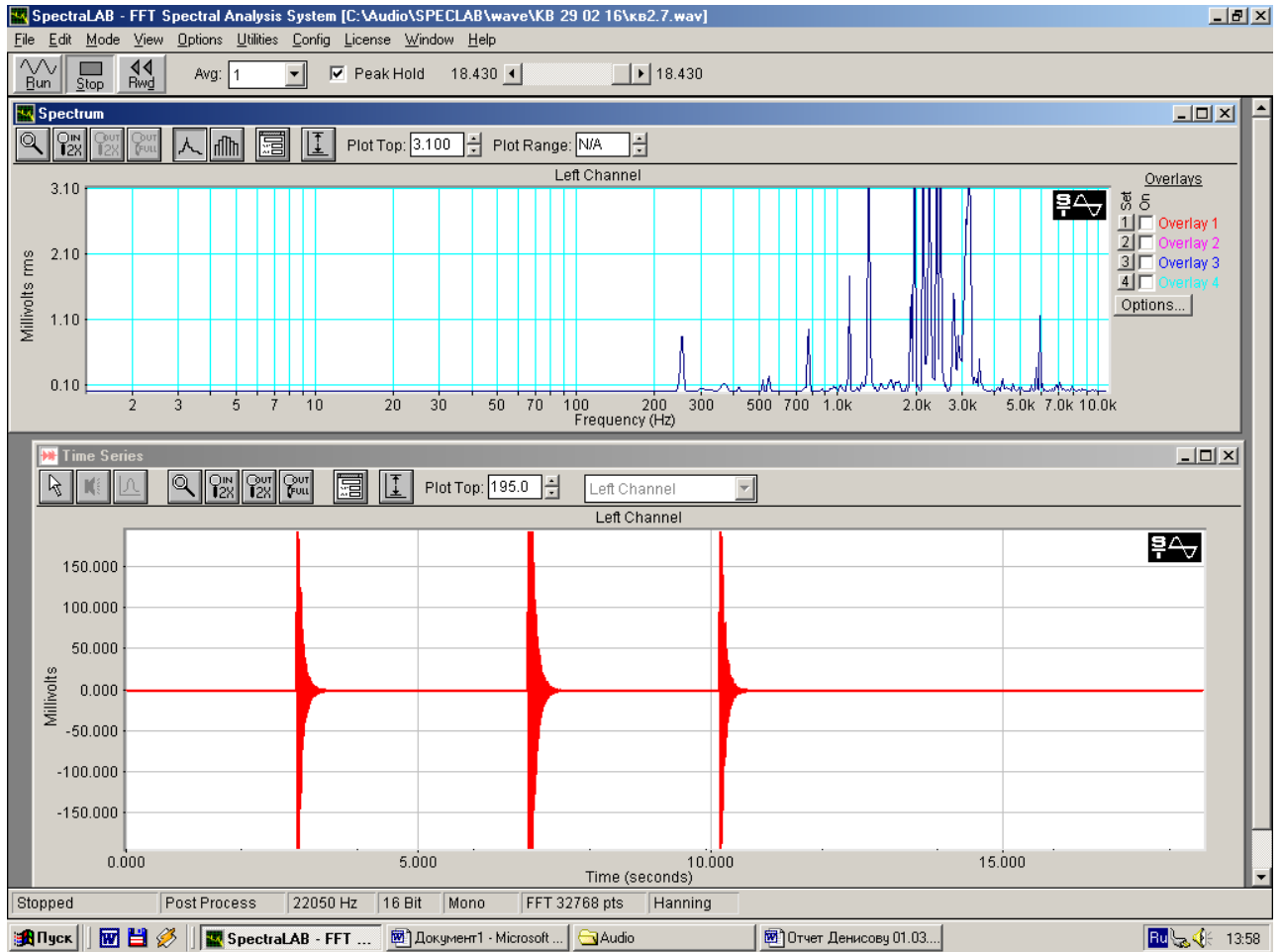
кв2.4 Вертикально. С трещиной. Датчик наверху, удар внизу. М спектра 20:1



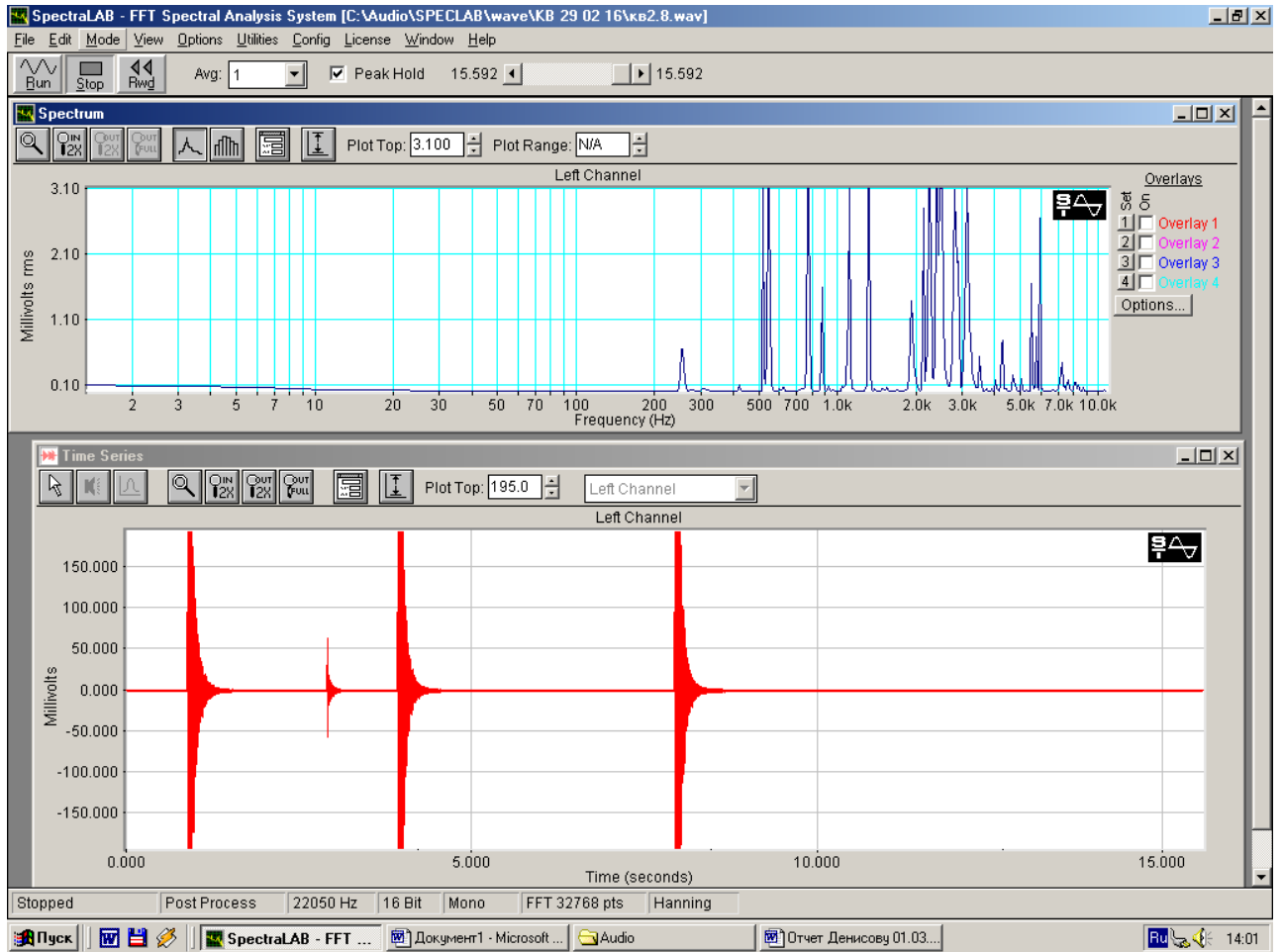
кв2.5 Вертикально. С трещиной. Датчик наверху, удар в середине. М спектра 20:1



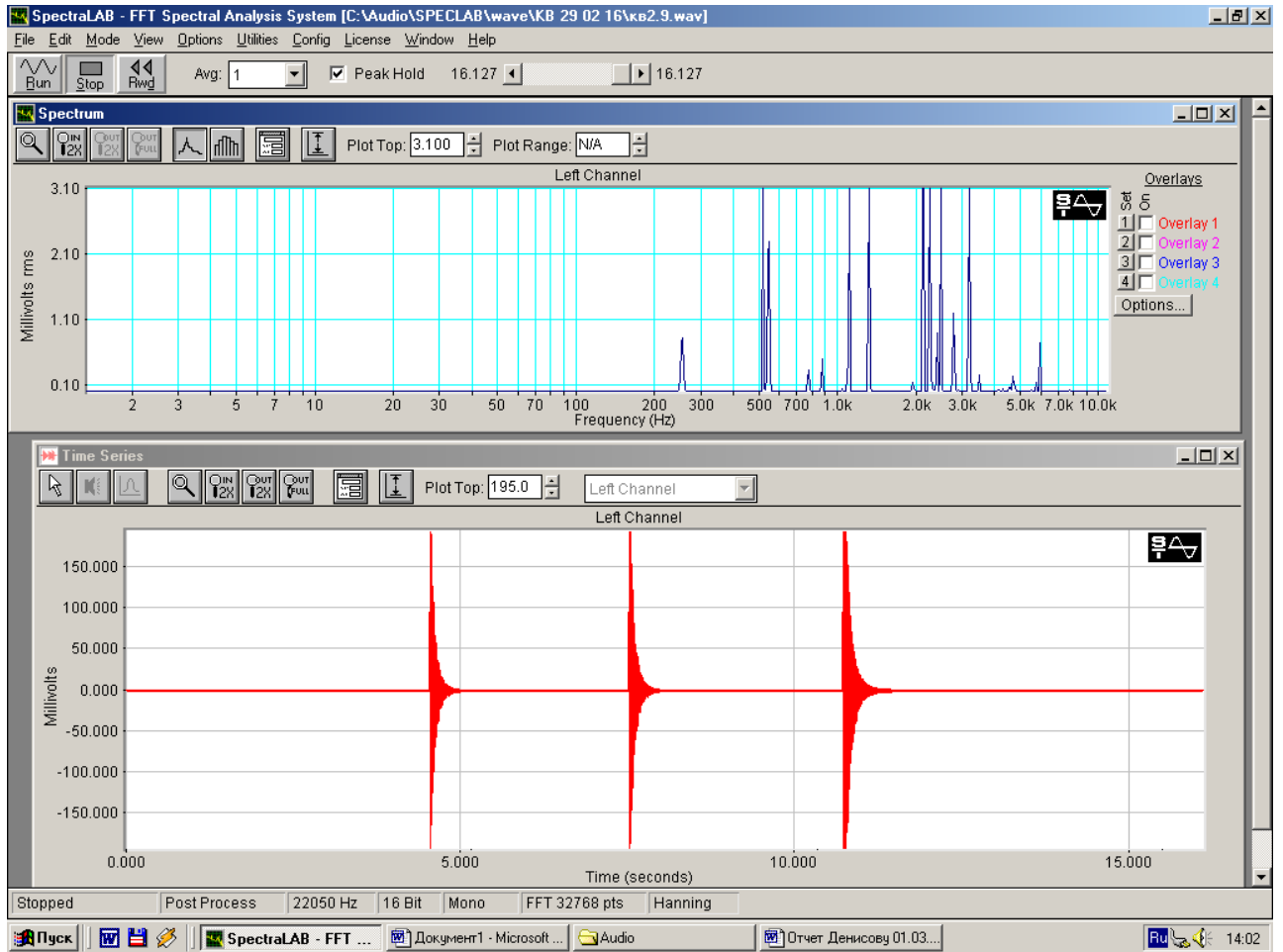
кв2.6 Вертикально. С трещиной. Датчик наверху, удар наверху. М спектра 20:1



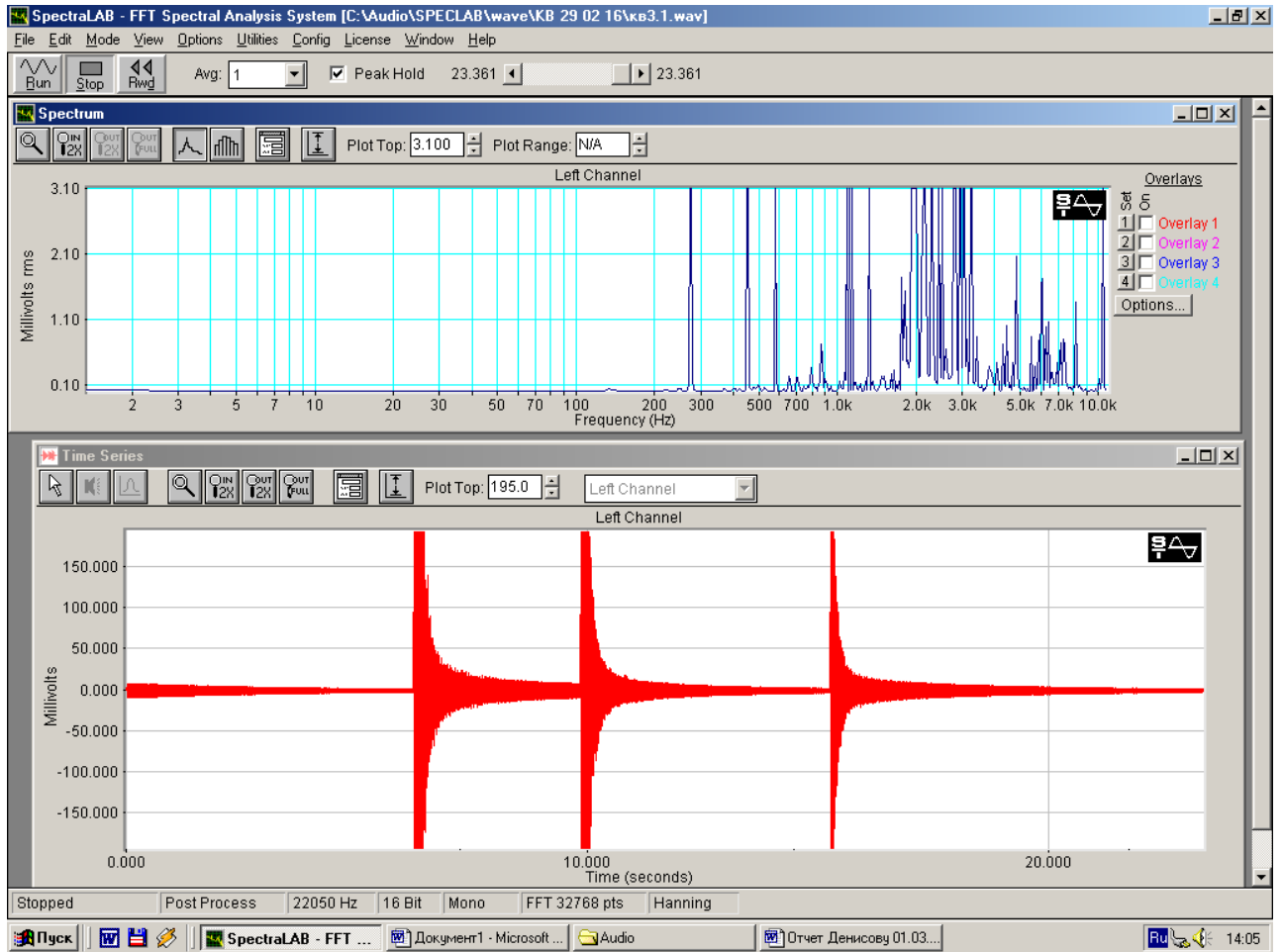
кв2.7 Горизонтально. С трещиной. Датчик справа, удар рядом. М спектра 20:1



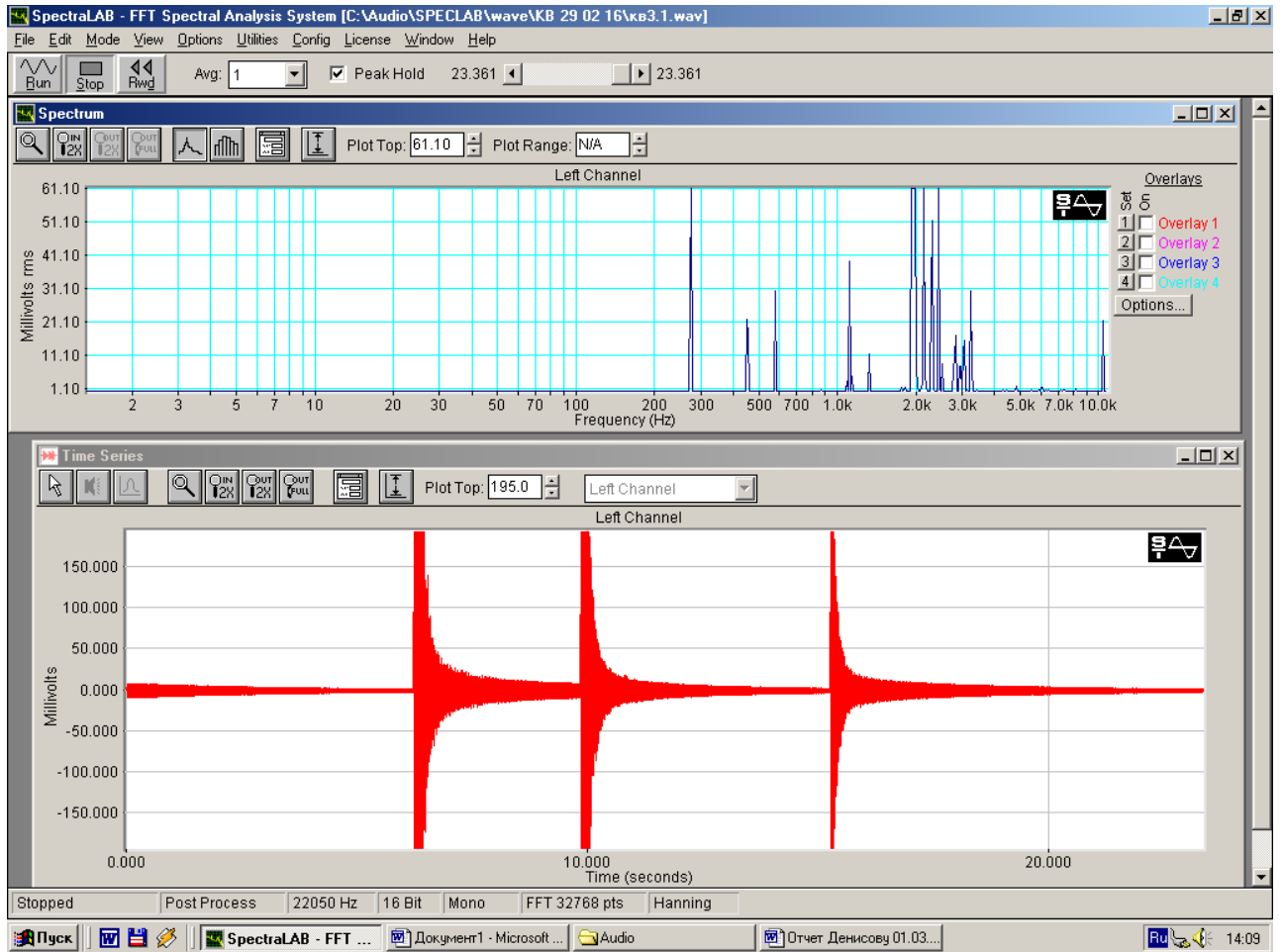
кв2.8 Горизонтально. С трещиной. Датчик справа, удар в середине. М спектра 20:1



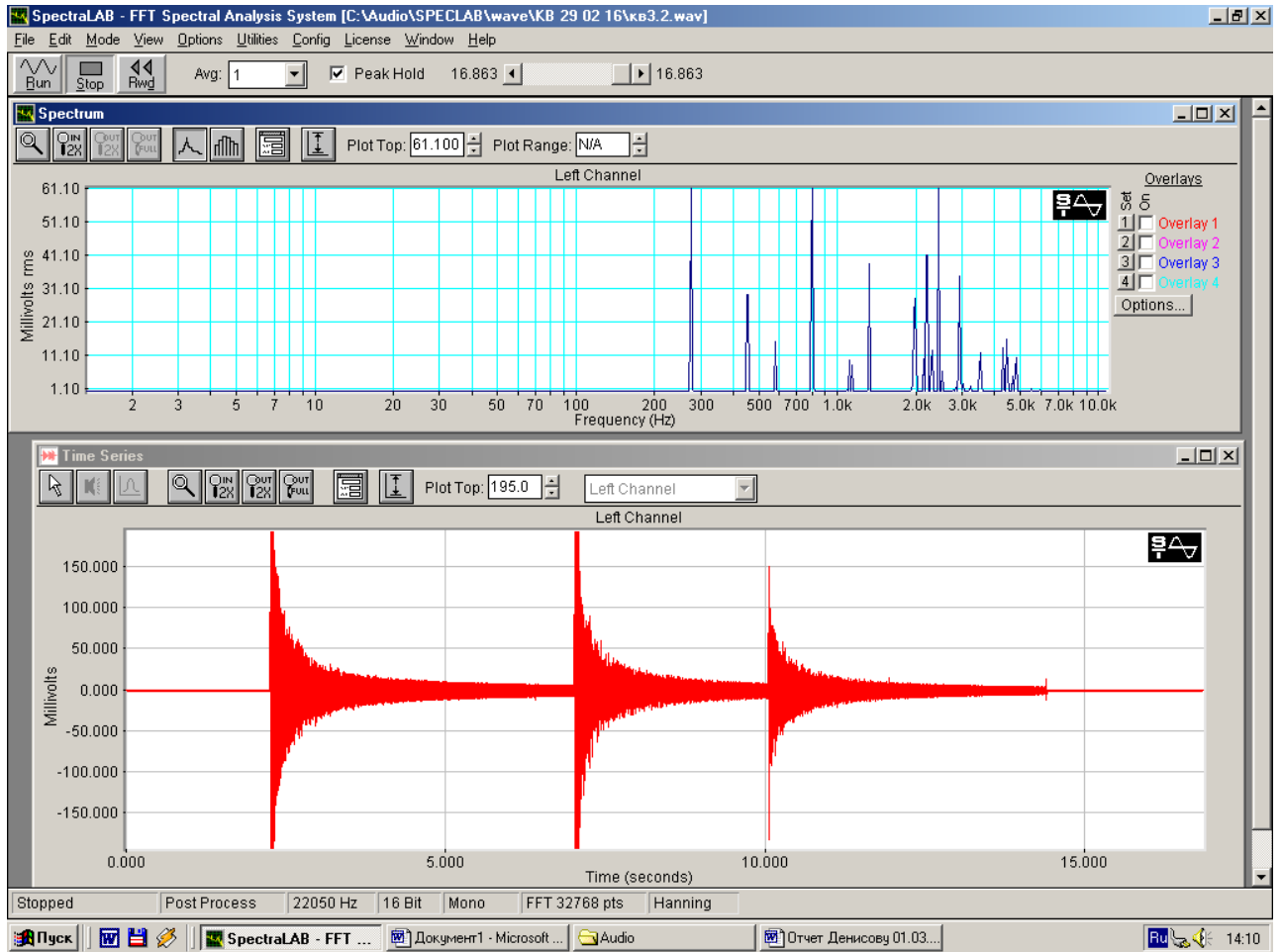
кв2.9 Горизонтально. С трещиной. Датчик справа, удар слева. М спектра 20:1



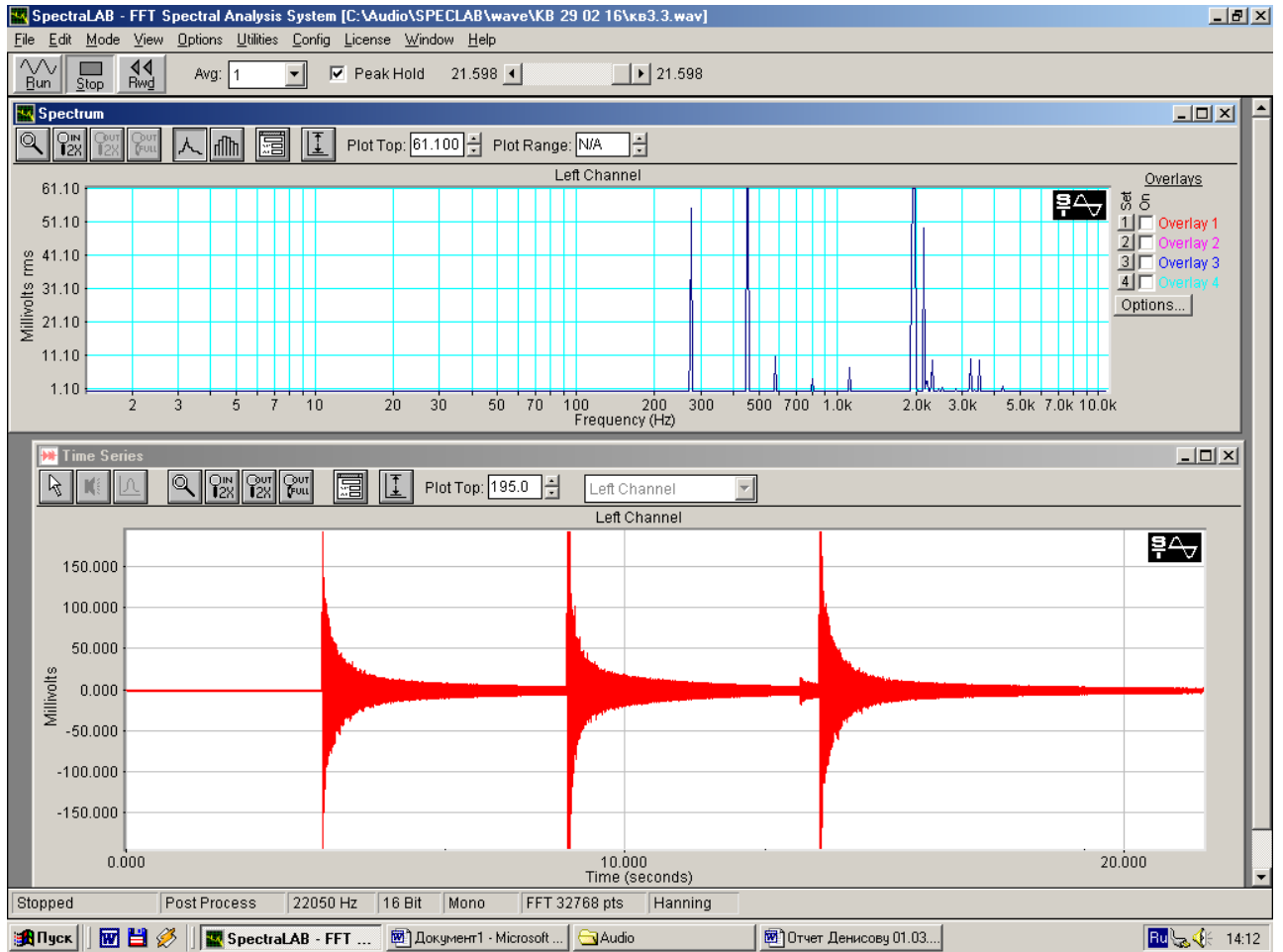
кв3.1 Вертикально. Датчик внизу, удар внизу. М спектра 20:1



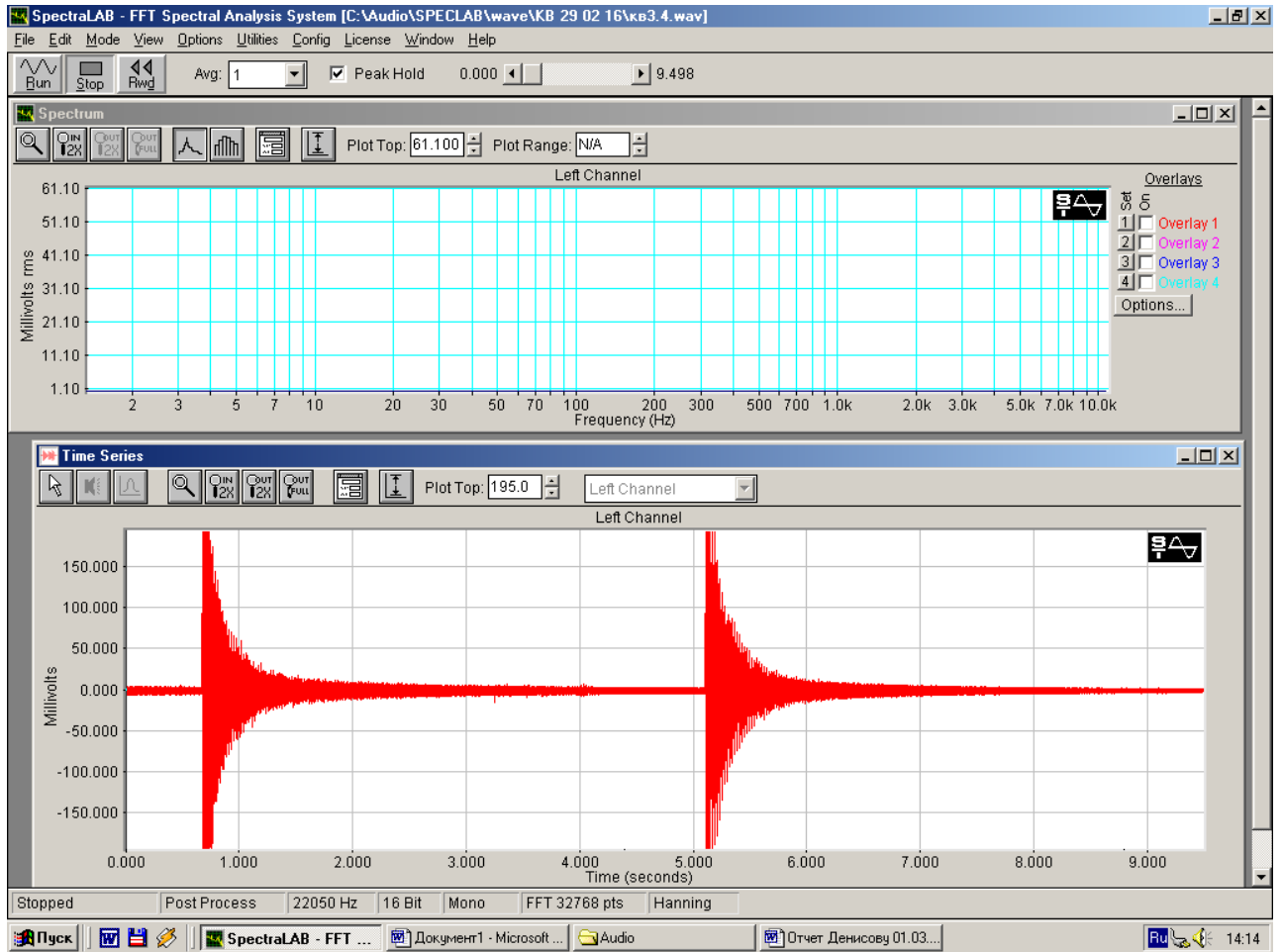
кв3.1 Вертикально. Датчик внизу, удар внизу. М спектра 1:1



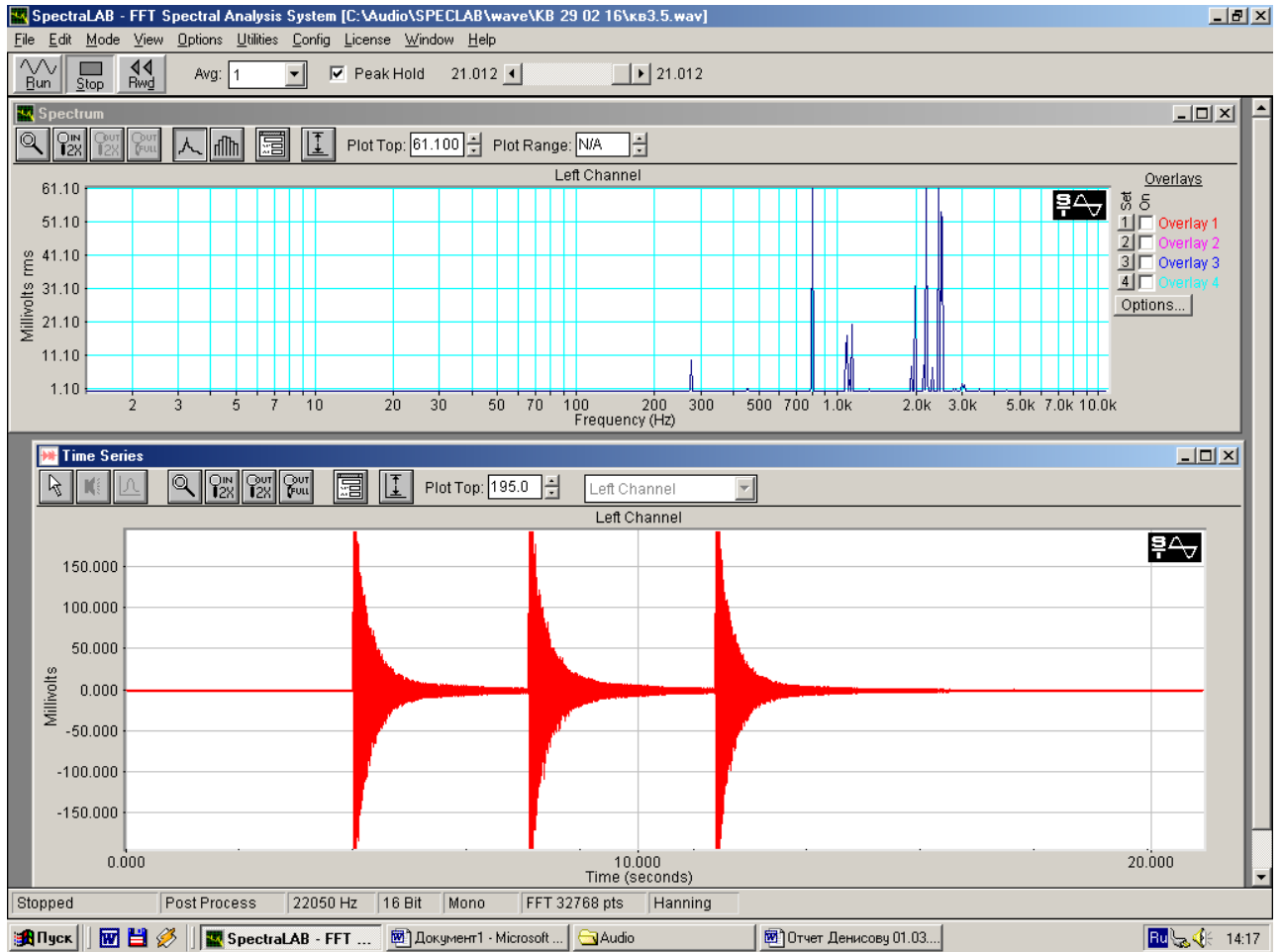
кв3.2 Вертикально. Датчик внизу, удар в середине. М спектра 1:1



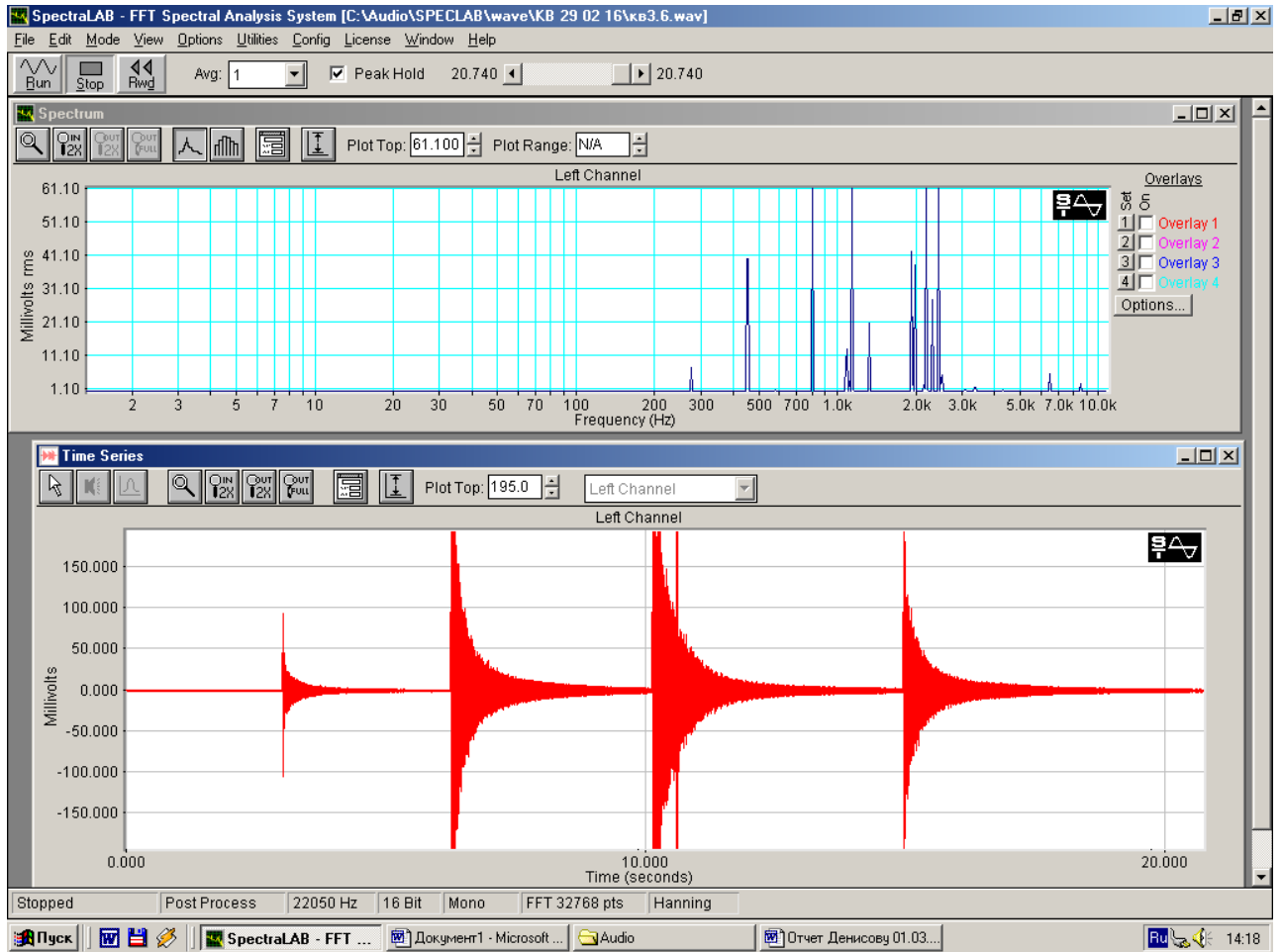
кв3.3 Вертикально. Датчик внизу, удар вверх. М спектра 1:1



кв3.4 Вертикально. Датчик вверх, удар вниз. М спектра 1:1



кв3.5 Вертикально. Датчик вверх, удар в середине. М спектра 1:1



кв3.6 Вертикально. Датчик вверх, удар вверх. М спектра 1:1

УТВЕРЖДАЮ:

Заместитель

генерального директора –

АО «Межгородтранс», к.э.н., доцент



Е.В. Феклин

_____ 2019 г.

Г. Саратов

АКТ

об использовании результатов диссертационной работы

ВЕРХУТОВА АЛЕКСЕЯ АЛЕКСАНДРОВИЧА

«СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДЕФЕКТОВКИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ

ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО СПОСОБА»

Настоящий акт составлен о том, что результаты диссертационной работы «СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДЕФЕКТОВКИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО СПОСОБА» используются в АО «Межгородтранс» на участке дефектовки коленчатых валов моторного отделения.

АО «Межгородтранс» совместно с представителями Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю.А. доктора технических наук, профессора Денисова А.С., аспиранта Верхутова А.А., к.т.н., доцента Горшениной Е.Ю. проработали технологические особенности внедрения виброакустического способа дефектовки коленчатого вала в серийное производство. Внедрение результатов исследования позволило снизить трудоёмкость дефектовки на 80 % и количество отказов коленчатых валов в предприятии по усталостным разрушениям на 25 %. за счёт обнаружения внутренних трещин (в масляных каналах грязеуловителях).

Главный инженер АО «Межгородтранс»  Ю.Н. Ильин

УТВЕРЖДАЮ:

Начальник УТТ и СТ

ООО «Газпром трансгаз Саратов»


С.П. Сидоркин

2019 г.



АКТ

об использовании результатов диссертационной работы

ВЕРХУТОВА АЛЕКСЕЯ АЛЕКСАНДРОВИЧА

«Совершенствование дефектовки коленчатых валов автотракторных двигателей использованием виброакустического способа»

Настоящий акт составлен о том, что результаты диссертационной работы «Совершенствование дефектовки коленчатых валов автотракторных двигателей использованием виброакустического способа» используются в УТТ и СТ ООО «Газпром трансгаз Саратов» на участке дефектовки коленчатых валов.

УТТ и СТ ООО «Газпром трансгаз Саратов» совместно с представителями Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю.А. доктора технических наук, профессора Денисова А.С., кандидата технических наук, доцента Носова А.О., аспиранта Верхутова А.А. и кандидата технических наук, доцента Горшениной Е.Ю. проработали технологические аспекты внедрения виброакустического способа дефектовки коленчатых валов автотракторных двигателей в серийное производство. Внедрение результатов исследования позволило снизить трудоёмкость дефектовки на 80 % и количество отказов коленчатых валов в

эксплуатирующих предприятиях по усталостным разрушениям на 25 %. за счёт обнаружения внутренних трещин (в масляных каналах грязеуловителях). Появилась также возможность повысить уровень автоматизации производственного процесса дефектовки коленчатого вала.

Главный технолог, начальник
ПТО УТТ и СТ
ООО «Газпром трансгаз Саратов»



П.Л. Сухарев

Научный руководитель д.т.н., профессор



А.С. Денисов

Ответственный исполнитель к.т.н., доцент



А.О. Носов

Исполнитель аспирант

А.А. Верхутов

Исполнитель к.т.н., доцент



Е.Ю. Горшенина