

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Омский государственный технический университет»

А. П. Науменко, И. С. Кудрявцева, А. М. Демин

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ: ТЕОРИЯ, ПРИМЕРЫ, ЗАДАЧИ

Учебное текстовое электронное издание
локального распространения

*Рекомендовано редакционно-издательским советом
Омского государственного технического университета*

Омск
Издательство ОмГТУ
2022

УДК 681.518.5

ББК 30.820.51

Н34

Рецензенты:

A. A. Кузнецов, д-р техн. наук, профессор,
заведующий кафедрой «Теоретическая электротехника»
Омского государственного университета путей сообщения;

Д. А. Титов, канд. техн. наук, доцент,
заведующий кафедрой «Электросвязь»
Института радиоэлектроники, сервиса и диагностики

Науменко, А. П. Диагностирование технических систем: теория, примеры, задачи : практикум / А. П. Науменко, И. С. Кудрявцева, А. М. Демин ; Минобрнауки России, Ом. гос. техн. ун-т. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2022. – 1 CD-ROM (17,6 Мб). – Систем. требования: процессор с частотой 1,3 ГГц и выше ; 256 Мб RAM и более ; свободное место на жёстком диске 300 Мб и более ; Windows XP и выше ; разрешение экрана 1024×768 и выше ; CD/DVD-ROM дисковод ; Adobe Acrobat Reader 5.0 и выше. – Загл. с титул. экрана. – ISBN 978-5-8149-3449-9.

Рассматриваются основные виды дефектов и неисправностей машин и механизмов, признаки их проявлений в вибраакустическом сигнале, методы расчёта частот возбуждения вибраакустических колебаний. Приведены примеры расчёта частот возбуждения колебаний и анализа их в спектре сигнала.

Издание предназначено для студентов, обучающихся по программам подготовки направления 12.03.01 «Приборостроение».

Редактор *Е. Н. Завьялова*

Компьютерная вёрстка *О. Г. Белименко*

*Для дизайна этикетки использованы материалы
из открытых интернет-источников*

Сводный темплан 2022 г.

Подписано к использованию 20.05.22.

Объём 17,6 Мб.

© ОмГТУ, 2022

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ДЕФЕКТЫ И НЕИСПРАВНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ.....	6
1.1. Общие сведения	6
1.2. Диагностические признаки неисправностей зубчатых передач	11
1.3. Исходные данные для расчёта.....	20
1.4. Варианты заданий.....	22
1.5. Пример выполнения расчёта	22
1.6. Маски спектров.....	27
1.7. Контрольные вопросы.....	28
2. ДИАГНОСТИКА СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	30
2.1. Общие сведения	30
2.2. Типы подшипников качения.....	30
2.3. Виды дефектов подшипников качения.....	32
2.3.1. Дефекты изготовления	33
2.3.2. Дефекты сборки	33
2.3.3. Дефекты эксплуатации.....	34
2.3.4. Взаимосвязь дефектов	34
2.4. Источники вибрации подшипников	41
2.5. Основные диагностические признаки неисправностей подшипников качения.....	43
2.5.1. Основные частоты дефектов подшипников.....	43
2.5.2. Частоты дефектов подшипников с учётом скольжения	46
2.5.3. Вибрация, вызываемая прецессией вала	47
2.5.4. Вибрация, вызванная волнистостью беговых дорожек	47
2.5.5. Вибрация, вызванная гранностью тел качения	48
2.5.6. Резонансная частота тел качения	48
2.6. Примеры диагностирования	50
2.7. Исходные данные для расчёта.....	54
2.8. Варианты заданий.....	55
2.9. Содержание и форма отчёта	57
2.10. Пример выполнения расчёта	57
2.11. Контрольные вопросы.....	62
3. НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЬ ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС	64
3.1. Общие сведения	64
3.2. Статический дисбаланс	65
3.3. Моментный дисбаланс	66
3.4. Динамический дисбаланс.....	68
3.5. Прогиб вала	68
3.6. Дисбаланс консольных машин.....	69
3.7. Диагностические признаки дисбаланса.....	69
3.8. Пример анализа спектра сигнала	72
3.8.1. Анализ спектра виброускорения.....	73
3.8.2. Диагноз по виброускорению	73
3.8.3. Анализ спектра виброскорости	74
3.8.4. Диагноз по виброскорости.....	74

3.8.5. Анализ спектра виброперемещения.....	75
3.8.6. Диагноз по виброперемещению	75
3.8.7. Диагноз по результатам анализа спектра вибрации.....	76
3.9. Пример анализа сигнала с использованием цифровой обработки	77
3.9.1. Подготовка к анализу	77
3.9.2. Анализ спектра виброускорения	78
3.9.3. Диагноз по виброускорению.....	82
3.9.4. Анализ спектра виброскорости	83
3.9.5. Диагноз по виброскорости.....	86
3.9.6. Анализ спектра виброперемещения.....	86
3.9.7. Диагноз по виброперемещению	89
3.9.8. Диагноз по результатам анализа спектра вибрации.....	89
3.10. Практическое задание.....	91
3.10.1. Средства	91
3.10.2. Порядок работы.....	91
3.10.3. Содержание и форма отчёта	91
3.11. Контрольные вопросы	91
4. РАСЦЕНТРОВКА	93
4.1. Общие сведения	93
4.2. Причины несоосности	93
4.3. Параллельная несоосность.....	94
4.4. Угловая несоосность.....	94
4.5. Общая несоосность	95
4.6. Несоосность посадочного места подшипника	95
4.7. Изгиб вала	96
4.8. Влияние типа муфты на вибрацию при несоосности.....	97
4.9. Типовые параметры сигнала с признаками несоосности	100
4.10. Пример анализа сигнала № 1	103
4.10.1. Подготовка к анализу	103
4.10.2. Анализ спектра виброускорения	104
4.10.3. Диагноз по виброускорению	110
4.10.4. Анализ спектра виброскорости	110
4.10.5. Диагноз по виброскорости.....	113
4.10.6. Анализ спектра виброперемещения.....	113
4.10.7. Диагноз по виброперемещению	117
4.10.8. Диагноз по результатам анализа спектра вибрации.....	117
4.11. Практическое задание.....	119
4.11.1. Средства	119
4.11.2. Порядок работы.....	119
4.11.3. Содержание и форма отчёта	119
4.12. Контрольные вопросы	119
5. ДЕФЕКТЫ И НЕИСПРАВНОСТИ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ	121
5.1. Общие сведения	121
5.2. Устройство и принцип работы асинхронных электродвигателей	122

5.3. Дефекты и неисправности электродвигателей	125
5.4. Эксцентризитет	126
5.5. Дефекты стержней ротора	130
5.6. Термический изгиб ротора.....	133
5.7. Ослабление ротора.....	134
5.8. Повреждение обмоток и изоляции статора.....	134
5.9. Электрически наведённая вибрация	136
5.10. Закороченные пластины.....	137
5.11. Формулы для расчёта частот возбуждения колебаний.....	137
5.12. Практическое задание	139
5.13. Пример выполнения расчёта	141
5.14. Пример анализа сигнала.....	144
5.14.1. Подготовка к анализу	144
5.14.2. Анализ спектра виброускорения.....	146
5.14.3. Анализ спектра виброскорости	146
5.14.4. Анализ спектра виброперемещения	147
5.14.5. Анализ пазовых частот в спектре виброускорения.....	148
5.14.6. Анализ спектра огибающей виброускорения	153
5.14.7. Расчёт пазовых частот статора.....	155
5.14.8. Диагноз по результатам анализа спектра вибрации	156
5.15. Контрольные вопросы.....	157
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	161
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	162
ПРИЛОЖЕНИЕ А СПЕКТР СИГНАЛОВ	166
A.1. Ряд Фурье для периодических сигналов	166
A.2. Интеграл Фурье для непериодических сигналов	173
A.3. Спектральное представление типовых сигналов	175
A.3.1. Спектр гармонического сигнала	175
A.3.2. Спектр дельта-функции (функции Дирака)	176
A.3.3. Спектр функции включения	178
A.3.4. Спектр прямоугольного импульса	180
A.3.5. Спектр треугольного импульса	181
A.3.6. Спектр колоколообразного импульса.....	182
A.3.7. Спектр экспоненциального затухающего импульса	182
ПРИЛОЖЕНИЕ Б АНАЛИЗ СПЕКТРОВ.....	184
Б.1. Анализ спектра вибрации дискретизированного сигнала, или цифровой спектральный анализ	184
Б.1.1. Спектр ограниченного во времени сигнала.....	184
Б.1.2. ДПФ ограниченного во времени сигнала	186
Б.2. Измерение ВА сигнала.....	188
Б.3. Примеры реальных спектров ВА сигналов	191
ПРИЛОЖЕНИЕ В ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ НОРМЫ ВИБРАЦИЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ И КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ (ГОСТ 32106–2013)	198

ВВЕДЕНИЕ

Эксплуатация сложных технических систем, комплексов, объектов невозможна без постоянного и непрерывного контроля состояния как их отдельных составляющих, так и системы или комплекса в целом, включая качество и количество выполняемых ими функций. Решение этой проблемы заключается в мониторинге состояния, под которым следует подразумевать процесс наблюдения за техническим состоянием функционирующих систем и комплексов, включая наиболее важные ответственные их составляющие, с целью предсказания момента времени перехода системы в целом или любой её части в предельное состояние [1].

Процесс определения технического состояния есть диагностирование, которое подразумевает не только определение вида состояния: неисправное, работоспособное и неработоспособное, предельное, критическое и др., – но и поиск места и определение причин отказа (неисправности), а также – прогнозирование технического состояния.

При этом результат мониторинга состояния объекта должен представлять собой совокупность диагнозов составляющих субъектов системы или комплекса, получаемых на неразрывно примыкающих друг к другу интервалах времени, в течение которых состояние системы или её составляющих существенно не изменяется [1; 2; 3].

Диагностирование проводится с помощью методов технической диагностики, т. е. на основе измерения и анализа параметров процессов, сопровождающих или характеризующих работу оборудования системы и доступных для измерения, делаются выводы о техническом состоянии деталей, узлов, механизмов, оборудования и системы в целом.

Оборудование сложных систем и комплексов состоит из статического (не имеющего движущихся элементов, например, трубопроводы, резервуары, сосуды под давлением и др.) и динамического. Последний класс оборудования включает машины и механизмы, содержащие врачающиеся и возвратно-поступательно движущиеся элементы. Техническое состояние такого оборудования можно контролировать в реальном времени в процес-

се его эксплуатации на режиме, используя вибраакустический метод технической диагностики [1; 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13].

Вибраакустическая (ВА) диагностика, определение и понятие которой было впервые дано М. Д. Генкиным и А. Г. Соколовой в 1981 г., – «это раздел технической диагностики – отрасль знаний, включающая теорию и методы организации процессов распознавания технических состояний машин и механизмов по исходной информации, содержащейся в ВА сигнале» [6].

По определению ГОСТ 56542–2015, как вид неразрушающего контроля вибраакустическая диагностика основана на анализе параметров вибраакустического сигнала, возникающего при работе контролируемого объекта.

В свою очередь, вибраакустический метод основан на регистрации, измерении и анализе параметров вибраакустических колебаний, возникающих при работе контролируемого объекта.

Под вибраакустическими колебаниями понимают механические колебания (вибрационные, акустические, гидрогазоакустические), сопровождающие функционирование объекта, а вибраакустическим сигналом называют физическую величину, характеризующую вибраакустические колебания [1; 6; 8; 12].

Анализ параметров характеристик ВА сигнала, к которым, прежде всего, следует отнести спектр сигнала, а с учётом новых результатов научных исследований и характеристическую функцию ВА сигнала [14; 15; 16; 17; 18], позволяет достаточно результативно и достоверно распознать состояние объекта, а также неисправности и дефекты его узлов и деталей [2; 11; 14; 19].

Однако анализ характеристик ВА сигнала достаточно нетривиальное занятие и под силу лишь специалистам, обладающим знаниями в области теории случайных процессов, статистической радиотехники, цифровой обработки сигналов и понимающим механизмы формирования ВА сигналов. Вместе с этим как для собственно постановки диагноза, так и для формирования оценки прогноза состояния (предиктивной аналитики)

необходимы знания в области распознавания образов и теории принятия решений, и прежде всего – вероятностно-статистических методов принятия решений [20].

В учебном издании изложены элементарные сведения из теории формирования ВА колебаний при возникновении дефектов и неисправностей различных узлов, агрегатов, механизмов и машин в целом, а также основные принципы и алгоритмы анализа различных характеристик ВА сигнала с целью определения причин изменения состояния объекта диагностирования. Теоретическая часть основана на уже известных материалах [1; 7; 8], примеры и задания сформированы на основе результатов практической деятельности авторов издания в области ВА диагностики.

Не следует относиться к приведённым примерам и алгоритмам как к догме, поскольку реальная жизнь столь многогранна, что не стоит пытаться описать все возможные варианты сочетания дефектов и неисправностей и взаимодействий ВА колебаний между собой от каждого дефекта или неисправности.

Тем не менее схемы и алгоритмы анализа сигналов, приведённые в практикуме, являются основополагающими в ВА диагностике машин и механизмов, поскольку проверены многолетней практикой не только авторов, но достаточно большого числа специалистов [3; 4; 5; 6; 9; 10; 13; 21; 22; 23].

1 ДЕФЕКТЫ И НЕИСПРАВНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы: научиться определять техническое состояние редукторов (мультипликаторов) по результатам анализа ВА сигналов.

Задачи:

1. Изучить причины вибрационности зубчатых передач.
2. Изучить методики выявления дефектов по ВА сигналу.
3. Изучить диагностические признаки дефектов.
4. Провести расчёт частот дефектов.
5. Научиться формировать маски спектров диагностических признаков.

1.1 Общие сведения

Зубчатая передача – механизм, представляющий собой два вращающихся звена с разным числом зубьев и непосредственным контактом, имеющих зубчатыми колёсами, при этом одно колесо является ведущим, а второе – ведомым. Зубчатые передачи предназначены для передачи вращательного движения между валами или преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. Другими словами, зубчатые колёса обычно используются парами с разным числом зубьев с целью преобразования вращающего момента и числа оборотов валов на входе и выходе.

Механизм, состоящий из одной или нескольких пар зубчатых колёс, размещенных в одном корпусе, и предназначенный для уменьшения частоты вращения (но при этом увеличивается крутящий момент), называется редуктором.

Если частота вращения выходного или ведомого вала увеличивается, то это мультиплликатор.

Отношение угловых скоростей на входе ω_1 (ведущий вал) и на выходе ω_2 (ведомый вал) зубчатой пары или нескольких пар зубчатых колёс называют передаточным отношением. Для простой зубчатой передачи (частное передаточное отношение) (Рис. 1.1, a):

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = i_1, \quad (1.1)$$

здесь ω_1 и ω_2 – угловая частота на входе и выходе (рад/с); n_1 и n_2 – частота вращения на входе и выходе (об/мин); z_1 и z_2 – количество зубьев шестерни на входе и на выходе. Передаточное отношение обычно обозначают буквой i . В зависимости от подробности описания механизма передаточное отношение зубчатой пары с колёсами № 1 и № 2 обозначают либо i_{1-2} , либо просто i_1 .

Для многоступенчатой передачи общее передаточное отношение последовательного ряда зубчатых колёс равно произведению частных передаточных отношений (Рис. 1.1, δ):

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad i_{2-3} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{n_2}{n_3}; \quad i_{1-2} \cdot i_{2-3} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = i_{1-3}. \quad (1.2)$$



Рис. 1.1. Виды зубчатых передач:

a – одноступенчатая; δ – двухступенчатая

В некоторых случаях рассчитывают *передаточное число*, которое определяется как отношение числа зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего колеса (шестерни) и для редукторов совпадает с передаточным отношением.

Большое разнообразие типов и видов зубчатых передач обусловлено многообразием решаемых задач. Зубчатые передачи различаются по расположению осей валов, на которых расположены колеса (Рис. 1.2). При этом оси могут быть *параллельными*, *пересекающимися* и *перекрецивающимися*. Зубчатые колеса могут быть прямозубыми, косозубыми, шевронными, с круговым зубом. По расположению зубьев передачи могут быть *наружными* и *внутренними*. Последние называют планетарными передачами.

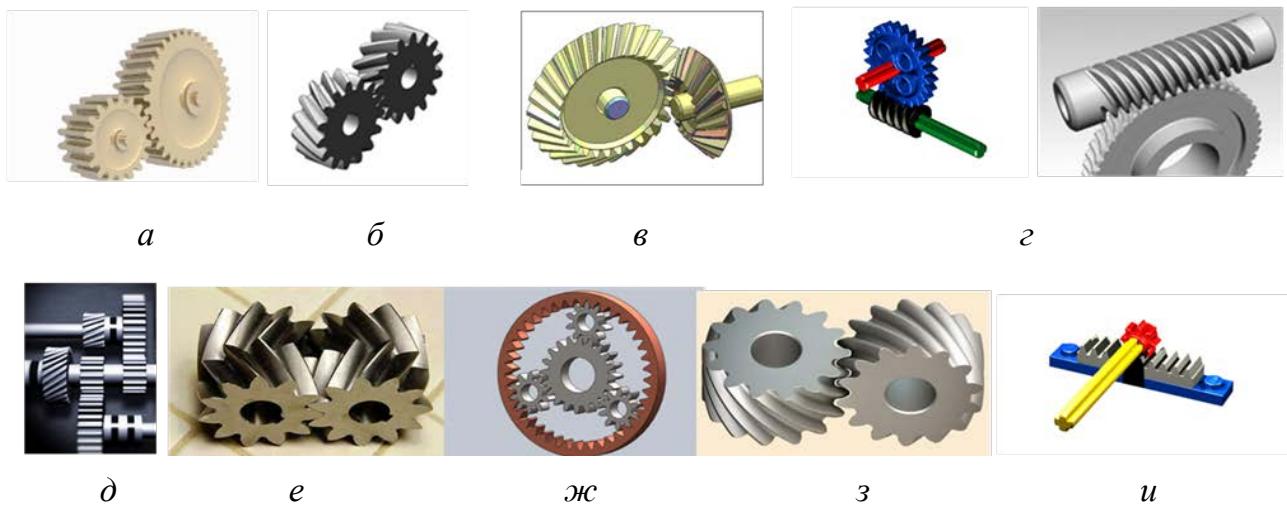


Рис. 1.2. Конструктивные исполнения зубчатых передач:

- а – прямозубые цилиндрические (оси параллельны); б – косозубые цилиндрические (оси параллельны); в – конические (оси пересекаются); г – винтовые, гипоидные, червячные (оси перекрещиваются); д – наружное зацепление прямозубое;*
- е – наружное зацепление шевронное; жс – внутреннее – планетарная;*
- з – винтовая передача; и – реечная передача*

Рассмотрим основы теории зацепления. Боковые грани зубьев, соприкасающиеся друг с другом во время вращения колёс, имеют специальную криволинейную форму, называемую *профилем зуба*. Наиболее распространённым в машиностроении является эвольвентный профиль, или профиль зубьев с эвольвентной боковой формой (Рис. 1.3).



Рис. 1.3. Профили зубьев

Эвольвентное зацепление имеет ряд преимуществ перед остальными: форма этих зубьев соответствует условиям их прочности, зубья легко изготовить и обработать, шестерни не чувствительны к точности установки. Тем не менее существуют зубчатые передачи с циклоидальной формой профиля зубьев, а также с шестернями с круговой формой профиля зубьев, например – передача Новикова.

Повреждения рабочих поверхностей зубчатых передач связаны с их конструктивными особенностями и параметрами эксплуатации. Силы, действующие на зубья, вызывают изгиб, сжатие и тангенциальные деформации за счёт трения в зоне контакта (Рис. 1.4). Циклическое изменение этих сил, а также изгибающие и контактные напряжения, вызванные этими силами, являются причиной поломки зубьев и усталостного выкрашивания их рабочей поверхности. Трение, возникающее в зоне контакта зубьев, вызывает износ и заедание.

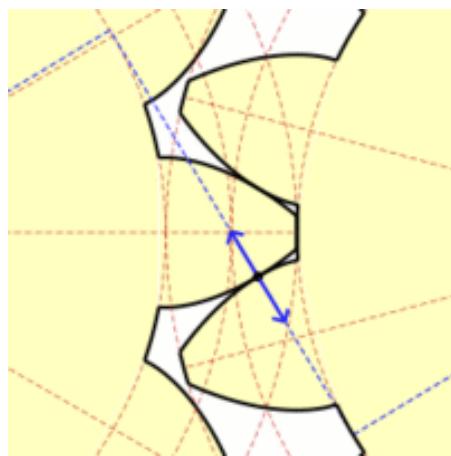


Рис. 1.4. Нагрузка на зубья

К основным дефектам и неисправностям зубчатых передач, которые встречаются чаще всего, относят [1; 4; 5; 6; 7; 8]:

- выкрашивание (локальное изнашивание) рабочих поверхностей;
- излом или локальное повреждение зуба на колесе;
- абразивный износ;
- заедание;
- развивающийся задир;
- питтинг;
- несоосность валов зубчатой передачи;
- эксцентризитет зубчатого колеса.

Усталостное выкрашивание (Рис. 1.5, а) является наиболее серьёзным и распространённым дефектом поверхности зубьев. Возникает вследствие действия повторно-переменных контактных напряжений. Разрушение начинается на ножке зуба в околополюсной зоне, где развивается

наибольшая сила трения, способствующая пластическому течению металла и образованию микротрещин на поверхности зубьев. При этом на рабочих поверхностях появляются небольшие углубления, которые затем превращаются в раковины [1; 4; 5; 6; 7; 8].

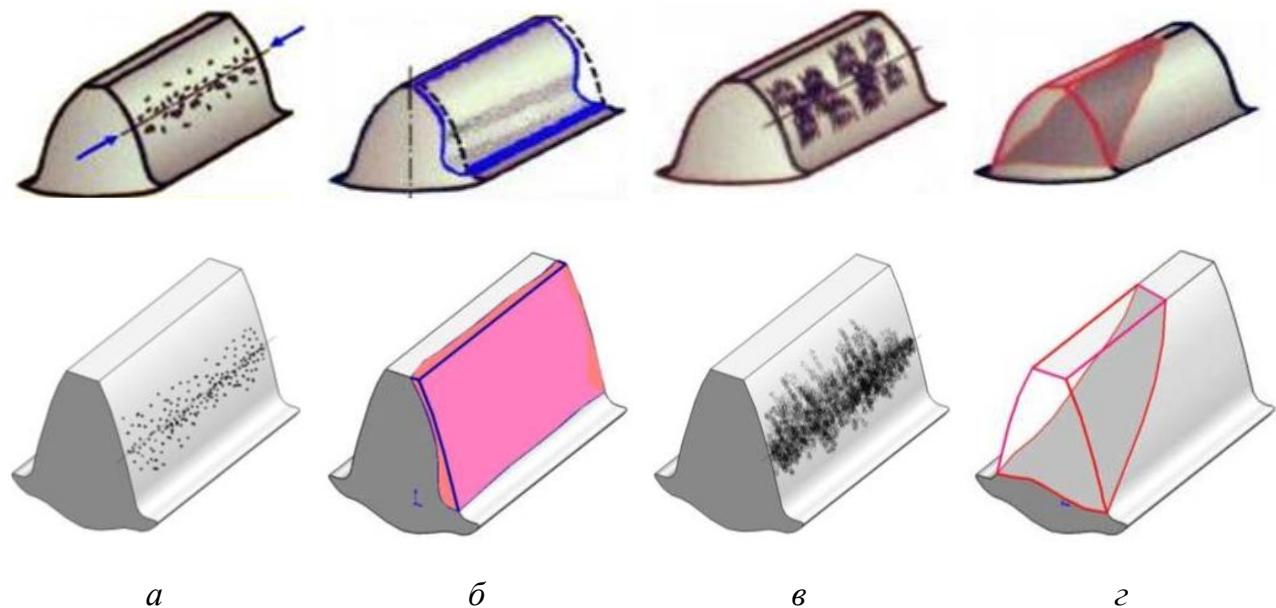


Рис. 1.5. Виды повреждений зубьев:

а – выкрашивание; б – абразивный износ; в – заедание; г – излом зуба

Абразивный износ (Рис. 1.5, б) – это процесс истирания рабочих поверхностей зубьев абразивными частицами. При этом увеличиваются зазоры в зацеплении, появляется шум, возрастают динамические нагрузки. В то же время прочность изношенного зуба понижается вследствие уменьшения площади его поперечного сечения. Всё это может привести к поломке зуба. Расчёт на износ затруднён тем, что интенсивность износа зависит от многих случайных факторов, в первую очередь от качества и интенсивности загрязнения смазочного материала [1; 4; 5; 6; 7; 8].

Заедание (Рис. 1.5, в) происходит вследствие того, что при высокой удельной нагрузке возникает местный разрыв масляной плёнки, нагрев и молекулярное сцепление сопряжённых поверхностей с образованием следов задира в направлении скольжения зубьев. Кроме этого, частицы материала одного зуба привариваются к другому зубу, что приводит к изменению их геометрии.

Выкрашивание, абразивный износ и заедание зубьев обусловлены недостаточной прочностью поверхностей в месте их соприкосновения [1; 7; 8].

Излом зуба (Рис. 1.5, г) является наиболее опасным типом дефектов зубчатых передач, возникающим в результате воздействия циклических напряжений в течение длительного времени, а также при перегрузке ударного и статического характера. В связи с этим появляется деформация изгиба и в местах действия наибольших напряжений растяжения возникают усталостные трещины, являющиеся причинами отколов углов зубьев [1; 7; 8].

Задир зубьев возникает при нарушении сплошности масляной пленки. Между рабочими поверхностями зубьев появляется металлический контакт, что приводит к нагреву самого металла и появлению борозд, расположенных на рабочей поверхности зубьев, перпендикулярно оси колеса. При загрязнённой смазке твёрдые частицы, попадая в зону контакта со-пряжённых поверхностей, под давлением внедряются в тело зубьев и вызывают дополнительное истирание поверхности [1; 7; 8].

1.2 ДИАГНОСТИЧЕСКИЕ ПРИЗНАКИ НЕИСПРАВНОСТЕЙ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Зубчатые передачи являются основными механизмами мультиплексоров и редукторов. Основным методом оценки степени работоспособности и состояния зубчатых передач является визуальный осмотр. Вибраакустический метод контроля в данном случае является индикаторным методом, позволяющим оценить техническое состояние зубчатой пары и зафиксировать возможные неисправности в процессе её эксплуатации при помощи анализа вибраакустических сигналов.

Работа любой зубчатой передачи, независимо от её технического состояния, сопровождается вибраакустическими (ВА) колебаниями на частоте зубозацепления [1; 4; 5; 6; 7; 8; 9]:

$$f_z = f_0 z, \quad (1.3)$$

где f_0 – частота вращения вала, z – количество зубьев.

Для примера ниже приведён расчёт частот зубозацепления и вращения колёс двухступенчатого редуктора на основе прямозубой зубчатой передачи (Рис. 1.6).

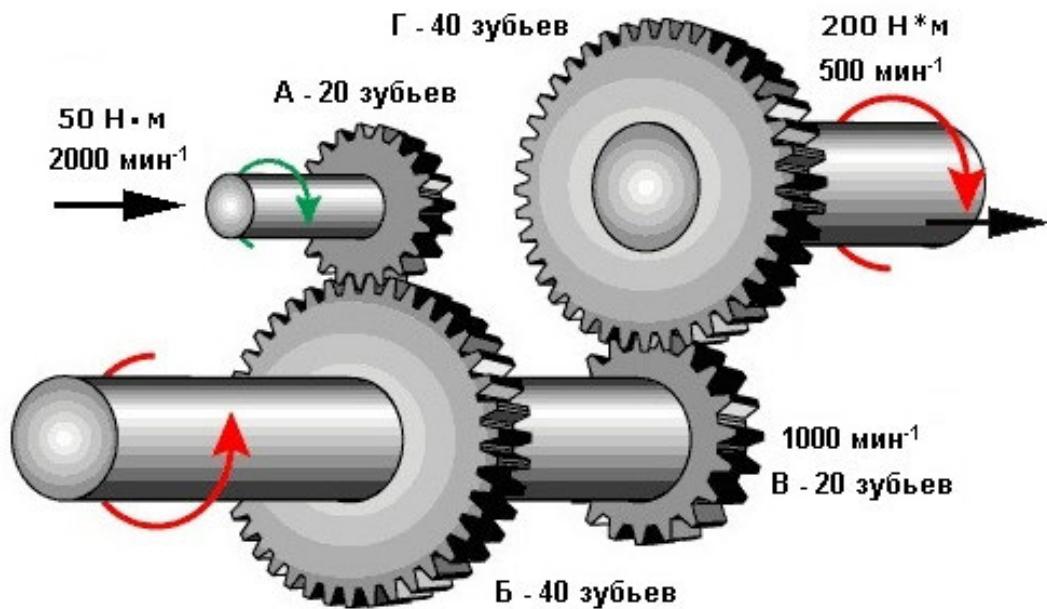


Рис. 1.6. Двухступенчатый редуктор на основе прямозубой зубчатой передачи

Для начала необходимо рассчитать передаточные отношения для каждой шестерённой пары.

Передаточное число зубчатой передачи А / Б: $i_1 = z_B / z_A = 40 / 20 = 2$, передаточное число зубчатой передачи В / Г: $i_2 = z_\Gamma / z_B = 40 / 20 = 2$.

Далее следует рассчитать частоту вращения каждой шестерни в отдельности. Частота вращения шестерни А равна: $f_A = 2000 / 60 = 33,3$ Гц, частота зубозацепления зубчатой пары А / Б: $f_{ZA} = 33,3 \cdot 20 = 666,6$ Гц.

Однаковые значения частот вращения имеют шестерни Б и В, поскольку располагаются на одном валу: $f_B = f_V = f_A / i_1 = 33,3 / 2 = 16,65$ Гц, частота зубозацепления пары В / Г: $f_{ZB} = 16,65 \cdot 20 = 333$ Гц.

Частота шестерни Г, соответственно, $f_\Gamma = f_B / i_2 = 16,65 / 2 = 8,3$ Гц.

В спектре вибрации (Рис. 1.7) неповреждённой зубчатой передачи достаточно чётко выражена частота зубчатого зацепления f_Z .

Частота зацепления f_Z окружена боковыми полосами частот, кратных частотам вращения валов А – f_A и Б – f_B соответственно (Рис. 1.7): все пи-

ки небольшой амплитуды, отсутствуют частоты собственных (резонансных) колебаний. В новых передачах по мере приработывания или сглаживания зубьев уровень составляющей на частоте зубозацепления f_z обычно снижается. Затем, при дальнейшем развитии износа, амплитуды зубцовых гармоник, как правило, возрастают. Их уровень также зависит от соосности валов зубчатых колёс.

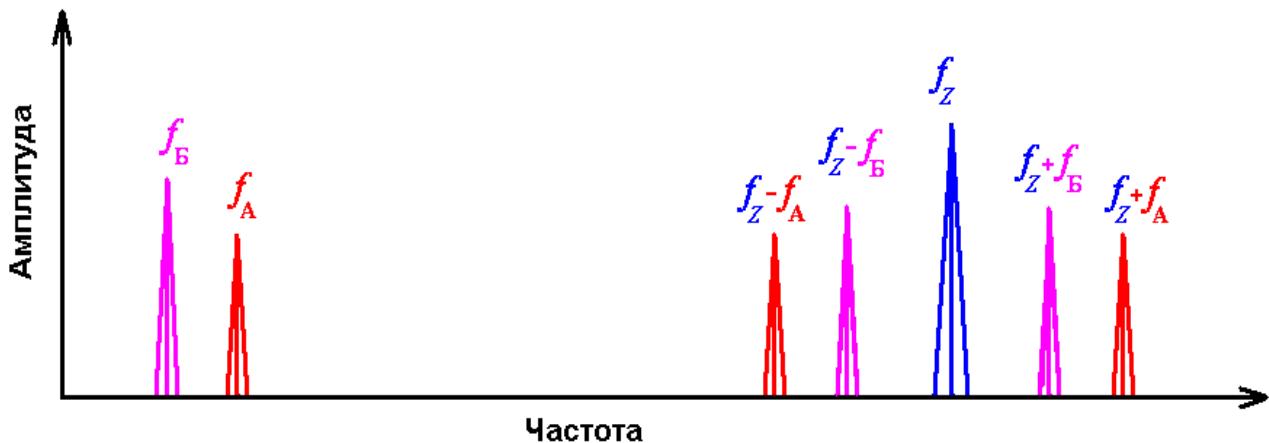


Рис. 1.7. Мaska спектра исправной зубчатой передачи. Частота f_z соответствует f_{ZA} или f_{ZB} , а частоты f_1 и f_2 – соответственно частотам f_A и f_B или f_B и f_G

Амплитуда гармоники на частоте зубозацепления f_z обычно очень чувствительна к нагрузке. Уровень спектральной составляющей на частоте зацепления зависит от достаточно многих параметров, основными из которых можно считать:

- качество изготовления зубчатой пары;
- качество, достаточность и чистоту смазочного масла;
- загрузку зубчатой пары нагрузочным моментом.

Основное внимание при измерении вибрации и диагностике состояния зубчатой пары должно быть уделено амплитуде пика на частоте зацепления f_z и параметрам спектра с учётом частот возбуждения колебаний взаимодействующими колёсными парами. Для двухступенчатого редуктора (Рис. 1.6) формулы для расчёта частот возбуждения колебаний приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Частоты возмущающих сил [1; 4; 5; 6; 7; 8; 9]

	Частота	Формула	Обозначения
1.	Частота вращения зубчатого колеса А (первая ступень А/Б)	$f_A = f_0$	f_0 – частота вращения привода на входе механизма, Гц;
2.	Частота вращения зубчатого колеса Б (первая ступень А/Б)	$f_B = \frac{f_A}{i_1} = f_A \frac{z_A}{z_B}$	$i_1 = (z_B/z_A)$ – передаточное число первой зубчатой пары А/Б;
3.	Частота вращения зубчатого колеса В (вторая ступень В/Г)	$f_B = f_\Gamma = f_A \frac{z_A}{z_B}$	
4.	Частота вращения зубчатого колеса Г (вторая ступень В/Г)	$f_\Gamma = \frac{f_B}{i_2} = f_B \frac{z_B}{z_\Gamma}$	$i_2 = (z_\Gamma/z_B)$ – передаточное число второй зубчатой пары В/Г;
5.	Частота зубозацепления первой ступени и её гармоники	$f_{ZA} = f_A \cdot z_A = f_B \cdot z_B, kf_{ZA}$	f_A, f_B, f_Γ – частоты вращения соответствующих зубчатых колёс (Рис. 1.6), Гц;
6.	Частота зубозацепления второй ступени и её гармоники	$f_{ZB} = f_B \cdot z_B = f_\Gamma \cdot z_\Gamma, kf_{ZB}$	f_Γ – частоты выходного вала механизма, Гц;
7.	Модуляция частот зубозацепления частотами вращения зубчатых колёс	$f_{ZmAB} = f_{ZA} \pm kf_A \pm kf_B;$ $f_{ZmBG} = f_{ZB} \pm kf_B \pm kf_\Gamma$	z_A, z_B – число зубьев ведущего и ведомого колёс первой ступени;
8.	Частота совпадения зубьев (ЧСЗ)	$f_{CSZAB} = \frac{f_{ZA} \cdot NO\Delta_{AB}}{z_A z_B}$	
9.	Модуляция частот вращения шестерён А и Б частотой f_{CSZ}	$f_{Am} = kf_A \pm nf_{CSZAB};$ $f_{Bm} = kf_B \pm nf_{CSZAB}$	
10.	Модуляция f_z частотами вращения шестерён, модулированными f_{CSZ}	$f_{ZAm} = f_{ZA} \pm nf_{CSZAB};$ $f_{ZBm} = f_{ZB} \pm nf_{CSZBG};$ $f_{ZAm} =$ $= f_{ZA} \pm (kf_A \pm nf_{CSZAB});$ $f_{ZBm} =$ $= f_{ZB} \pm (kf_B \pm nf_{CSZAB});$ $f_{ZBm} =$ $= f_{ZB} \pm (kf_B \pm nf_{CSZBG});$ $f_{ZTm} =$ $= f_{ZT} \pm (kf_\Gamma \pm nf_{CSZBG})$	k, n – номер гармоники; $NO\Delta_{AB}$ – наибольший общий делитель числа зубьев шестерён А и Б

При проведении оценки технического состояния и диагностирования зубчатой передачи на основании анализа спектров вибросигналов необходимо учесть:

- наличие гармоник частоты зубозацепления;
- наличие модуляции гармоники зубозацепления гармониками частот вращения зубчатых колёс;
- относительную величину амплитуды этих боковых гармоник частоты вращения зубчатых колёс по отношению к амплитуде пика основной частоты зубозацепления – высокий уровень вибрации на боковых полосах говорит о наличии дефекта;
- амплитуду пиков чередования боковых гармоник, насколько они сдвинуты относительно друг друга и относительно основной гармоники;
- наличие в спектре характерного горба «белого шума» вблизи частоты зацепления, его усреднённому уровню относительно самой гармоники частоты зацепления.

Если редуктор многовалочный, то каждая пара зубчатых колёс будет генерировать свои собственные виброакустические и модуляционные составляющие зацепления.

Различные типы зубьев приводят к заметно отличающимся уровням вибрации. Прямозубые зубчатые передачи являются наиболее шумными. За ними в порядке убывания вибрации следуют конические, гипоидные, косозубые цилиндрические, шевронные и червячные передачи.

Как правило, износ зубьев шестерён происходит неравномерно, вследствие чего возникает амплитудно-частотная модуляция импульсов пересопряжения зубьев шестерён (частоты зубозацепления) с частотой их вращения, что приводит к появлению боковых составляющих оборотных гармоник каждой шестерни, расположенных вокруг зубовых гармоник.

Износ или локальное повреждение зуба на колесе приводит к повышению уровня спектральных составляющих, связанных с зацеплением, причём частота зубчатого зацепления f_z будет модулироваться частотой вращения дефектного колеса. Это приводит к появлению боковых частот, расположенных с шагом f_1 , f_2 вокруг частоты зацепления f_z и её гармоник $2f_z$, $3f_z$, $4f_z$ (Рис. 1.8). Если возникают подобные боковые частоты, то по их шагу легко определить, зубья какого из колёс (ведущего f_1 или ведомого f_2) имеют дефект либо износ.

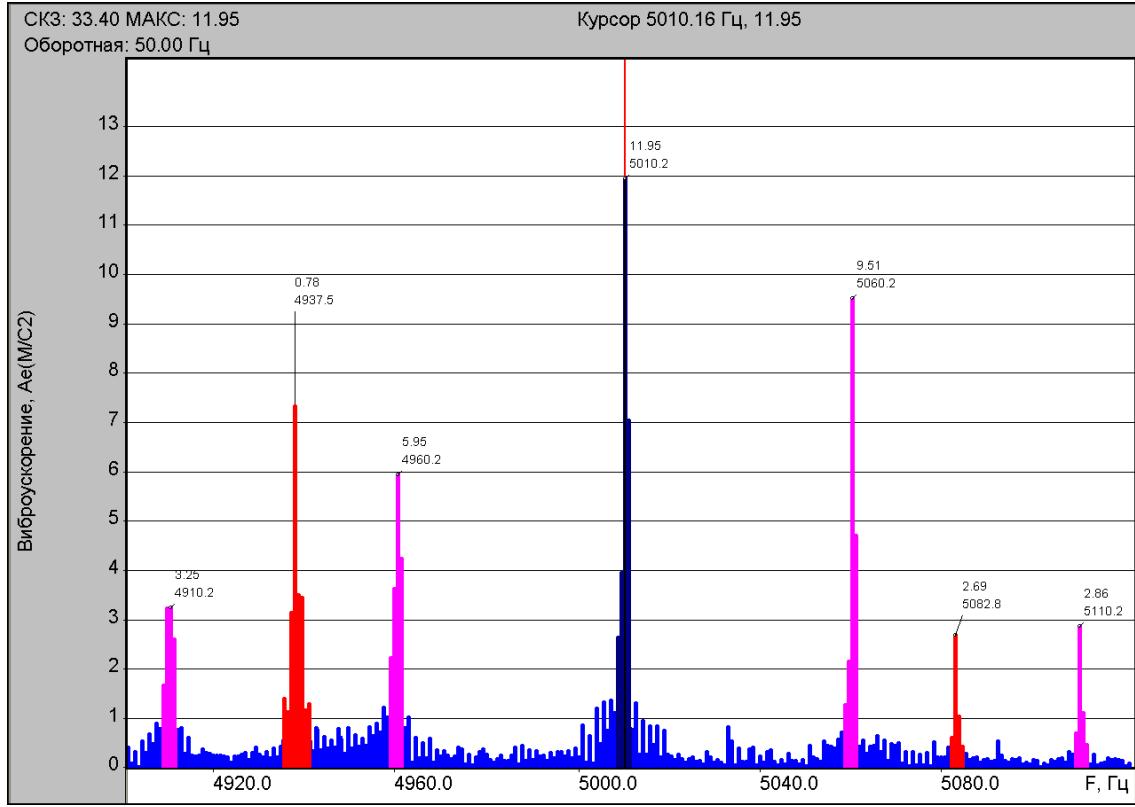


Рис. 1.8. Амплитудно-частотный спектр виброускорения в окрестностях третьей гармоники зубцовой частоты быстроходного вала

Ключевой индикатор износа зуба – появление и рост частоты собственных колебаний $f_{рез}$ с боковыми полосами на частотах, кратных частоте вращения колеса или шестерни с дефектом. При этом амплитуда на частоте зацепления может не изменяться, однако рост боковых полос частот, окружающих её, явно выражен. Боковые полосы частот – лучший индикатор износа зуба, даже лучший, чем частота зацепления (Рис. 1.9) [1; 7; 8].

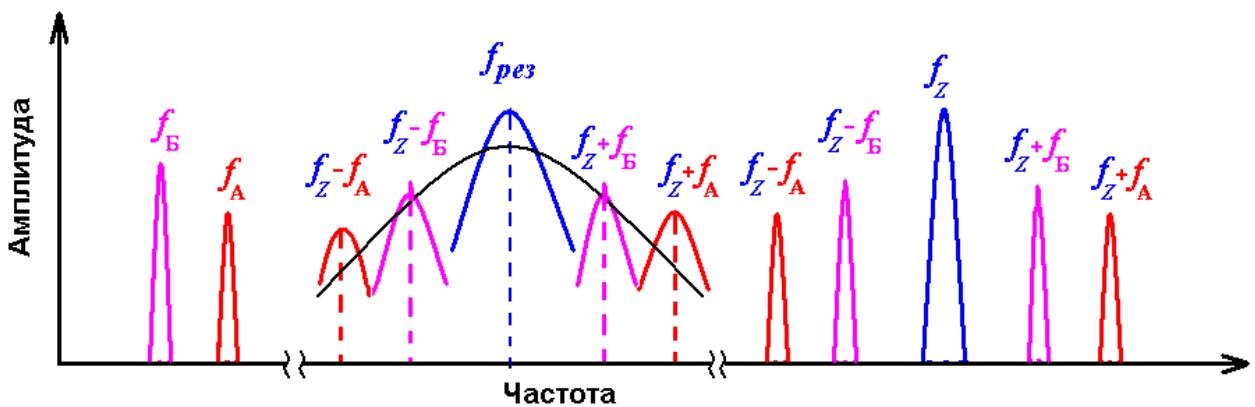


Рис. 1.9. Износ зуба

При *несоосности* валов зубчатой передачи (Рис. 1.10) почти всегда присутствуют гармоники частоты зубозацепления второго порядка $2f_z$, окружённые боковыми полосами частот. Очень часто видна первая гармоника f_z небольшой амплитуды, при этом вторая $2f_z$ и третья $3f_z$ гармоники имеют большую амплитуду. Следует отметить, что максимальная частота гармоник может быть очень высокой (до 5–10 кГц), и для определения наличия несоосности необходимо наблюдать в спектре хотя бы вторую гармонику $2f_z$ [1; 7; 8].

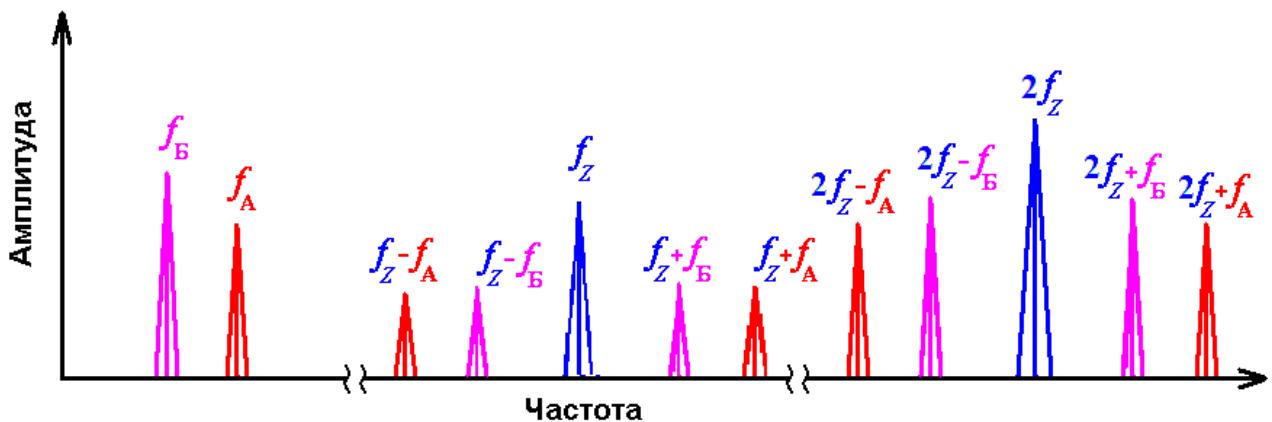


Рис. 1.10. Мaska спектра при несоосности

Эксцентризитет зубчатого колеса (как и люфты, непараллельности валов) приводит к появлению вокруг частоты зацепления f_z по одной боковой частоте с каждой стороны на расстоянии, равном обратной частоте соответствующей шестерни. Этим он отличается от случая повреждения отдельных зубьев, сопровождающегося множеством боковых частот. Такое отличие связано с тем, что модулирующий сигнал (вращения колеса) является, по существу, синусоидальным, поэтому при модуляции возникает только одна пара боковых частот (Рис. 1.11) [1; 7; 8].

При обычном *абразивном износе (истирании)* сложная форма изношенных поверхностей пересопрягающихся зубьев порождает несколько боковых гармоник, кратных частоте вращения дефектной шестерни.

Влияние на характер ВА сигнала абразивного изнашивания контактирующих поверхностей выражается в уменьшении шумовой составляющей и увеличении амплитуд гармонического ряда частот зубозацепления кинематического узла.

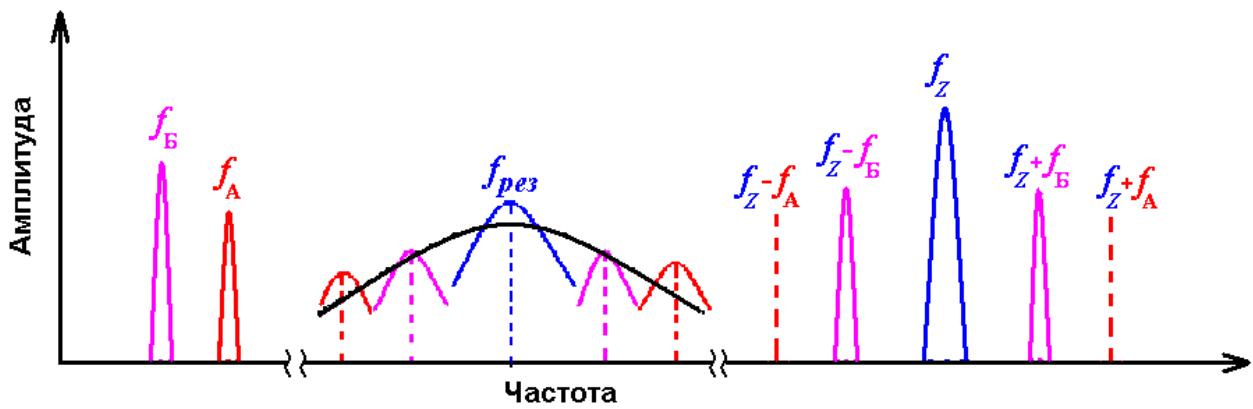


Рис. 1.11. Мaska спектра при эксцентризите

При *питтинге*, т. е. усталостно-контактном выкрашивании боковых поверхностей зубьев, возникает широкий цуг гармоник ($f_{1,2}$ и f_z) – до 10-го и более высоких порядков (Рис. 1.12) [1; 7; 8].

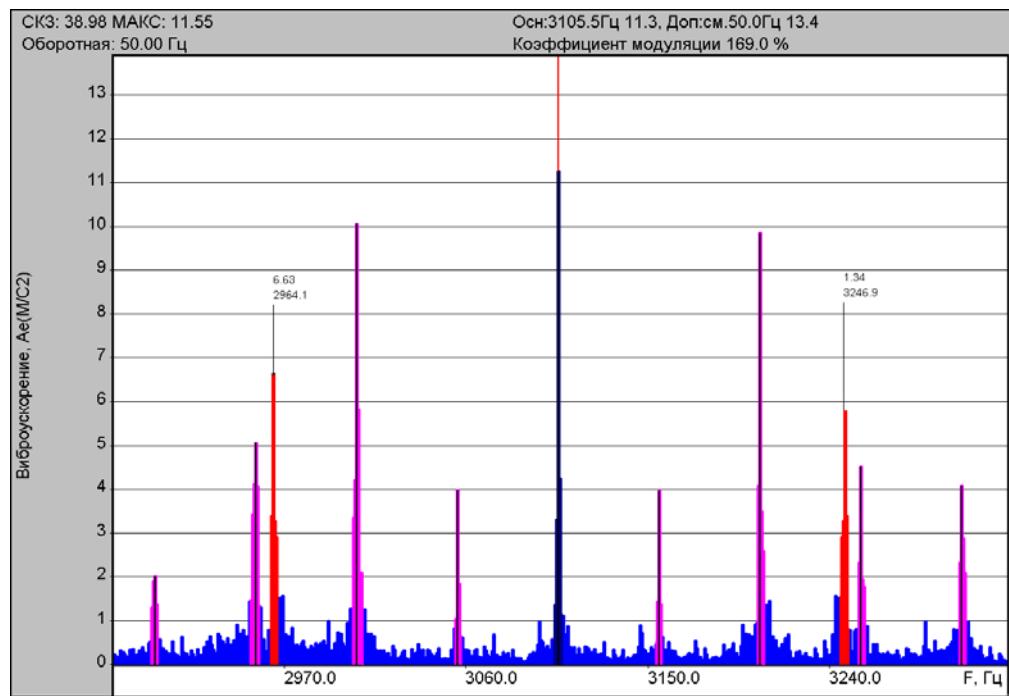


Рис. 1.12. Спектр вибросигнала при питтинге

Влияние на характер ВА сигнала *выкрашивания* (локального изнашивания) контактирующих поверхностей выражается в появлении периодических всплесков ВА сигнала, модулирующих основной процесс возбуждения колебаний.

Влияние на характер ВА колебаний *периодического попадания раковин* в зону контакта при вращательном движении элементов агрегата проявляется в спектре сигнала в виде комбинационных частот ($mf_z \pm kf_{1,2}$), вызванных амплитудной модуляцией.

Влияние *развивающегося задира* на ВА сигнал выражается в том, что сигнал становится существенно нестационарным из-за нерегулярности выбросов, а в спектре сигнала наблюдается падение амплитуд основных частот возбуждения mf_z при одновременном росте амплитуд комбинационных частот ($mf_z \pm kf_{1,2}$).

Частота совпадения зубьев (ЧСЗ) – частота, с которой определённый зуб одного зубчатого колеса встречается с определённым зубом другого колеса. Обозначим данную частоту следующим образом: $f_{\text{ЧСЗ}}$. Если отношение количеств зубьев на колёсах есть целое число (то есть 2:1, 3:1 и т. д.), то ЧСЗ будет равна частоте вращения большего колеса. В противном случае совпадение конкретных зубьев будет происходить значительно реже, то есть ЧСЗ будет очень низкой, пары зубчатых колёс с низкой ЧСЗ изнашиваются более равномерно и служат дольше, чем пары с относительно высокой ЧСЗ [1; 4; 7; 8].

Частота совпадения зубьев пары колёс равна частоте зацепления ($f_z = f_A \cdot z_A = f_B \cdot z_B$, где z_A , z_B – количество зубьев), умноженной на наибольший общий делитель чисел зубьев и делённой на произведение самих этих чисел.

Пример. Рассмотрим два колеса с $z_A = 56$ и $z_B = 104$ зубьями. Наибольшим общим делителем чисел 56 и 104 является число 8 (т. к. $56 = 8 \cdot 7$ и $104 = 8 \cdot 13$). Поэтому частота совпадения зубьев будет равна $f_{\text{ЧСЗ}} = (f_z \cdot 8) / (56 \cdot 104) = f_z / 728$ или $f_{\text{ЧСЗ}} = f_z / 728 = f_A z_A / 728$. Так как $f_A \cdot 56 / 728 = f_A / 13$, то каждые 13 оборотов первого колеса будет происходить совпадение зубьев. Для второго колеса $f_B \cdot 104 / 728 = f_B / 7$, следовательно, для этого колеса каждые 7 оборотов будет происходить совпадение зубьев (f_B – частота вращения второго колеса). Это достаточно низкое значение частоты совпадения зубьев, что характерно для хорошо сконструированных зубчатых передач.

Появление низкочастотной составляющей $f_{\text{ЧСЗ}}$ в силовых взаимодействиях зубчатых зацеплений приводит к модуляции частот зубозацепления ($mf_z \pm nf_{\text{ЧСЗ}}$), частот вращения ($kf_A \pm nf_{\text{ЧСЗ}}$; $kf_B \pm nf_{\text{ЧСЗ}}$; $kf_V \pm nf_{\text{ЧСЗ}}$; $kf_\Gamma \pm nf_{\text{ЧСЗ}}$) и возникновению двойной модуляции: например, частота ($kf_A \pm nf_{\text{ЧСЗ}}$) модулирует f_z .

1.3 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЁТА

Работа включает в себя следующую последовательность действий:

1. Изучить название работы, её цель и задачи.
2. Изучить общие сведения, дефекты и неисправности зубчатых передач.
3. Изучить диагностические признаки неисправностей зубчатых передач, характерные составляющие спектра вибрационного сигнала для каждой конкретной неисправности (маски спектров).
4. Для своего варианта задания (согласно номеру зачётной книжки) получить характеристики зубчатой передачи (Рис. 1.13): частоты вращения колёс, количество зубьев шестерён.
5. Рассчитать характерные частоты вибрации зубчатой передачи (табл. 1.2).

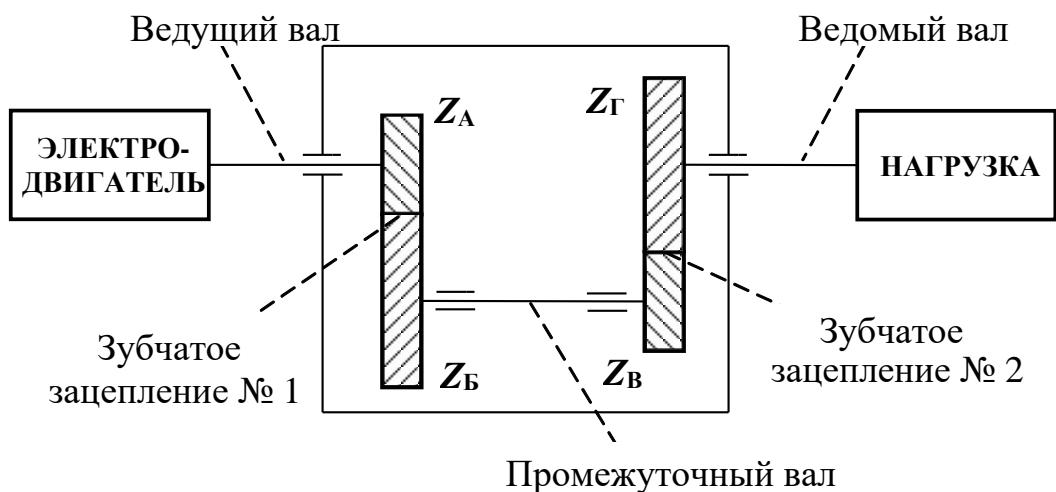


Рис. 1.13. Упрощённая схема цилиндрического двухступенчатого редуктора (мультипликатора)

Таблица 1.2

Форма отчёта по результатам вычислений

	Причины вибрации	Обозначение	Формула расчёта	Рассчитанные значения
1.	Зубцовая частота	f_{ZA}		
2.	Зубцовая частота	f_{ZB}		
3.	Частоты вращения колёс	f_A, f_B, f_V, f_Γ		
4.	Частота совпадения зубьев	f_{CSAB}, f_{CSVG}		
5.	Модуляция частот зубозацепления частотами вращения зубчатых колёс	f_{ZmAB}, f_{ZmVG}		
6.	Модуляция частот вращения шестерён частотой f_{CSZ}	$f_{Am}, f_{Bm}, f_{Vm}, f_{\Gamma m}$		
7.	Модуляция f_z частотами вращения шестерён, модулированными f_{CSZ}	f_{ZABm}, f_{ZBVm}		

6. Привести требования к параметрам измерения ВА сигнала зубчатой передачи (диапазон частот, частоту дискретизации, шаг по частоте).
7. Сформировать маски спектров, используя данные, полученные п. 5:
- исправной зубчатой передачи;
 - несоосность;
 - эксцентриситета зубчатого колеса (z_3);
 - износа зуба;
 - повреждения двух зубьев – для двух колёс Z_A и Z_B и колёс Z_V и Z_Γ ;
 - повреждение двух зубьев с учётом частоты совпадения зубьев для двух колёс Z_A и Z_B и колёс Z_V и Z_Γ .
8. На основании полученных результатов оформить отчёт и сделать вывод.

1.4 ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ

Таблица 1.3

Частота вращения входного вала $n_0 = 2940$ об/мин

Число зубьев	Номер варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Z_A	12	80	110	24	24	12	25	26	24	21
Z_B	60	32	44	20	36	48	75	130	120	63
Z_V	20	110	103	72	12	52	54	54	12	24
Z_Γ	80	44	51	48	48	104	81	81	48	36

Таблица 1.4

Частота вращения ведущего вала $n_0 = 1440$ об/мин

Число зубьев	Номер варианта									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Z_A	12	80	110	24	24	12	25	26	24	21
Z_B	60	32	44	20	36	48	75	130	120	63
Z_V	20	110	103	72	12	52	54	54	12	24
Z_Γ	80	44	51	48	48	104	81	81	48	36

1.5 ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЁТА

Зубчатая передача представлена схемой в соответствии с рис. 1.13 и имеет следующие параметры:

$$Z_A = 56; Z_B = 108; Z_V = 54; Z_\Gamma = 104.$$

Частота вращения входного вала $n_0 = 2940$ об/мин.

1. Определение характеристик зубчатой передачи.

Передаточное число первого зубчатого зацепления: $i_1 = 108/56 = 1,9$.

Передаточное число второго зубчатого зацепления: $i_2 = 104/54 = 1,9$.

Частота вращения зубчатого колеса Z_A равна частоте вращения входного вала $n_A = n_0 = 2940$ об/мин. Переведём об/мин в Гц: $f_A = 2940 / 60 = 49$ Гц.

Частота вращения зубчатого колеса Z_B : $f_B = f_A / i_1 = 25,4$ Гц.

Частота вращения зубчатого колеса Z_V : $f_V = f_B = 25,4$ Гц, т. к. колёса расположены на одном валу.

Частота вращения зубчатого колеса Z_Γ : $f_\Gamma = f_B / i_2 = 13,2 \text{ Гц}$.

2. Расчёт характерных частот вибрации зубчатой передачи.

Частоты зубозацепления:

$$f_{Z1} = Z_A \cdot f_A = Z_B \cdot f_B = 2744 \text{ Гц}; \quad 2f_{Z1} = 5488 \text{ Гц};$$

$$f_{Z2} = Z_B \cdot f_B = Z_\Gamma \cdot f_\Gamma = 1372 \text{ Гц}; \quad 2f_{Z2} = 2744 \text{ Гц}.$$

Частоты совпадения зубьев (ЧСЗ).

Для пары Z_A и Z_B с 56 и 108 зубьями – НОД 4, ЧСЗ:

$$f_{\text{ЧСЗAB}} = \frac{f_{Z1} \cdot \text{НОД}_{AB}}{Z_A Z_B} = \frac{2744 \cdot 4}{56 \cdot 108} = 1,8 \text{ Гц}.$$

Для пары Z_B и Z_Γ с 54 и 104 зубьями – НОД 2, ЧСЗ:

$$f_{\text{ЧСЗBГ}} = \frac{f_{Z2} \cdot \text{НОД}_{BГ}}{Z_B Z_\Gamma} = \frac{1372 \cdot 2}{54 \cdot 104} = 0,5 \text{ Гц}.$$

3. Модуляция.

Боковые полосы вокруг частоты зубозацепления f_{Z1} для первой пары колёс (модуляция частотой вращения f_A и f_B):

$$f_{ZmAB1} = 2744 - 49 = 2695 \text{ Гц};$$

$$f_{ZmAB2} = 2744 + 49 = 2793 \text{ Гц};$$

$$f_{ZmAB3} = 2744 - 25,4 = 2718,6 \text{ Гц};$$

$$f_{ZmAB4} = 2744 + 25,4 = 2769,4 \text{ Гц}.$$

Боковые полосы вокруг удвоенной частоты зубозацепления $2f_{Z1}$ для первой пары колёс (модуляция частотой вращения f_A и f_B):

$$f_{ZmAB5} = 5488 - 49 = 5439 \text{ Гц};$$

$$f_{ZmAB6} = 5488 + 49 = 5537 \text{ Гц};$$

$$f_{ZmAB7} = 5488 - 25,4 = 5462,6 \text{ Гц};$$

$$f_{ZmAB8} = 5488 + 25,4 = 5513,4 \text{ Гц}.$$

Боковые полосы вокруг частоты зубозацепления f_{Z2} для второй пары колёс (модуляция частотой вращения f_B и f_Γ):

$$f_{ZmBГ1} = 1372 - 25,4 = 1346,6 \text{ Гц};$$

$$f_{ZmBГ2} = 1372 + 25,4 = 1397,4 \text{ Гц};$$

$$f_{ZmBГ3} = 1372 - 13,2 = 1358,8 \text{ Гц};$$

$$f_{ZmBГ4} = 1372 + 13,2 = 1385,2 \text{ Гц}.$$

Боковые полосы вокруг удвоенной частоты зубозацепления $2f_{Z2}$ для первой пары колёс (модуляция частотой вращения f_B и f_Γ):

$$f_{ZmB\Gamma 5} = 2744 - 25,4 = 2718,6 \text{ Гц};$$

$$f_{ZmB\Gamma 6} = 2744 + 25,4 = 2769,4 \text{ Гц};$$

$$f_{ZmB\Gamma 7} = 2744 - 13,2 = 2730,8 \text{ Гц};$$

$$f_{ZmB\Gamma 8} = 2744 + 13,2 = 2757,2 \text{ Гц}.$$

Модуляция частот вращения шестерён частотой совпадения зубьев $f_{\text{ЧСЗ}}$:

$$f_{Am1} = 49 - 1,8 = 47,2 \text{ Гц};$$

$$f_{Am2} = 49 + 1,8 = 50,8 \text{ Гц};$$

$$f_{Bm1} = 25,4 - 1,8 = 23,6 \text{ Гц};$$

$$f_{Bm2} = 25,4 + 1,8 = 27,2 \text{ Гц};$$

$$f_{Vm1} = 25,4 - 0,5 = 24,9 \text{ Гц};$$

$$f_{Vm2} = 25,4 + 0,5 = 25,9 \text{ Гц};$$

$$f_{\Gamma m1} = 13,2 - 0,5 = 12,7 \text{ Гц};$$

$$f_{\Gamma m2} = 13,2 + 0,5 = 13,7 \text{ Гц}.$$

Модуляция f_Z частотами вращения шестерён, модулированными $f_{\text{ЧСЗ}}$ (боковые полосы вокруг частот зубозацепления) при $k = n = 1$:

частота f_{Z1} :

$$f_{Z1} - n \cdot f_{\text{ЧСЗАБ}} = 2744 - 1 \cdot 1,8 = 2742,2 \text{ Гц};$$

$$f_{Z1} + n \cdot f_{\text{ЧСЗАБ}} = 2744 + 1,8 = 2745,8 \text{ Гц};$$

$$f_{ZA m1} = f_{Z1} + k \cdot f_A - n \cdot f_{\text{ЧСЗАБ}} = 2744 + 1 \cdot 49 - 1 \cdot 1,8 = 2791,2 \text{ Гц};$$

$$f_{ZA m2} = f_{Z1} + k \cdot f_A + n \cdot f_{\text{ЧСЗАБ}} = 2744 + 1 \cdot 49 + 1 \cdot 1,8 = 2794,8 \text{ Гц};$$

$$f_{ZA m3} = f_{Z1} - k \cdot f_A - n \cdot f_{\text{ЧСЗАБ}} = 2744 - 1 \cdot 49 - 1 \cdot 1,8 = 2693,2 \text{ Гц};$$

$$f_{ZA m4} = f_{Z1} - k \cdot f_A + n \cdot f_{\text{ЧСЗАБ}} = 2744 - 1 \cdot 49 + 1 \cdot 1,8 = 2696,8 \text{ Гц};$$

$$f_{ZB m1} = f_{Z1} + k \cdot f_B - n \cdot f_{\text{ЧСЗАБ}} = 2744 + 1 \cdot 25,4 - 1 \cdot 1,8 = 2767,6 \text{ Гц};$$

$$f_{ZB m2} = f_{Z1} + k \cdot f_B + n \cdot f_{\text{ЧСЗАБ}} = 2744 + 1 \cdot 25,4 + 1 \cdot 1,8 = 2771,2 \text{ Гц};$$

$$f_{ZB m3} = f_{Z1} - k \cdot f_B - n \cdot f_{\text{ЧСЗАБ}} = 2744 - 1 \cdot 25,4 - 1 \cdot 1,8 = 2716,8 \text{ Гц};$$

$$f_{ZB m4} = f_{Z1} - k \cdot f_B + n \cdot f_{\text{ЧСЗАБ}} = 2744 - 1 \cdot 25,4 + 1 \cdot 1,8 = 2720,4 \text{ Гц};$$

частота f_{Z2} :

$$f_{Z2} - n \cdot f_{\text{ЧСЗВГ}} = 1372 - 1 \cdot 0,5 = 1371,5 \text{ Гц};$$

$$f_{Z2} + n \cdot f_{\text{ЧСЗВГ}} = 1372 + 0,5 = 1372,5 \text{ Гц};$$

$$f_{ZBm1} = f_{Z2} + k \cdot f_B - n \cdot f_{ЧСЗВГ} = 1372 + 1 \cdot 25,4 - 1 \cdot 0,5 = 1396,9 \text{ Гц};$$

$$f_{ZBm2} = f_{Z2} + k \cdot f_B + n \cdot f_{ЧСЗВГ} = 1372 + 1 \cdot 25,4 + 1 \cdot 0,5 = 1397,9 \text{ Гц};$$

$$f_{ZBm3} = f_{Z2} + k \cdot f_B - n \cdot f_{ЧСЗВГ} = 1372 - 1 \cdot 25,4 - 1 \cdot 0,5 = 1346,1 \text{ Гц};$$

$$f_{ZBm4} = f_{Z2} + k \cdot f_B + n \cdot f_{ЧСЗВГ} = 1372 - 1 \cdot 25,4 + 1 \cdot 0,5 = 1347,1 \text{ Гц};$$

$$f_{ZГm1} = f_{Z2} + k \cdot f_{Г} - n \cdot f_{ЧСЗВГ} = 1372 + 1 \cdot 13,2 - 1 \cdot 0,5 = 1384,7 \text{ Гц};$$

$$f_{ZГm2} = f_{Z2} + k \cdot f_{Г} + n \cdot f_{ЧСЗВГ} = 1372 + 1 \cdot 13,2 + 1 \cdot 0,5 = 1385,7 \text{ Гц};$$

$$f_{ZГm3} = f_{Z2} + k \cdot f_{Г} - n \cdot f_{ЧСЗВГ} = 1372 - 1 \cdot 13,2 - 1 \cdot 0,5 = 1358,3 \text{ Гц};$$

$$f_{ZГm4} = f_{Z2} + k \cdot f_{Г} + n \cdot f_{ЧСЗВГ} = 1372 - 1 \cdot 13,2 + 1 \cdot 0,5 = 1359,3 \text{ Гц}.$$

Последний блок частот можно представить в другом, более наглядном виде:

$$(f_{ZAm1}; f_{ZAm2}; f_{ZAm3}; f_{ZAm4}) = 2744 \pm (49 \pm 1,8);$$

$$(f_{ZБm1}; f_{ZБm2}; f_{ZБm3}; f_{ZБm4}) = 2744 \pm (25,4 \pm 1,8);$$

$$(f_{ZBm1}; f_{ZBm2}; f_{ZBm3}; f_{ZBm4}) = 1372 \pm (25,4 \pm 0,5);$$

$$(f_{ZГm1}; f_{ZГm2}; f_{ZГm3}; f_{ZГБm4}) = 1372 \pm (13,2 \pm 0,5).$$

4. Результаты расчёта частот вибрации зубчатой передачи сведём в таблицу.

Таблица 1.5

Результаты расчёта частот вибрации зубчатой передачи

№	Причины вибрации	Обозначение	Формула для расчёта	Рассчитанные значения (Гц)
1.	Зубцовая частота зубчатого зацепления № 1	f_{Z1}	$Z_A \cdot f_A$	$49 \cdot 56 = 2744$
2.	Зубцовая частота зубчатого зацепления № 2	f_{Z2}	$Z_B \cdot f_B$	$13,2 \cdot 104 = 1372$
3.	Частоты вращения колёс	$f_A, f_B,$ $f_B, f_{Г}$	$f_A = n_0 / 60;$ $f_B = f_A / i_1;$ $f_B = f_B;$ $f_{Г} = f_B / i_2$	$2940 / 60 = 49;$ $49 / 1,9 = 25,4;$ $25,4;$ $25,4 / 1,9 = 13,2$

№	Причины вибрации	Обозначение	Формула для расчёта	Рассчитанные значения (Гц)
4.	Модуляция частот зубозацепления частотами вращения зубчатых колёс	f_{ZmAB} , f_{ZmBG}	$f_{ZmAB} = f_{Z1} \pm f_A;$ $f_{ZmAB} = f_{Z1} \pm f_B;$ $f_{ZmBG} = f_{Z2} \pm f_B;$ $f_{ZmBG} = f_{Z2} \pm f_\Gamma$	$2744 \pm 49 = (2695; 2793);$ $2744 \pm 25,4 = (2718,6; 2769,4);$ $1372 \pm 25,4 = (1346,6; 1397,4);$ $1372 \pm 13,2 = (1358,8; 1385,2)$
5.	Частота совпадения зубьев	$f_{\text{ЧСЗАБ}}$, $f_{\text{ЧСЗВГ}}$	$f_{\text{ЧСЗАБ}} = \frac{f_{Z1} \cdot \text{НОД}_{AB}}{Z_A Z_B};$ $f_{\text{ЧСЗВГ}} = \frac{f_{Z2} \cdot \text{НОД}_{BG}}{Z_B Z_\Gamma}$	$\frac{2744 \cdot 4}{56 \cdot 108} = 1,8 \text{ Гц};$ $\frac{1372 \cdot 2}{54 \cdot 104} = 0,5 \text{ Гц}$
6.	Модуляция частот вращения шестерён частотой совпадения зубьев $f_{\text{ЧСЗ}}$	$f_{Am},$ $f_{Bm},$ $f_{Bm},$ $f_{\Gamma m}$	$f_{Am} = f_A \pm f_{\text{ЧСЗАБ}};$ $f_{Bm} = f_B \pm f_{\text{ЧСЗАБ}};$ $f_{Bm} = f_B \pm f_{\text{ЧСЗВГ}};$ $f_{\Gamma m} = f_\Gamma \pm f_{\text{ЧСЗВГ}}$	$f_{Am1} = 49 - 1,8 = 47,2 \text{ Гц};$ $f_{Am2} = 49 + 1,8 = 50,8 \text{ Гц};$ $f_{Bm1} = 25,4 - 1,8 = 23,6 \text{ Гц};$ $f_{Bm2} = 25,4 + 1,8 = 27,2 \text{ Гц};$ $f_{Bm1} = 25,4 - 0,5 = 24,9 \text{ Гц};$ $f_{Bm2} = 25,4 + 0,5 = 25,9 \text{ Гц};$ $f_{\Gamma m1} = 13,2 - 0,5 = 12,7 \text{ Гц};$ $f_{\Gamma m2} = 13,2 + 0,5 = 13,7 \text{ Гц}$
7.	Модуляция f_Z частотами вращения шестерён, модулированными $f_{\text{ЧСЗ}}$	$f_{ZABm},$ $f_{ZB\Gamma m}$	$f_{ZABm} = f_{Z1} \pm kf_{Am} \pm kf_{Bm} \pm nf_{\text{ЧСЗАБ}};$ $f_{ZB\Gamma m} = f_{Z2} \pm kf_{Bm} \pm kf_{\Gamma m} \pm nf_{\text{ЧСЗВГ}}$	при $k = n = 1:$ $f_{ZAm1} = f_{Z1} + k \cdot f_A - n \cdot f_{\text{ЧСЗАБ}} = 2791,2;$ $f_{ZAm2} = f_{Z1} + k \cdot f_A + n \cdot f_{\text{ЧСЗАБ}} = 2794,8;$ $f_{ZAm3} = f_{Z1} - k \cdot f_A - n \cdot f_{\text{ЧСЗАБ}} = 2693,2;$ $f_{ZAm4} = f_{Z1} - k \cdot f_A + n \cdot f_{\text{ЧСЗАБ}} = 2696,8;$ $f_{ZBm1} = f_{Z1} + k \cdot f_B - n \cdot f_{\text{ЧСЗАБ}} = 2767,6;$ $f_{ZBm2} = f_{Z1} + k \cdot f_B + n \cdot f_{\text{ЧСЗАБ}} = 2771,2;$ $f_{ZBm3} = f_{Z1} - k \cdot f_B - n \cdot f_{\text{ЧСЗАБ}} = 2716,8;$ $f_{ZBm4} = f_{Z1} - k \cdot f_B + n \cdot f_{\text{ЧСЗАБ}} = 2720,4;$ $f_{ZBm1} = f_{Z2} + k \cdot f_B - n \cdot f_{\text{ЧСЗВГ}} = 1396,9;$ $f_{ZBm2} = f_{Z2} + k \cdot f_B + n \cdot f_{\text{ЧСЗВГ}} = 1397,9;$ $f_{ZBm3} = f_{Z2} - k \cdot f_B - n \cdot f_{\text{ЧСЗВГ}} = 1346,1;$ $f_{ZBm4} = f_{Z2} - k \cdot f_B + n \cdot f_{\text{ЧСЗВГ}} = 1347,1;$ $f_{Z\Gamma m1} = f_{Z2} + k \cdot f_\Gamma - n \cdot f_{\text{ЧСЗВГ}} = 1384,7;$ $f_{Z\Gamma m2} = f_{Z2} + k \cdot f_\Gamma + n \cdot f_{\text{ЧСЗВГ}} = 1385,7;$ $f_{Z\Gamma m3} = f_{Z2} - k \cdot f_\Gamma - n \cdot f_{\text{ЧСЗВГ}} = 1358,3;$ $f_{Z\Gamma m4} = f_{Z2} - k \cdot f_\Gamma + n \cdot f_{\text{ЧСЗВГ}} = 1359,3$

1.6 МАСКИ СПЕКТРОВ

Исправные зубчатые зацепления

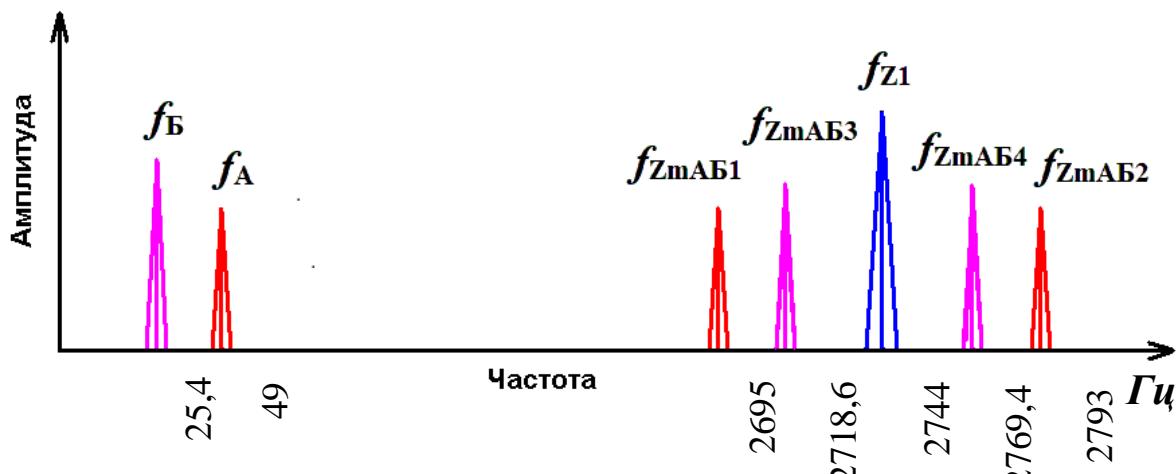


Рис. 1.14. Мaska спектра исправного зубчатого зацепления № 1

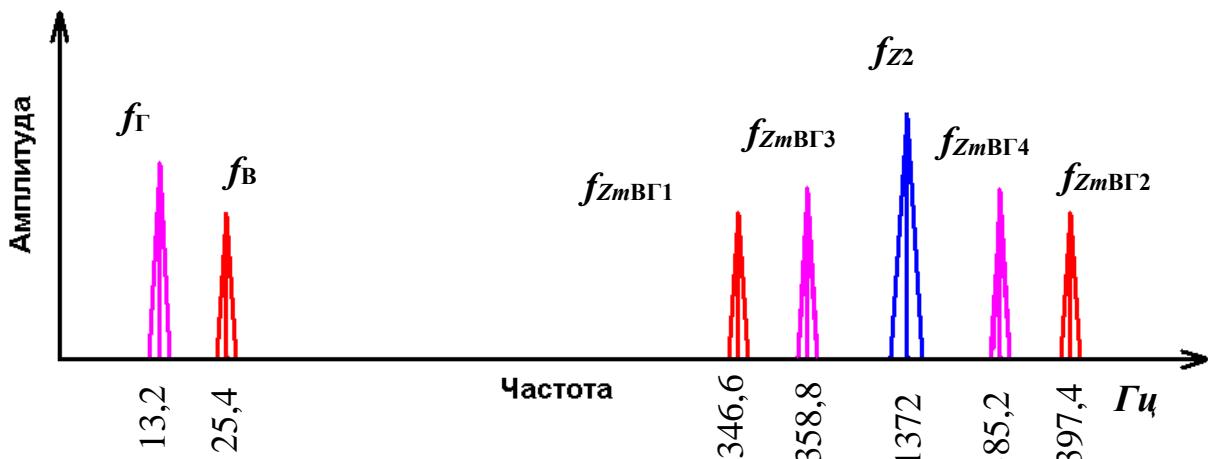


Рис. 1.15. Мaska спектра исправного зубчатого зацепления № 2

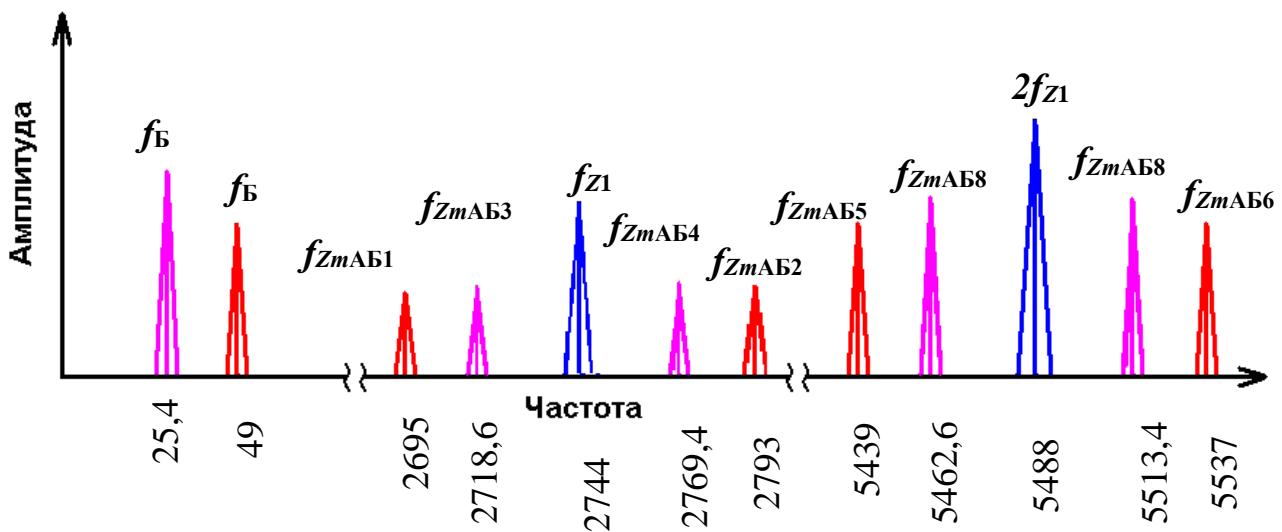


Рис. 1.16. Мaska спектра при несоосности зубчатого зацепления № 1

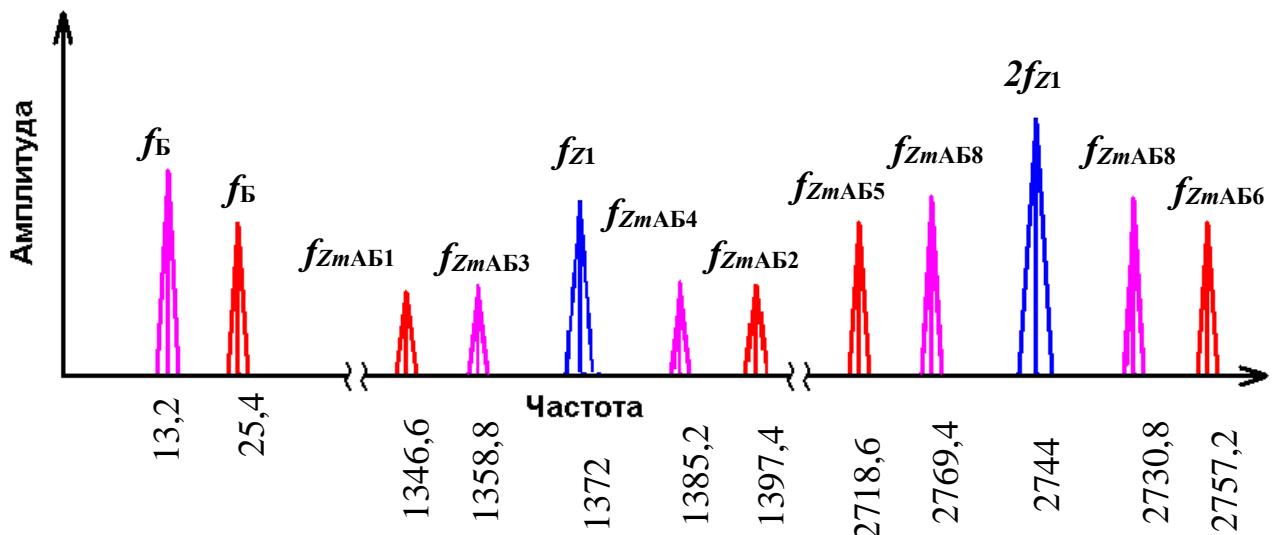


Рис. 1.17. Мaska спектра при несоосности зубчатого зацепления № 2

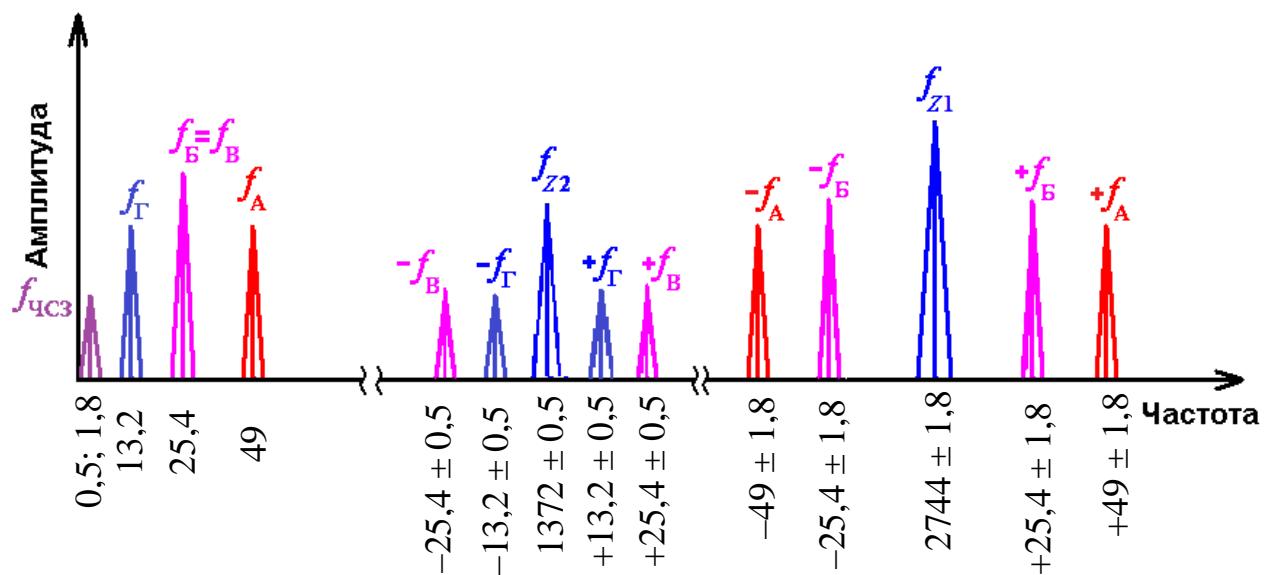


Рис. 1.18. Мaska спектра при возбуждении частоты совпадения зубьев

Аналогичным образом происходит формирование масок спектров и при других неисправностях: износе зуба, эксцентрикитете зубчатого колеса, повреждении зубьев, что и требуется представить в данной работе.

1.7 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какой параметр ВА сигнала чаще всего применяется для определения общего технического состояния и диагностирования узлов агрегатов с зубчатыми передачами? В спектре виброскорости, измеренной на корпусе

одноступенчатого редуктора, выделяются составляющие на частоте вращения шестерни 59,5 Гц (1,25 мм/с) и частоте зацепления 5950 Гц (12,5 мм/с). Какие величины из вышеперечисленных вы будете использовать для оценки его вибrosостояния?

2. Рассчитайте частоту зацепления зубчатой пары, состоящей из ведомой шестерни с 28 зубьями и скоростью вращения 1776 об/мин и ведущей шестерни с числом зубьев 99.

3. Чему должно бытьделено внимание при диагностике состояния зубчатой пары с помощью анализа спектров ВА сигналов?

4. В чём выражается влияние на спектр вибрации ВА сигнала зубчатой пары износа зуба колеса или шестерни?

5. В чём выражается влияние на спектр вибрации ВА сигнала зубчатой пары несоосности валов зубчатой пары?

6. В чём выражается влияние на спектр вибрации ВА сигнала зубчатой пары эксцентриситета зубчатого колеса?

7. В чём выражается влияние на спектр вибрации ВА сигнала зубчатой пары питтинга?

8. В чём выражается влияние на спектр вибрации ВА сигнала зубчатой пары истириания (абразивного изнашивания)?

9. В чём выражается влияние на спектр вибрации ВА сигнала зубчатой пары выкрашивания (локального изнашивания)?

10. В чём выражается влияние на спектр вибрации ВА сигнала зубчатой пары развивающегося задира?

11. В чём выражается влияние на спектр вибрации ВА сигнала зубчатой пары различных неисправностей зубчатого зацепления?

12. В чём выражается влияние на спектр вибрации ВА сигнала зубчатой пары эксцентриситета зубчатой пары?

13. В чём выражается влияние на спектр вибрации ВА сигнала зубчатой пары несоосности зубчатой пары?

14. Каков ключевой индикатор износа зуба?

15. К каким изменениям ВА сигнала приводит износ или локальное повреждение зуба на колесе?

2 ДИАГНОСТИКА СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Цель работы: научиться определять техническое состояние подшипников качения (ПК) по результатам анализа ВА сигналов.

Задачи:

1. Изучить дефекты и неисправности подшипников качения.
2. Изучить способы определения технического состояния ПК.
3. Изучить примеры проявления диагностических признаков в ВА сигналах.
4. Провести расчёт частот дефектов подшипников и построить маски спектров.

2.1 Общие сведения

В роторных механизмах подшипники качения являются одним из основных видов подшипников, а также самым уязвимым узлом механизма. Подшипник осуществляет пространственную фиксацию ротора, соответственно, большая часть нагрузок, возникающих в механизме, как статических, так и динамических, воспринимается именно подшипником. Поэтому диагностика подшипников качения должна проводиться оперативно, чтобы не допустить отказа в работе механизма [1; 4; 5; 6; 7; 8; 9].

Многолетний опыт показывает, что только чуть менее 10 % подшипников дорабатывает до окончания проектного срока службы. Около 40 % отказов связано с недостаточной смазкой, и около 30 % вызвано неверной установкой, т. е. несоосностью или перекосом при монтаже. Около 20 % приходится на другие причины: перегрузки, дефекты изготовления и т. д. [1; 7; 8].

2.2 Типы подшипников качения

ПК подразделяют по следующим основным признакам:

- по направлению действия нагрузки, которую подшипник воспринимает, и по форме тел качения (тип подшипника);

- по конструктивным особенностям;
- по числу рядов тел качения в подшипнике.

По направлению действия нагрузки ПК делятся на следующие группы:

1. Радиальные, которые могут воспринимать только радиальную нагрузку или которые обычно предназначаются для радиальной, но могут воспринимать и осевую нагрузку (шарикоподшипники однорядные без канавки для ввода шариков, шарико- и роликоподшипники двухрядные сферические).

2. Упорные, которые предназначаются для восприятия только осевых нагрузок.

3. Радиально-упорные, которые предназначаются для восприятия одновременно действующих радиальных и осевых нагрузок.

По форме тел качения подшипники делятся на шариковые (тела качения – шарики) и роликовые (тела качения – ролики).

По конструктивным особенностям подшипники делятся на самоустанавливающиеся (сферические) и несамоустанавливающиеся.

По числу рядов тел качения подшипники делятся на одно-, двух- и четырёхрядные.

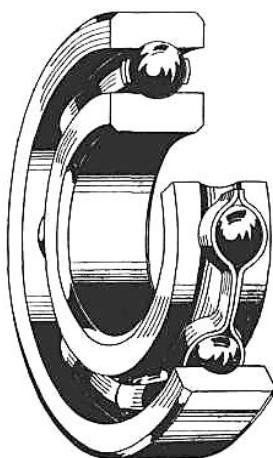


Рис. 2.1. Шариковый радиальный подшипник

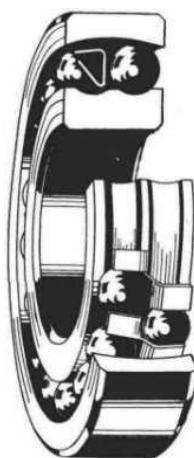


Рис. 2.2.. Шариковый радиальный сферический подшипник

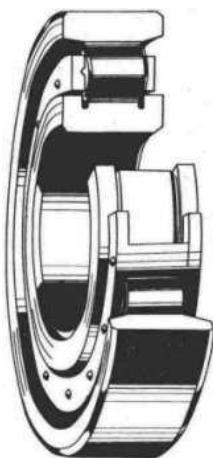


Рис. 2.3.. Радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами

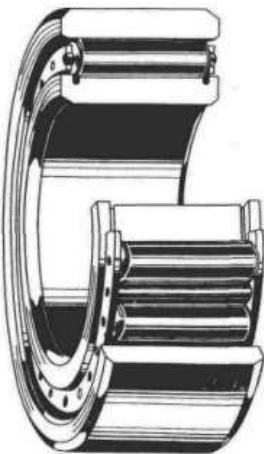


Рис. 2.4. Подшипник с длинными цилиндрическими роликами и игольчатый

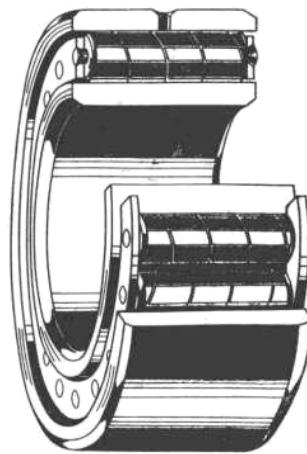


Рис. 2.5. Роликовый радиальный подшипник с витыми роликами

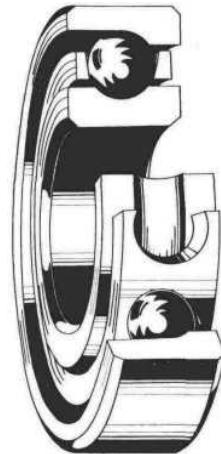


Рис. 2.6. Шариковый радиально-упорный подшипник

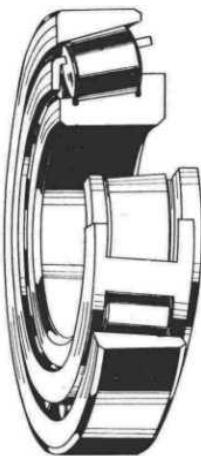


Рис. 2.7. Роликовый конический подшипник

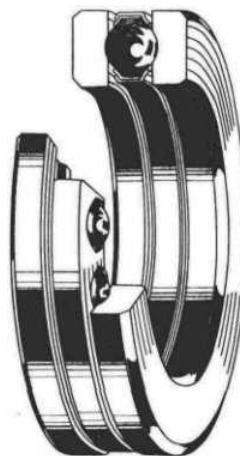


Рис. 2.8. Шариковый упорный подшипник

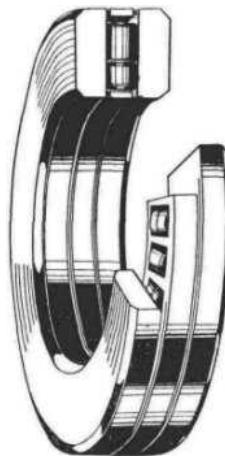


Рис. 2.9. Роликовый упорный подшипник

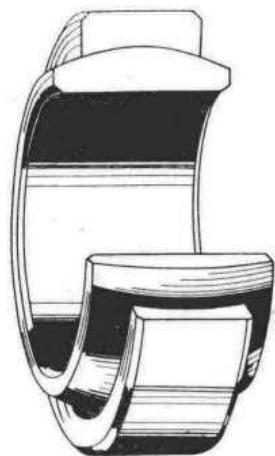


Рис. 2.10. Шарнирный подшипник

Типы подшипников, которые различают на практике, представлены на рис. 2.1–2.10 [1; 4; 8].

2.3 Виды дефектов подшипников качения

Влияние на вибрацию подшипников качения оказывают три группы факторов:

- влияние нелинейной жёсткости подшипников на колебания опор;

- влияние дефектов изготовления и сборки подшипниковых узлов;
- влияние дефектов эксплуатации.

Дефекты изготовления, сборки и эксплуатации подшипников влияют на виброакустический сигнал различным образом и имеют разные диагностические признаки. Это позволяет обнаруживать развивающиеся дефекты, определять состояние подшипника и обеспечивать достаточно достоверный его прогноз.

2.3.1 Дефекты изготовления

1. Отклонение геометрических размеров и формы деталей от идеальной:

- несоблюдения допусков изготовления колец, сепаратора и тел качения;
- отклонение формы при изготовлении шариков (некруглость, гранность n -го порядка, разноразмерность);
- разностенность, овальность, неуравновешенность наружного или внутреннего кольца;
- овальность цапф ротора, шейки вала;
- эксцентрикситет обоймы подшипников;
- волнообразность поверхности дорожек качения, случайные дефекты на них (трещины, выкрашивание, выбоины);
- неравномерность распределения канавок качения;
- большая нагрузка, нелинейная зависимость между величиной контактной деформации и нагрузкой.

2. Радиальные зазоры в подшипниках качения.

3. Нарушение шероховатости поверхности качения.

2.3.2 Дефекты сборки

1. Дефекты посадки подшипников в гнездо (перекос, неконцентричность посадочных мест).
2. Неправильное или принудительное центрирование.
3. Неправильная сборка, сильная затяжка.
4. Бой врачающегося кольца (вала).

5. Повышенный радиальный или осевой натяг или зазор, проскальзывание в посадочном месте.
6. Перекос внутреннего и/или наружного кольца подшипника или перекос всего подшипника.
7. Несоосность подшипников ротора.
8. Неуравновешенность деталей подшипника из-за дефектов изготовления или неправильной сборки.

2.3.3 Дефекты эксплуатации

1. Износ подшипника и посадочных мест (наружного и/или внутреннего кольца, тел качения, сепаратора) и вызываемые ими повреждения.
2. Изменение зазоров и посадок между деталями подшипников и опорами ротора.
3. Нарушения и ослабления жёсткости в местах посадок.
4. Перекос, расцентровка колец.
5. Дефекты смазки (недостаточность, изменение качества, загрязнение) и сопутствующие повреждения.
6. Дефекты любой из поверхностей трения, выкрашивание, сколы, раковины, трещины (на наружном и/или внутреннем кольце, телах качения) из-за усталости материала.

2.3.4 Взаимосвязь дефектов

1. Усталостное разрушение подшипников качения проявляется в виде выкрашивания материала дорожек колец и тел качения и происходит из-за чрезмерно больших нагрузок или при больших сроках эксплуатации.
2. Износ деталей подшипника выше допустимого, особенно тел качения и поверхностей колец, приводит к увеличению радиальных зазоров и смещению ротора.
3. Нарушение сборки подшипников, действия больших осевых нагрузок, выкрашивание дорожек качения, усталостное разрушение приводят к выходу из строя сепаратора.
4. Проскальзывание внутреннего кольца подшипника относительно тел качения приводит к износу поверхностей качения.

5. Недостаток и нарушения качества смазки приводят к оплыванию тел качения, наволакиванию материала на поверхности дорожек и износу сепаратора.

Усталостное выкрашивание (рис. 2.11-2.30) начинается с появления на дорожке качения ямки выкрошившегося металла, затем происходит откалывание металла у краёв этой ямки, и площадь повреждённой поверхности интенсивно увеличивается. Основными причинами преждевременного выхода из строя подшипников из-за усталостного выкрашивания, не связанными с качеством металла, являются: превышение расчётных нагрузок; повреждения поверхностей качения при монтаже; не соответствующий условиям эксплуатации смазочный материал или его загрязнение; перекосы колец подшипника ввиду неаккуратного монтажа или деформаций вала и корпуса; овальность колец подшипника из-за отклонений от окружности посадочных мест вала и корпуса [1; 4; 8; 9; 10].



Рис. 2.11. Вмятины ролика



Рис. 2.12. Задиры и ползуны



Рис. 2.13. Коррозийные раковины



Рис. 2.14. Сколы ролика



Рис. 2.15. Трешины, повреждение торцов



Рис. 2.16. Усталостные раковины



Рис. 2.17. Рифление и шелушение дорожки качения

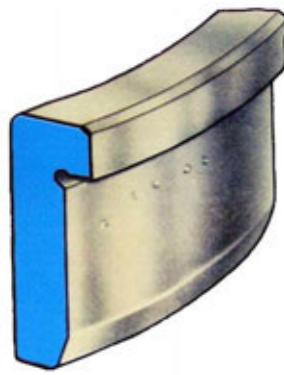


Рис. 2.18. Электроотжиги

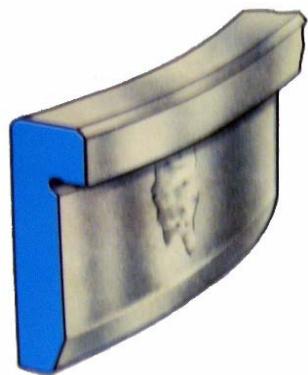


Рис. 2.19. Коррозийные и усталостные раковины

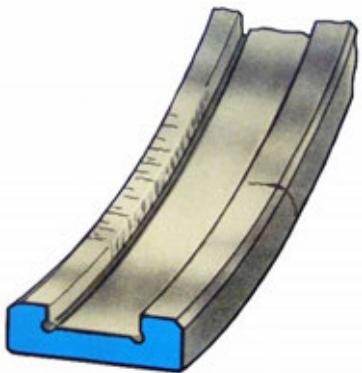


Рис. 2.20. Задиры и трещины на бортах

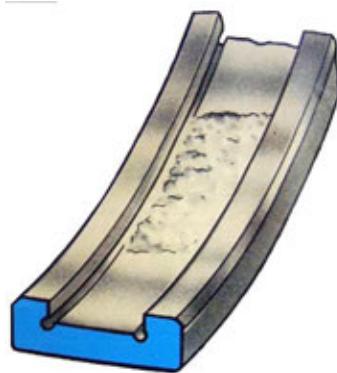


Рис. 2.21. Усталостные раковины

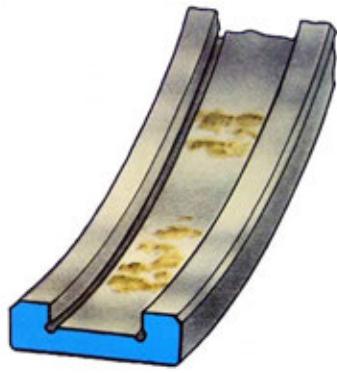


Рис. 2.22. Поверхностная коррозия



Рис. 2.23. Полный откол борта внутреннего кольца



Рис. 2.24. Забоины сепаратора

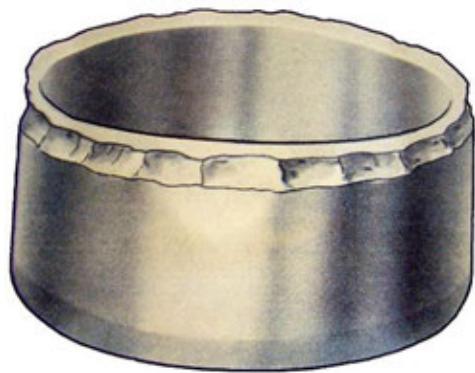


Рис. 2.25. Сколы борта

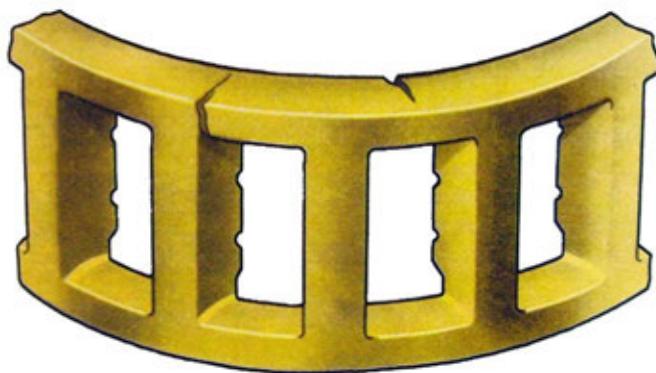


Рис. 2.26. Трещины и излом сепаратора



Рис. 2.27. Шелушение и задиры
на дорожке качения

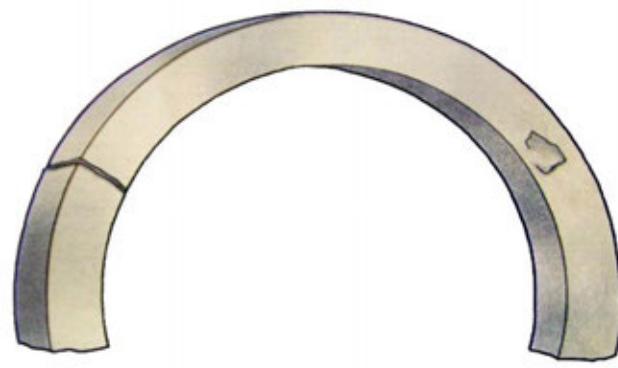


Рис. 2.28. Трещины и излом упорного кольца



Рис. 2.29. Трещины и разрывы
кольца



Рис. 2.30. Скол шарика

Поверхностные повреждения дорожек качения (рис. 2.11–2.30): вмятины, забоины, царапины. Качество обработки поверхности дорожек качения деталей оказывает большое влияние на работоспособность подшипни-

ков – долговечность, шумность и вибрацию. При изготовлении подшипников качеству поверхности уделяется большое внимание. Однако при монтаже поверхности качения нередко повреждают. Если подшипник устанавливают на вал с натягом таким образом, что при монтаже нагрузка на внутреннее кольцо передаётся от наружного через тела качения, то на дорожках качения могут появиться вмятины. Во время работы подшипника вмятины будут являться источником шума и вибрации. Кроме того, в окрестности вмятин может развиться преждевременное выкрашивание [1; 4; 8].

Вмятины могут образоваться при ударной или вибрационной нагрузке относительно медленно вращающегося подшипника, а также при статической нагрузке, если она превосходит значение статической грузоподъёмности. Вмятины могут образоваться, если не вращающийся подшипник, находящийся под относительно небольшой нагрузкой, подвергнуть воздействию вибрации. Такое явление, называемое ложным бринеллированием, иногда происходит при транспортировке машин по железной дороге из-за ударов на стыках рельсов. Вмятины могут появиться и при статической нагрузке, действующей на неподвижный подшипник, если она превышает статическую грузоподъёмность. Вмятины могут также образоваться в результате попадания на дорожку качения посторонних частиц.

Другим нередко встречающимся видом повреждений являются задиры и царапины, образующиеся на безбортовых и однобортовых кольцах цилиндрических роликоподшипников при монтаже узла, когда они вставляются в комплект роликов без зазора или с перекосом. Эти повреждения могут явиться причиной преждевременного усталостного выкрашивания. При повышенных осевых нагрузках и неудовлетворительном смазывании на торцах роликов и бортиках цилиндрических колец могут появиться царапины и задиры в форме циклоид.

Износ (рис. 2.11–2.30) у подшипников, смонтированных без повреждений поверхности и перекосов и работающих с эффективным смазыванием, как правило, пренебрежимо мал. Однако если смазочный материал не соответствует условиям эксплуатации или подшипник не защищён от

попадания в зону контакта посторонних частиц – таких, как песок, металлическая стружка, пыль и др., – то может возникнуть интенсивное изнашивание дорожек качения колец, тел качения и сепаратора. При этом увеличивается радиальный зазор и изменяется профиль дорожки качения. Износ может также возникнуть в результате недогрузки подшипника при большой частоте вращения [1; 4; 8].

Коррозия (рис. 2.11–2.30) деталей подшипника – одна из причин сокращения срока их службы. Оксиды, попадая на дорожку качения, действуют как абразивные частицы, ускоряя изнашивание. Кроме того, увеличивая контактное трение, они ускоряют протекание усталостных процессов. Наиболее частыми причинами появления коррозии являются следующие: наличие в смазочном материале воды; попадание воды или агрессивных веществ через недостаточно эффективные уплотнения; окисления (старения) смазочного материала; конденсирование влаги из воздуха при перепадах температуры в процессе хранения подшипников или при их эксплуатации без уплотнений [1; 4; 8].

Фреттинг-коррозия – особый вид интенсивного окисления деталей, находящихся в контакте, при повторяющихся относительно малых взаимных их перемещениях относительно друг друга. Фреттинг-коррозия появляется, например, у карданных подшипников, работающих в режиме малых угловых перемещений. В этих условиях смазочный материал, исходно разделяющий поверхности колец и тел качения, выдавливается из зоны контакта. Микронеровности контактирующих деталей будут взаимодействовать между собой. Вследствие периодически повторяющейся пластической деформации гребешки микронеровностей отшлущиваются. Ввиду малых перемещений тел качения относительно колец продукты изнашивания будут оставаться в зоне контакта или располагаться по её краям. Вследствие большой суммарной поверхности чешуек металла происходит интенсивное их окисление, на кольцах подшипника образуются красные или чёрные пятна, расположенные с тем же шагом, что и у тел качения.

Иногда фреттинг-коррозия наблюдается на торце внутреннего кольца и контактирующего с ним заплечиком вала из-за изгиба его при вращении

и появляющихся вследствие этого периодических взаимных перемещений. Фреттинг-коррозия может появиться при проскальзывании колец подшипника относительно посадочных мест на валу и в корпусе. Если при монтаже подшипника в узле допустить перекос колец, то при его вращении может возникнуть фреттинг-коррозия.

Повреждение электротоком (рис. 2.11–2.30). Прохождение через подшипник электрического тока может привести к искрообразованию в зонах контакта, а следовательно, к структурным изменениям металла, а при большом токе – к оплавлению поверхности [1; 4; 8].

Разрушение деталей подшипников. Образование разрушающей трещины приводит к аварийному выходу из строя подшипникового узла. Возможной причиной появления её у внутреннего кольца является чрезмерный натяг при посадке на вал или закрепительную втулку. Разрушение колец может также произойти из-за перегрузок, особенно ударного характера. В частности, разрушение могут вызвать удары по кольцам подшипника при монтаже и демонтаже.

Нагрев внутреннего кольца из-за высокой скорости при перегрузке может привести к ликвидации радиального зазора, заклиниванию тел качения и разрушению сепаратора, иногда одновременно с кольцами и телами качения. Такое же явление возможно при повышении контактного трения из-за повышенного изнашивания, а также в результате появления усталостных трещин в местах концентраторов напряжений, например, в углах окон массивных сепараторов роликов подшипников.

Предотвращение аварийного разрушения. В большинстве случаев разрушение работающего подшипника происходит после постепенного развития какого-либо повреждения, например, усталостного выкрашивания или износа уплотнений. Развитие повреждений обычно сопровождается внешними признаками: нарастанием уровней шума, вибрации, повышением температуры. Поэтому контроль этих величин, а также периодический осмотр подшипникового узла помогает уменьшить вероятность аварийного разрушения. С этой целью в особо ответственных узлах целесообразно ставить температурные и вибрационные датчики [1; 2; 4; 8].

2.4 ИСТОЧНИКИ ВИБРОАКТИВНОСТИ ПОДШИПНИКОВ

При обкатывании телами качения механических дефектов на обоймах подшипника, как и при дефектах на самих телах качения, в подшипнике возникают специфические виброакустические процессы. Причиной возникновения колебаний является единичное импульсное возбуждение. Хорошо понятным аналогом этого импульсного возбуждения является удар при прохождении стыка двух рельсов колесом вагона движущегося поезда. В этом аналоге колесо вагона является телом качения, а стык – дефектом на внешней обойме подшипника. Время действия возбуждающего усилия очень мало и составляет чаще всего доли миллисекунд [1; 2; 4; 5; 6; 7; 8; 10].

Каждое импульсное воздействие от дефекта возбуждает в элементах подшипника и в элементах механической конструкции агрегата свободные затухающие колебания на частотах собственного резонанса элементов. Поскольку возбуждающее воздействие носит кратковременный характер, то спектр частот возникающих свободных колебаний очень широк и может занимать полосу частот от сотен герц до сотен килогерц. Именно этим объясняется применение для диагностики подшипников качения различных методов диагностирования, анализирующих виброакустический сигнал как в диапазоне звуковых, так и ультразвуковых частот [1; 2; 8].

Здесь очень важно уточнить, что частоты виброакустических сигналов от дефектов подшипников качения практически мало зависят от частот вращения самих подшипников, т. к. свободные колебания механической конструкции от импульсного возбуждения определяются только резонансными свойствами самой конструкции. С какой бы частотой ни наносились удары по подшипнику (рельсу, колоколу, конструкции), частота свободных колебаний элементов подшипника и конструкции не меняется. Однако при снижении частоты ударов повышается глубина модуляции (вследствие затухания амплитуды свободных колебаний), что приводит к повышению уровня спектральных составляющих возмущающих воздействий в спектре огибающей сигнала. Следствием этого является то,

что с изменением частоты вращения контролируемого дефектного подшипника (конструкции) частота свободных колебаний не изменяется. Происходит только некоторое смещение распределения мощности в спектре вибрации. У быстроходных подшипников большая часть мощности сосредоточена в высокочастотной зоне, у тихоходных подшипников больший вес имеют более низкие частоты. В любом случае частоты регистрируемых свободных колебаний не опускаются ниже нескольких сотен герц. Частота следования импульсных ударов от дефектов в подшипнике может снижаться до единиц и долей герца, но нужно всегда помнить, что анализируется частота свободных колебаний виброакустических сигналов. Другими словами, анализируется не частота ударов по рельсу, а частота свободных колебаний рельса, возникающих после удара по нему [1; 2; 4; 8; 10].

Таким образом, когда шарик перекатывается через дефектное место, возникает удар, направленный по вектору действующей нагрузки в сторону внешней обоймы подшипника. Удар преобразуется в виброакустические импульсы, которые через внешнюю обойму передаются на корпус подшипника, в котором он установлен. По причине своего происхождения это явление иногда называют ударной вибрацией. Оно характеризуется резким снижением долговечности подшипников в сравнении с нормальным сроком службы.

Длительность ударного импульса примерно составляет несколько микросекунд. Спектр импульсов содержит высокочастотные составляющие. Однако элементы подшипника вращаются пропорционально скорости вращения вала (внутреннего кольца (обоймы)), и происходит нелинейное взаимодействие ударного импульса с вращающимися элементами. В результате спектр ударного импульса модулируется низкочастотным сигналом вращающихся элементов. Поэтому виброакустический сигнал присутствует в широком диапазоне частот – от десятков герц до сотен килогерц [1; 2; 8].

В спектре имеются гармоники несинхронных пиков (подшипниковых частот). Характерной особенностью спектров подшипников качения являются низкие амплитуды вибрации на ранней стадии развития дефекта, а при его развитии – появление широкополосных энергетических горбов.

Обычно на ранней стадии развития дефектов подшипника появляются признаки дефектов только одного из колец и затем другого. Так как внутреннее кольцо находится дальше от точки измерения, при одинаковой вибрации дефект внутреннего кольца будет более существенным, чем дефект наружного кольца. Частотные составляющие, характерные для дефектов колец, модулируют узкополосные резонансные колебания, а также шумы трения.

По мере износа подшипника далее появляются дефекты тел качения и, наконец, сепаратора. С увеличением износа поверхностей качения и количества локальных дефектов количество и уровень гармонических составляющих, боковых частот и разностных частот возрастают. Появление модуляционных составляющих вибрации на резонансных частотах других деталей и узлов агрегата обычно говорит о сильном износе подшипника. Высокий уровень случайной вибрации (широкополосный шум) появляется при значительном нарушении геометрических размеров подшипника. При повышении вибрации подшипника и анализе причины его преждевременного выхода из строя следует установить, с чем она связана: с износом, нарушениями смазки, избыточной статической нагрузкой или повышенной динамической нагрузкой [1; 2; 4; 5; 6; 7; 8; 10].

2.5 ОСНОВНЫЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИЕ ПРИЗНАКИ НЕИСПРАВНОСТЕЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

2.5.1 Основные частоты дефектов подшипников

Дефекты подшипников качения являются наиболее распространённым типом неисправности, подлежащим вибродиагностированию. *Дефектный подшипник генерирует вибрационные составляющие, которые*

не кратны в точности оборотной частоте f_0 . Другими словами, частоты дефектов подшипников качения, как правило, нецелочисленно кратны частоте вращения внешнего или внутреннего (вала) кольца f_0 . Пропорциональность частоте вращения f_0 зависит от геометрии деталей подшипника. Присутствие в спектре вибрации таких составляющих является сигналом неисправности подшипника, требующим немедленной проверки и исключения других возможных причин [1; 2; 8].

Дефекты подшипников могут быть распознаны в процессе измерения вибрации по характерным частотам их дефектов и трендам вибрации. Значения частот дефектов рассчитывают исходя из конструктивных размеров подшипников, частоты вращения внутренней или внешней обоймы. При этом считается, что элементы подшипника представляют собой планетарную передачу и между ними не существует проскальзывания.

Вибраакустическое диагностирование подшипников качения является одной из наиболее важных практических функций систем диагностики и мониторинга состояния [11]. Правильный выбор методов и оборудования для этой цели во многом определяет эффективность и значимость диагностирования оборудования. Однако существующие методы [1; 4; 5; 6; 8; 14] не обеспечивают достаточной степени достоверности оценки состояния и диагностирования подшипников качения, и поэтому на протяжении нескольких десятилетий непрерывно совершенствуются существующие методы [14], разрабатываются новые [15; 16; 17; 18; 19]. В данном случае будут использованы лишь методики, основанные на спектральном анализе параметров вибрации и огибающей виброускорения [1; 8].

Исходя из этих соображений, частоты дефектов определяют по следующим формулам [1; 8]:

тела качения
(BSF – Ball Spin Frequency)

$$f_{BSF} = f_0 \frac{d_0}{d_T} \left(1 \pm \left(\frac{d_T}{d_0} \cos \beta \right)^2 \right); \quad (2.1)$$

сепаратор
(FTF – Fundamental Train Frequency)

$$f_{FTF} = \frac{f_0}{2} \left(1 \pm \frac{d_T}{d_0} \cos \beta \right); \quad (2.2)$$

внешняя обойма

$$\text{(BPFO – Ball Pass Frequency, Outer Race)} \quad f_{BPFO} = f_0 \frac{z_T}{2} \left(1 - \frac{d_T}{d_0} \cos \beta \right); \quad (2.3)$$

внутренняя обойма

$$\text{(BPFI – Ball Pass Frequency, Inner Race)} \quad f_{BPFI} = f_0 \frac{z_T}{2} \left(1 + \frac{d_T}{d_0} \cos \beta \right), \quad (2.4)$$

где z_T – количество тел качения; β – угол контакта;

d_T – диаметр тел качения;

d_0 – диаметр окружности, проведённый через центры тел качения;

f_0 – относительная скорость вращения внешней и внутренней обоймы;

«+» – используется, если вращается наружная обойма (для «±»);

«–» – используется, если вращается внутренняя обойма (для «±»).

Иногда дефект тел качения проявляется на частоте

$$f_{BSFr} = \frac{f_0}{2} \cdot \frac{d_0}{d_T} \left[1 \pm \left(\frac{d_T}{d_0} \cos \beta \right)^2 \right].$$

Хорошими приближениями для частот дефектов наиболее широко распространённых подшипников являются следующие соотношения:

- дефект наружного кольца (BPFO): $f_{BPFO} = 0,4 \cdot z_T \cdot f_0$;
- дефект внутреннего кольца (BPFI): $f_{BPFI} = 0,6 \cdot z_T \cdot f_0$;
- сепараторная частота (FTF): $f_{FTF} = 0,4 \cdot f_0$;
- дефект тел качения (BSF): $f_{BSF} = (0,18 - 0,23)z_T \cdot f_0$ (0,18 при $z > 10$; 0,23 при $z < 10$).

Количество тел качения (z) в большинстве подшипников составляет обычно от 8 до 12, но в подшипниках очень большого диаметра или игольчатых подшипниках это число может быть значительно больше. Необходимо также учитывать, что обычно выполняется соотношение $f_{BPFI} / f_{BPFO} = 1,4 \div 1,6$.

2.5.2 Частоты дефектов подшипников с учётом скольжения

Подшипники стремятся конструировать таким образом, чтобы при их работе реализовалось «чистое» качение, т. е. отсутствовало проскальзывание шариков или роликов относительно колец. Проскальзывание приводит к повышению сопротивления вращению подшипника и снижению его долговечности. С учётом проскальзывания значения частот дефектов изменяются, выражения для их расчёта принимают вид [8]:

частота вращения тел качения (BSF) $f_{BSF} = f_0 \frac{d_0}{2 \cdot d_T} \left[1 \pm (\delta \cdot \cos \beta)^2 \right]; \quad (2.5)$

частота вращения сепаратора (частота проявления дефекта) (FTF) $f_{FTF} = \frac{f_0}{2} (1 \pm \delta \cdot \cos \beta); \quad (2.6)$

частота прохождения тел качения по наружному кольцу (BPFO) $f_{BPFO} = f_0 \frac{z_T}{2} (1 - \delta \cdot \cos \beta); \quad (2.7)$

частота прохождения тел качения по внутреннему кольцу (BPFI) $f_{BPFI} = f_0 \frac{z_T}{2} (1 + \delta \cdot \cos \beta). \quad (2.8)$

Выражение для коэффициента проскальзывания имеет вид

$$\delta = \frac{1,3 \cdot K \cdot R}{1,3 \cdot K \cdot R \frac{d_0}{d_T} + 0,5 \cdot K \cdot z_T \cdot F (1 + f_1) \left(\frac{d_0}{d_T} - 1 \right)}, \quad (2.9)$$

где K – коэффициент трения качения ($K = 0,0005 – 0,001$);

R – радиальная нагрузка на подшипник, т;

F – центробежная сила.

Расчёт частот дефектов для подшипника 42726 показывает, что

– частота дефекта сепаратора увеличивается до 10 %;

- частота дефекта внутреннего кольца уменьшается до 4...10 %;
- частота дефекта наружного кольца увеличивается до 4...10 %;
- частота дефекта тел качения может увеличиться до 40 %.

2.5.3 Вибрация, вызываемая прецессией вала

Если в подшипнике качения есть радиальный зазор, то в процессе вращения вала его ось совершает прецессию – блуждания, допускаемые появившимися вследствие наличия радиального зазора промежуточными степенями свободы. В процессе блуждания (прецессии) вала внешнее кольцо подшипника сталкивается с телами качения. Возникают ударные воздействия, которые являются источниками вибрации и шума.

Ударные импульсы, вызываемые прецессией вала при наличии радиального зазора на одной из двух его опор, имеют частоту:

$$f_{\text{ПВ}} = \frac{f_0(d_0 - d_{\text{T}})z_{\text{T}}}{2d_0}. \quad (2.10)$$

Выражение (2.10) получено в предположении, что значение и направление радиальной силы, действующей на вал, постоянны; радиальный зазор мал по сравнению с линейными размерами элементов подшипника; проскальзывание шариков относительно обоймы отсутствует. Гирокопические силы не учитываются.

Так как насосы работают при больших частотах вращения приводных валов, при прецессии приводного вала могут возникнуть переменные гирокопические моменты, нагружающие его опоры. Гирокопический момент нагружает опоры нормально относительно линии действия силы F с частотой, примерно равной частоте импульсов, вызванных прецессией вала (см. выражение (2.10)).

2.5.4 Вибрация, вызванная волнистостью беговых дорожек

Вибрация, вызванная ударными импульсами при качении шариков по волнистым беговым дорожкам, возникает при отсутствии проскальзыва-

ния шариков относительно кольца и равномерном расположении волн кольца. Частота ударных импульсов рассчитывается по формуле

$$f_{\text{ВБД}} = \frac{f_0 \cdot z_T \cdot z_B}{2 \cdot q} \left(1 \pm \frac{d_T}{d_0} \right), \quad (2.11)$$

где z_B – число волн (граней) дорожки;

q – общий наибольший делитель между z_T и z_B .

В формуле (1.7) знаки «плюс» и «минус» относятся к случаю качения шариков соответственно по внешней и внутренней дорожке.

2.5.5 Вибрация, вызванная гранностью тел качения

Вибрация, вызванная ударными импульсами при качении овальных (гранных) шариков (роликов) по беговым дорожкам, возникает на частоте

$$f_{\text{ГТК}} = \frac{f_0 \cdot z_T \cdot z_{\Gamma_p}}{q} \left(\frac{d_0}{d_T} \pm \frac{d_T}{d_0} \right), \quad (2.12)$$

где z_{Γ_p} – число гранных (овальных) тел качения.

q – общий наибольший делитель между z_T и z_{Γ_p} .

Вынужденные колебания, вызываемые ударными импульсами с частотой, определяемой по формулам (2.11) или (2.12), при наличии множества волн (выкрашивании) беговых дорожек и гранностей шаров, как правило, вызывают сплошной спектр вибрации в характерных для подшипниковых гармоник диапазонах частот.

2.5.6 Резонансная частота тел качения

Ударные воздействия возбуждают колебания на собственных частотах материала и конструкции элементов подшипника:

$$f_{RW} = \frac{8480 \cdot E}{2 \cdot d_T \cdot \rho}, \quad (2.13)$$

где E – модуль упругости (ГПа);

ρ – плотность материала тел качения ($\text{кг}/\text{см}^3$);

d_T – диаметр тел качения (м);

f_{RW} – частота в герцах.

Однако даже при идеальном изготовлении, сборке и т. п. неисправности могут происходить также вследствие усталости материалов.

Формулы для расчёта частот возбуждения колебаний в подшипниках качения приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Частоты возбуждения колебаний [1; 8]

	Частоты возбуждения колебаний подшипниками качения		
	Причина вибрации	Формула	Обозначения
1.	Частота вращения сепаратора (FTF)	$f_{FTF} = \frac{f_0}{2} \left(1 \pm \frac{d_T}{d_0} \cos \beta \right)$	d_T – диаметр тела качения (шарика, ролика);
2.	Частота прохождения тел качения по внутреннему кольцу (BPFI)	$f_{BPFI} = f_0 \frac{z_T}{2} \left(1 + \frac{d_T}{d_0} \cos \beta \right)$	β – угол контакта тел качения; z_T – число тел качения;
3.	Частота прохождения тел качения по наружному кольцу (BPFO)	$f_{BPFO} = f_0 \frac{z_T}{2} \left(1 - \frac{d_T}{d_0} \cos \beta \right)$	d_0 – диаметр окружности, переходящей по геометрическим центрам тел качения
4.	Частота вращения тел качения (BSF)	$f_{BSF} = f_0 \frac{d_0}{m \cdot d_T} \left[1 \pm \left(\frac{d_T}{d_0} \cos \beta \right)^2 \right]$	$m = 1$ или 2
5.	Частота возбуждения при изменении формы дорожек	$f_{ДОР} = f_0 \frac{z_T}{2} \left(1 \pm \frac{d_T}{d_0} \right)$	«+» – при изменении формы внутренней дорожки; «–» – внешней дорожки
6.	Волнистость беговых дорожек	$f_{ВБД} = f_0 \frac{z_T z_B}{2q} \left(1 \pm \frac{d_T}{d_0} \right)$	z_B – число волн на дорожке; q – наибольший общий делитель между z_T и z_B

Частоты возбуждения колебаний подшипниками качения			
Причина вибрации	Формула	Обозначения	
7. Гранность (овальность) тел качения	$f_{\Gamma p} = f_0 \frac{z_T z_{\Gamma p}}{q} \left(\frac{d_0}{d_T} \pm \frac{d_T}{d_0} \right)$	$z_{\Gamma p}$ – число граней; q – общий наибольший делитель между z_T и $z_{\Gamma p}$	
8. Радиальные зазоры в подшипниках	$f_{P3} = f_0 \frac{z_T}{2}$		
9. Отклонения формы сепараторов	$f_{\Phi} = f_0 / 2$		
10. Резонансная частота тел качения	$f_{RW} = \frac{8480 \cdot E}{2 \cdot d_T \cdot \rho}$	E – модуль упругости (ГПа); ρ – удельная плотность тела качения (кг/см ³); d_T – диаметр тел качения (м)	

2.6 ПРИМЕРЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

На начальных стадиях развития дефекта подшипника в спектре вибрации появляются характерные некратные частотные компоненты, называемые частотами дефектов подшипников (рис. 2.31), а также их гармоники. Частоты дефектов с уровнем 0,15 мм/с (67 VdB) и выше считаются значительными. Уровень виброускорения при дефектах подшипников качения зависит от типоразмеров подшипникового узла и машины, практически не зависит от скорости вращения и определяется согласно нормам вибрации [3; 21]. Иногда даже новый подшипник генерирует колебания на частотах дефектов подшипников, что может быть связано с повреждениями при установке, транспортировке или дефектами изготовления подшипника.

Если дефект подшипника незначительный, например, трещина на одном из колец, то в спектре появятся гармоники частоты дефекта, причём

амплитуда на его основной частоте будет невелика. Если дефект возникает в виде скола кольца большей площади, то обычно основная частота дефекта подшипника выше, чем её производные. По мере развития дефекта возрастает общий уровень частот дефектов, а также общий уровень широкополосного шума [1; 7; 8].

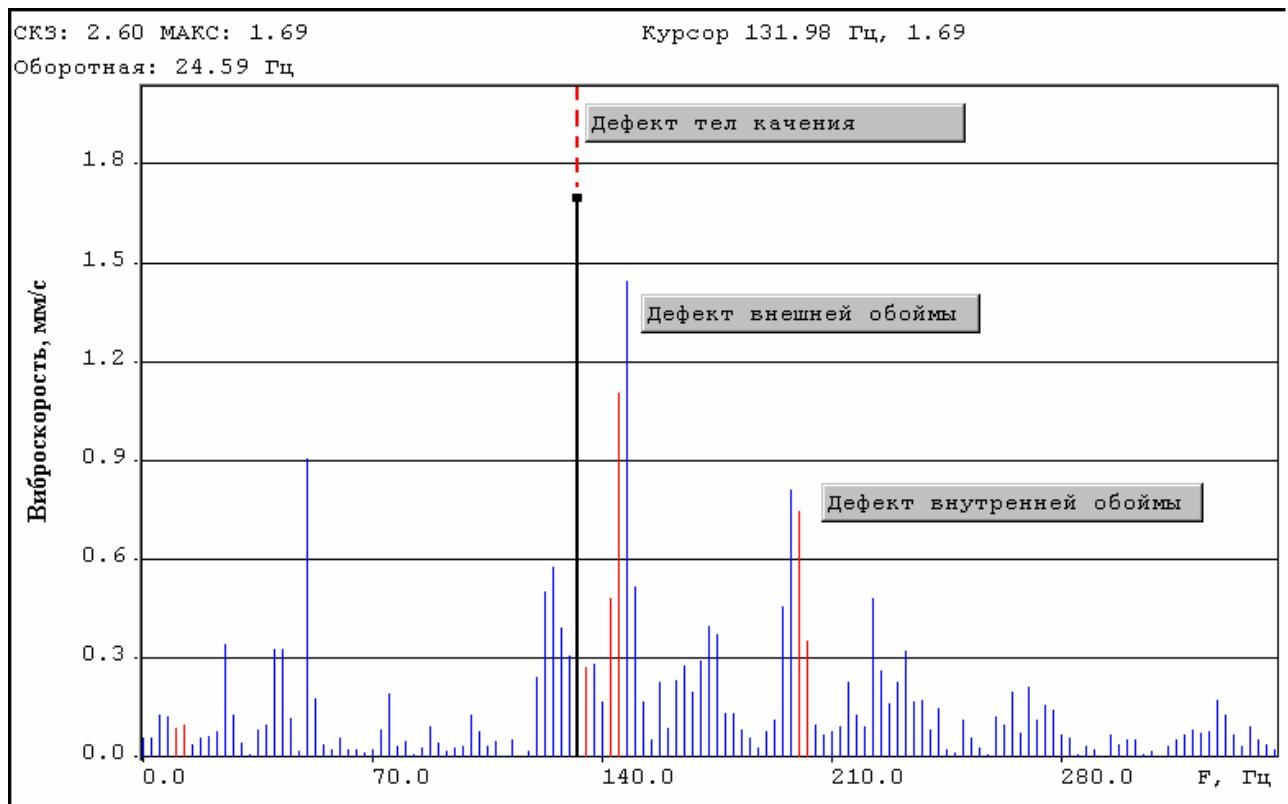


Рис. 2.31. Частоты дефектов подшипника в спектре виброскорости

Существует много различных вариантов развития спектральных структур, вызванных неисправностями подшипников. Они определяются характером начального дефекта, скоростью вращения и нагружением.

Если дефект расположен на внутреннем кольце (рис. 2.32), то может происходить амплитудная модуляция частоты дефекта подшипника частотой вращения. В результате вокруг частоты дефекта появятся боковые полосы с шагом f_0 . Амплитудная модуляция возникает из-за того, что дефект на внутреннем кольце входит и выходит из зоны нагружения подшипника один раз за оборот.

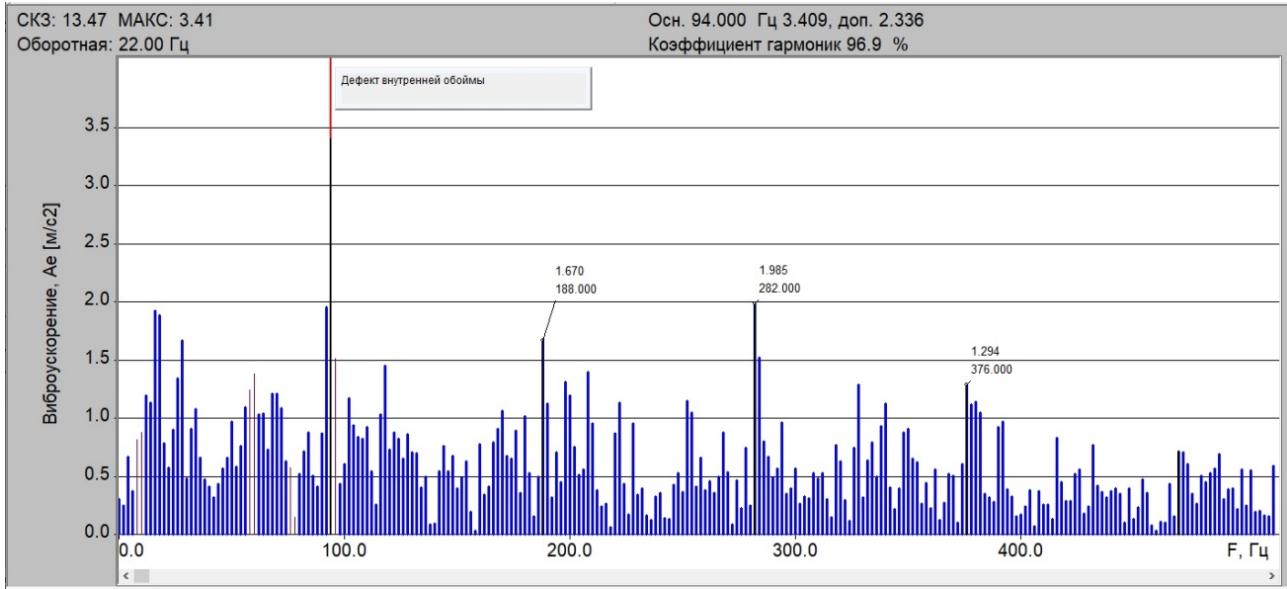


Рис. 2.32. Амплитудно-частотный спектр огибающей виброускорения подшипника качения с дефектами внутреннего кольца

Дефект наружного кольца (BPFO), как правило, возбуждает колебания не только на частоте дефекта, но и на её гармониках, что является отличительной чертой данного диагностического признака (рис. 2.33) [1; 7; 8].

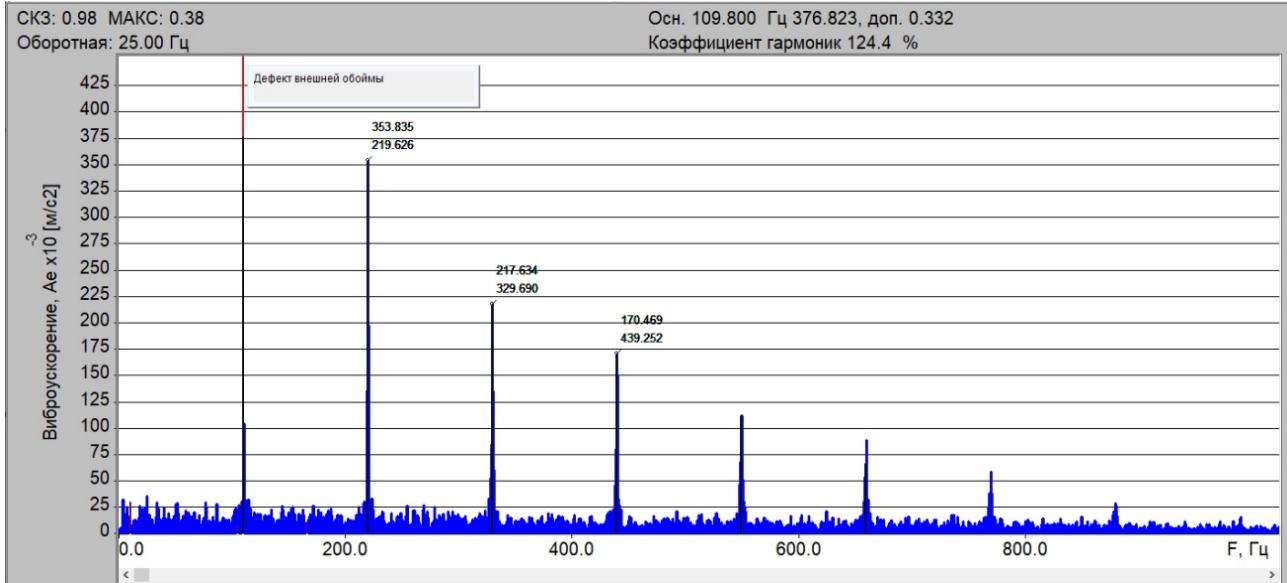


Рис. 2.33. Амплитудно-частотный спектр огибающей виброускорения подшипника качения с дефектами внешнего кольца

При нахождении в зоне нагружения дефект вызывает сильную вибрацию на частоте прохождения шариков (BSF), а когда он вне зоны нагружения – очень слабую. То есть амплитуда вибрации на частоте дефекта подшипника

изменяется (модулируется) с частотой вращения, что приводит к появлению боковых составляющих, которые хорошо видны в спектре огибающей.

Боковые полосы, расположенные на расстоянии f_0 вокруг частот дефектов подшипника, являются верным признаком его развивающегося износа и почти всегда указывают на дефект внутреннего кольца.

Необходимо заметить также, что из-за увеличившегося зазора в подшипнике в спектре могут появиться гармоники оборотной частоты (рис. 2.34) и становится заметной вторая гармоника подшипниковой частоты дефекта.

Иногда при сильном дисбалансе ротора дефект внутреннего кольца не сопровождается амплитудной модуляцией, поскольку центробежная сила дисбаланса всё время создаёт нагружение в одном и том же положении на периферии внутреннего кольца. Такое часто случается в вертикальных машинах, где сила тяжести не создаёт нагрузки ни на одну из сторон подшипника.

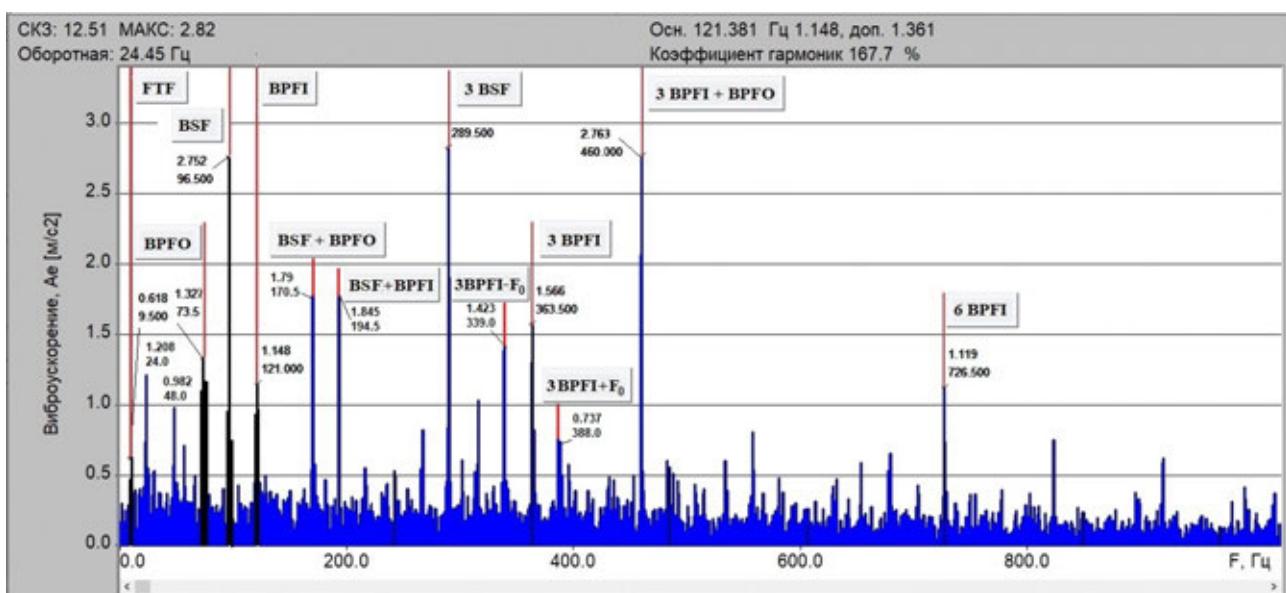


Рис. 2.34. Частоты дефектов подшипника в спектре огибающей

Ещё один пример боковых полос в спектре подшипника связан с сепараторной частотой (рис. 2.34). Сепараторная частота (FTF) равна частоте вращения сепаратора внутри подшипника.

Если одно из тел качения имеет скол, трещину или, что ещё хуже, развалилось на кусочки, то, находясь в зоне нагружения, оно будет производить вибрационный шум, а вне её – оставаться тихим. Вращаясь в подшипнике вместе с сепаратором, оно проходит через зону нагружения с частотой дефекта сепаратора. Тем самым осуществляется амплитудная мо-

дуляция частот дефектов подшипника сепараторной частотой, и в результате вокруг последнего появляются боковые полосы с шагом частоты дефекта сепаратора (FTF).

Одной из наиболее часто встречающихся причин повышенной динамической нагруженности подшипников качения является недостаток или отсутствие смазки. В этом случае в спектре виброускорения можно увидеть подъём спектральных составляющих в виде «горба» (рис. 2.35), при этом, как правило, отдельные пики не являются синхронными частоте вращения и при усреднении лишь формируют «горб».

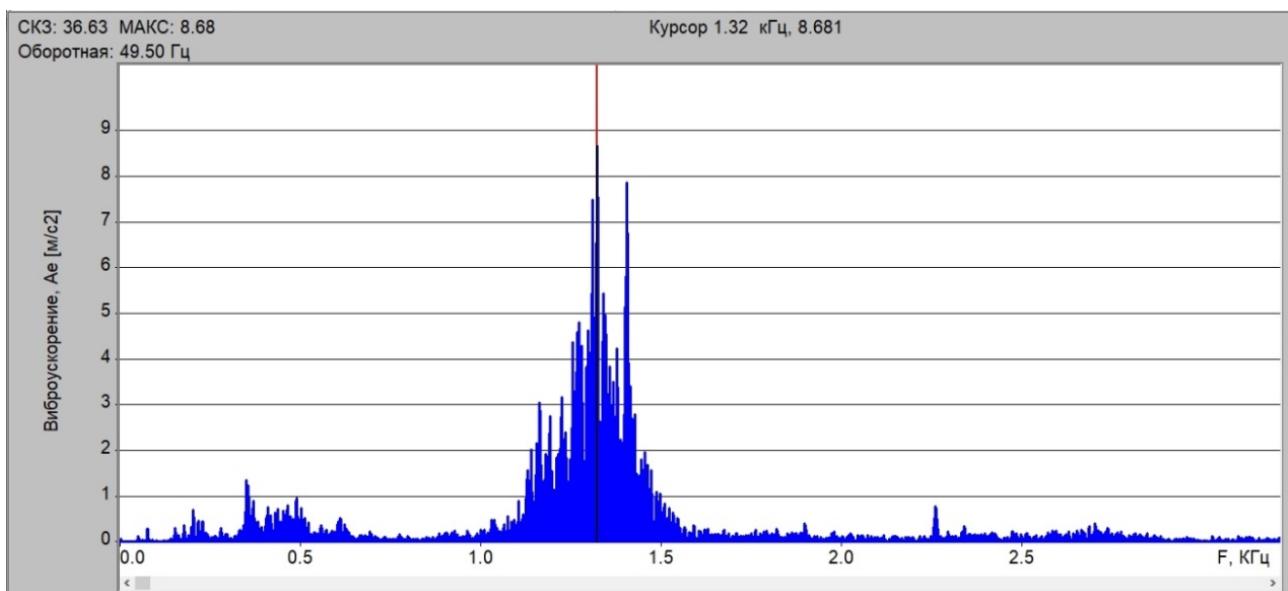


Рис. 2.35. Спектр виброускорения при недостатке смазки переднего подшипника двигателя

Финальная стадия износа подшипника иногда называется термальной, когда подшипник становится горячим, а смазка в нём разрушается. Результат – катастрофическое повреждение, сопровождающееся плавлением тел качения и/или колец. На этой стадии в вибрационном спектре повышается шумовой фон.

2.7 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЁТА

Работа включает в себя следующую последовательность действий:

1. Изучить название работы, её цель и задачи.
2. Изучить общие сведения, дефекты и неисправности подшипников.
3. Изучить диагностические признаки неисправностей подшипников качения, формулы для расчёта частот дефектов, характерные составляющие спектра виброакустического сигнала для каждой конкретной неисправности.

4. Произвести расчёт частот дефектов подшипника (табл. 2.1) в соответствии со своим вариантом задания (согласно номеру зачётной книжки).

5. Привести требования к параметрам измерения ВА сигнала подшипника качения из задания (диапазон частот, частоту дискретизации, шаг по частоте).

6. Сформировать маски спектров, используя данные, полученные в п. 4.

7. На основании полученных результатов оформить отчёт и сделать вывод.

2.8 ВARIАНТЫ ЗАДАНИЙ

Таблица 2.2

Параметры подшипников качения (в мм)

	№	Ø внешн.	Ø внутр.	Ø т.к.	кол-во т.к.	угол
1.	46111	90	55	10,3	18	26
2.	46112	95	60	11,11	18	26
3.	46114	140	70	12,3	19	26
4.	46115	115	75	12,3	20	26
5.	46116	125	80	13,49	20	26
6.	46117	130	85	13,49	21	26
7.	46118	140	90	14,29	21	26
8.	46120	150	100	15,08	22	26
9.	46122	170	110	18,26	20	26
10.	46206	62	30	9,53	12	26
11.	46207	72	35	11,11	12	26
12.	46208	80	40	12,7	12	26
13.	46209	85	45	12,7	13	26
14.	46210	90	50	12,7	14	26
15.	46211	100	55	14,29	14	26
16.	46212	110	60	15,88	14	26
17.	46213	120	65	16,67	15	26
18.	46215	130	75	17,46	16	26
19.	46216	140	80	19,05	15	26
20.	46217	150	85	19,84	15	26

Окончание табл. 2.2

	№	\varnothing внешн.	\varnothing внутр.	\varnothing т.к.	кол-во т.к.	угол
21.	46218	160	90	22,23	14	26
22.	46307	80	35	14,29	11	26
23.	46308	90	40	15,08	12	26
24.	46309	100	45	17,46	11	26
25.	46310	110	50	19,09	11	26
26.	46312	130	60	22,23	12	26
27.	46313	140	65	23,81	12	26
28.	46314	150	70	25,4	12	26
29.	46316	170	80	28,57	11	26
30.	46318	190	90	31,75	12	26
31.	46416	200	80	38,1	7	26
32.	66309	100	45	17,46	11	36
33.	66312	130	60	22,23	12	36
34.	66314	150	70	25,4	12	36
35.	66330	320	150	44,4	13	36
36.	66406	90	30	16,67	10	36
37.	66408	110	40	20,64	10	36
38.	66409	120	45	23,02	10	36
39.	66410	130	50	24,61	10	36
40.	66412	150	60	26,99	10	36

- Параметры подшипников качения (размеры в мм) в п. 1.19.
- Количество волн дорожки – 1…7, количество граней тел качения – 1…4.
- Частота вращения 2940 об/мин.

Материал подшипника:

- Сталь ШХ15 подшипниковая: плотность $\rho_{\text{п}} = 7812 \text{ кг/см}^3$ при 20 °C, модуль Юнга (нормальной упругости) $E = 211 \text{ ГПа}$ при 20 °C.
- Сталь ШХ15ГС подшипниковая: плотность $\rho_{\text{п}} = 7650 \text{ кг/см}^3$ при 20 °C, модуль Юнга (нормальной упругости) $E = 211 \text{ ГПа}$ при 20 °C.
- Сталь 95Х18 конструкционная подшипниковая: плотность $\rho_{\text{п}} = 7750 \text{ кг/см}^3$ при 20 °C, модуль Юнга (нормальной упругости) $E = 204 \text{ ГПа}$ при 20 °C.

2.9 СОДЕРЖАНИЕ И ФОРМА ОТЧЁТА

1. Титульный лист, название работы и её цель, задачи.
2. Диагностические признаки неисправностей подшипников.
3. Характеристики подшипника и условий измерений (диапазон частот, разрешающая способность по частоте).
4. Расчёт частот дефектов подшипника (табл. 2.1).
5. Методика анализа диагностических признаков (маски спектров вибрации).

2.10 ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЁТА

Для примера был выбран подшипник качения 46111 – шариковый радиально-упорный однорядный подшипник, предназначенный для восприятия осевых и радиальных нагрузок, для жёсткой фиксации валов станков, от которых требуется высокая точность обработки деталей. Параметры подшипника приведены ниже.

	Ø внешн.	Ø внутр.	Ø т.к.	кол-во т.к.	угол
46111	90	55	10,3	18	26

Количество волн дорожки – 7, количество граней т.к. – 4.

Частота вращения 2940 об/мин.

Материал – сталь ШХ15 подшипниковая: плотность $\rho_{\text{п}} = 7812 \text{ кг/см}^3$ при 20°C , модуль Юнга (нормальной упругости) $E = 211 \text{ ГПа}$ при 20°C .

Диаметр окружности, переходящей по геометрическим центрам тел качения:

$$d_0 = \left(\frac{d_{\text{внеш}} - d_{\text{внутр}}}{2} \right) + d_{\text{внутр}} = \left(\frac{90 - 55}{2} \right) + 55 = 72,5 \text{ мм.}$$

Таблица 2.3

Расчёт характерных частот вибрации

Частоты возбуждения колебаний подшипниками качения		
Причина вибрации	Формула, обозначения	Расчёты
Частота вращения сепаратора (FTF)	$f_{FTF} = f_0 \frac{1}{2} \left(1 \pm \frac{d_T}{d_0} \cos \beta \right);$ d_T – диаметр тела качения (шарика, ролика)	$f_{FTF1,2} = \frac{49}{2} \left(1 \pm \frac{10,3}{72,5} \cos 26^\circ \right);$ $f_{FTF1} = 27 \text{ Гц};$ $f_{FTF2} = 22 \text{ Гц}$
Частота прохождения тел качения по внутреннему кольцу (BPFI)	$f_{BPFI} = f_0 \frac{z_T}{2} \left(1 + \frac{d_T}{d_0} \cos \beta \right);$ β – угол контакта тел качения; z_T – число тел качения	$f_{BPFI} = 49 \frac{18}{2} \left(1 + \frac{10,3}{72,5} \cos 26^\circ \right) =$ $= 482 \text{ Гц}$
Частота прохождения тел качения по наружному кольцу (BPFO)	$f_{BPFO} = f_0 \frac{z_T}{2} \left(1 - \frac{d_T}{d_0} \cos \beta \right);$ d_0 – диаметр окружности, переходящей по геометрическим центрам тел качения	$f_{BPFO} = 49 \frac{18}{2} \left(1 - \frac{10,3}{72,5} \cos 26^\circ \right) =$ $= 401 \text{ Гц}$
Частота вращения тел качения (BSF)	$f_{BSF} = f_0 \frac{d_0}{m \cdot d_T} \left[1 \pm \left(\frac{d_T}{d_0} \cos \beta \right)^2 \right];$ $m = 1 \text{ или } 2$	$m = 1: f_{BSF1,2} = 49 \frac{72,5}{1 \cdot 10,3} \left[1 \pm \left(\frac{10,3}{72,5} \times \cos 26^\circ \right)^2 \right];$ $f_{BSF1} = 365 \text{ Гц}; f_{BSF2} = 324 \text{ Гц};$ $m = 2: f_{BSF3,4} = \frac{f_{BSF1,2}}{2}; f_{BSF3} = 183 \text{ Гц};$ $f_{BSF4} = 162 \text{ Гц}$
Частота возбуждения при изменении формы дорожек	$f_{ДОР} = f_0 \frac{z_T}{2} \left(1 \pm \frac{d_T}{d_0} \right);$ «+» – при изменении формы внутренней дорожки; «–» – внешней дорожки	$f_{ДОР1,2} = 49 \frac{18}{2} \left(1 \pm \frac{10,3}{72,5} \right);$ $f_{ДОР1} = 504 \text{ Гц}; f_{ДОР2} = 378 \text{ Гц}$

Частоты возбуждения колебаний подшипниками качения		
Причина вибрации	Формула, обозначения	Расчёты
Волнистость беговых дорожек	$f_{\text{ВБД}} = f_0 \frac{z_T z_B}{2q} \left(1 \pm \frac{d_T}{d_0} \right);$ <p>z_B – число волн на дорожке; q – наибольший общий делитель между z_T и z_B</p>	$f_{\text{ВБД1}} = 49 \frac{18 \cdot 1}{2 \cdot 1} \left(1 + \frac{10,3}{72,5} \right) = 504 \text{ Гц};$ $f_{\text{ВБД2}} = 49 \frac{18 \cdot 2}{2 \cdot 2} \left(1 + \frac{10,3}{72,5} \right) = 504 \text{ Гц};$ $f_{\text{ВБД3}} = 49 \frac{18 \cdot 3}{2 \cdot 3} \left(1 + \frac{10,3}{72,5} \right) = 504 \text{ Гц};$ $f_{\text{ВБД4}} = 49 \frac{18 \cdot 4}{2 \cdot 2} \left(1 + \frac{10,3}{72,5} \right) = 1006 \text{ Гц};$ $f_{\text{ВБД5}} = 49 \frac{18 \cdot 5}{2 \cdot 1} \left(1 + \frac{10,3}{72,5} \right) = 2514 \text{ Гц};$ $f_{\text{ВБД6}} = 49 \frac{18 \cdot 6}{2 \cdot 6} \left(1 + \frac{10,3}{72,5} \right) = 504 \text{ Гц};$ $f_{\text{ВБД7}} = 49 \frac{18 \cdot 7}{2 \cdot 1} \left(1 + \frac{10,3}{72,5} \right) = 3519 \text{ Гц};$ $f_{\text{ВБД8}} = 49 \frac{18 \cdot 1}{2 \cdot 1} \left(1 - \frac{10,3}{72,5} \right) = 379 \text{ Гц};$ $f_{\text{ВБД9}} = 49 \frac{18 \cdot 2}{2 \cdot 2} \left(1 - \frac{10,3}{72,5} \right) = 379 \text{ Гц};$ $f_{\text{ВБД10}} = 49 \frac{18 \cdot 3}{2 \cdot 3} \left(1 - \frac{10,3}{72,5} \right) = 379 \text{ Гц};$ $f_{\text{ВБД11}} = 49 \frac{18 \cdot 4}{2 \cdot 2} \left(1 - \frac{10,3}{72,5} \right) = 759 \text{ Гц};$ $f_{\text{ВБД12}} = 49 \frac{18 \cdot 5}{2 \cdot 1} \left(1 - \frac{10,3}{72,5} \right) = 1896 \text{ Гц};$ $f_{\text{ВБД13}} = 49 \frac{18 \cdot 6}{2 \cdot 6} \left(1 - \frac{10,3}{72,5} \right) = 379 \text{ Гц};$ $f_{\text{ВБД14}} = 49 \frac{18 \cdot 7}{2 \cdot 1} \left(1 - \frac{10,3}{72,5} \right) = 2655 \text{ Гц}$
Гранность (овальность) тел качения	$f_{\text{ГТК}} = \frac{f_0 z_T z_{\Gamma p}}{q} \left(\frac{d_0}{d_T} \pm \frac{d_T}{d_0} \right);$ <p>$z_{\Gamma p}$ – количество граней у тел качения</p>	$f_{\text{ГТК1}} = \frac{49 \cdot 18 \cdot 1}{1} \left(\frac{72,5}{10,3} + \frac{10,3}{72,5} \right) = 6298 \text{ Гц};$ $f_{\text{ГТК2}} = \frac{49 \cdot 18 \cdot 2}{2} \left(\frac{72,5}{10,3} + \frac{10,3}{72,5} \right) = 6298 \text{ Гц};$ $f_{\text{ГТК3}} = \frac{49 \cdot 18 \cdot 3}{3} \left(\frac{72,5}{10,3} + \frac{10,3}{72,5} \right) = 6298 \text{ Гц};$

Частоты возбуждения колебаний подшипниками качения		
Причина вибрации	Формула, обозначения	Расчёты
		$f_{\text{ГТК}4} = \frac{49 \cdot 18 \cdot 4}{2} \left(\frac{72,5}{10,3} + \frac{10,3}{72,5} \right) = 12596 \text{ Гц};$ $f_{\text{ГТК}5} = \frac{49 \cdot 18 \cdot 1}{1} \left(\frac{72,5}{10,3} - \frac{10,3}{72,5} \right) = 6051 \text{ Гц};$ $f_{\text{ГТК}6} = \frac{49 \cdot 18 \cdot 2}{2} \left(\frac{72,5}{10,3} - \frac{10,3}{72,5} \right) = 6051 \text{ Гц};$ $f_{\text{ГТК}7} = \frac{49 \cdot 18 \cdot 3}{3} \left(\frac{72,5}{10,3} - \frac{10,3}{72,5} \right) = 6051 \text{ Гц};$ $f_{\text{ГТК}8} = \frac{49 \cdot 18 \cdot 4}{2} \left(\frac{72,5}{10,3} - \frac{10,3}{72,5} \right) = 12102 \text{ Гц}$
Радиальные зазоры	$f_{\text{P3}} = f_0 \frac{z_T}{2}$	$f_{\text{P3}} = 49 \frac{18}{2} = 441 \text{ Гц}$
Отклонения формы сепараторов	$f_\Phi = f_0 / 2$	$f_\Phi = \frac{49}{2} = 24,5 \text{ Гц}$
Резонансная частота тел качения	$f_{RW} = \frac{8480 \cdot E}{2 \cdot d_T \cdot \rho};$ E – модуль упругости (ГПа); ρ – удельная плотность тела качения ($\text{кг}/\text{см}^3$); d_T – диаметр тел качения (м)	$f_{RW} = \frac{8480 \cdot 211}{2 \cdot 0,01030} \cdot \frac{1}{7812} = 1112 \text{ Гц}$

Требования к параметрам измерения ВА сигнала.

Максимальное значение частоты возбуждения вибрации составило 6051 Гц, поэтому частота дискретизации должна быть больше $2 \cdot 6051 / 0,8 = 15\,128 \text{ Гц}$, длительность сигнала не менее $T = 1 \text{ с}$.

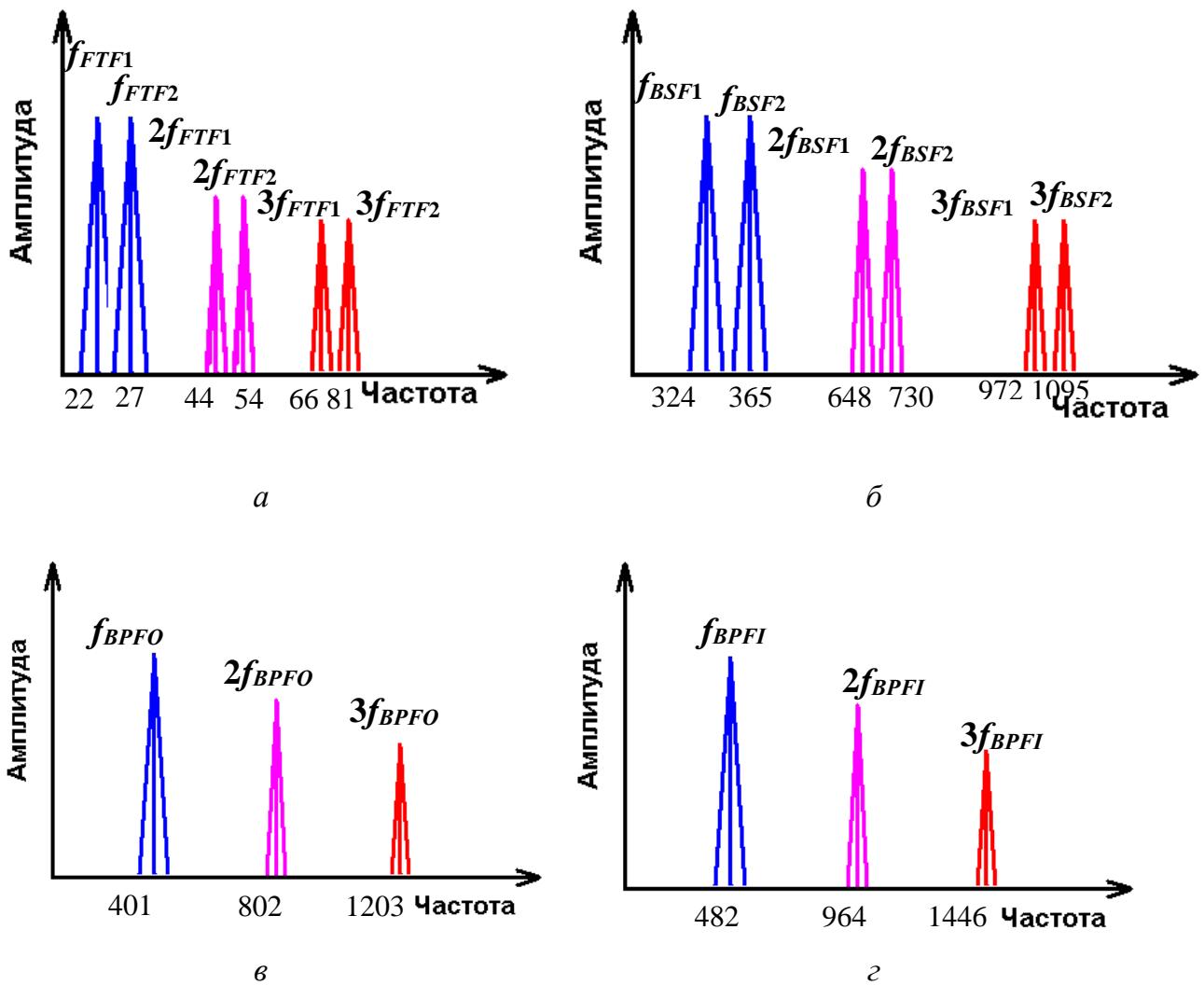


Рис. 2.36. Мaska спектра огибающей ВА сигнала при возникновении дефектов:
а – сепаратора; *б* – тел качения; *в* – внешней обоймы; *г* – внутренней обоймы

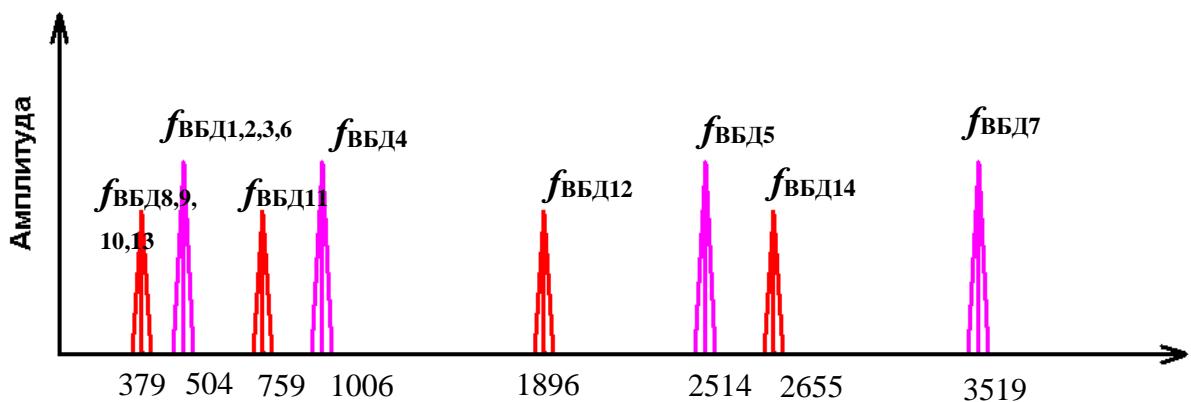


Рис. 2.37. Мaska спектра огибающей ВА сигнала
при волнистости беговых дорожек

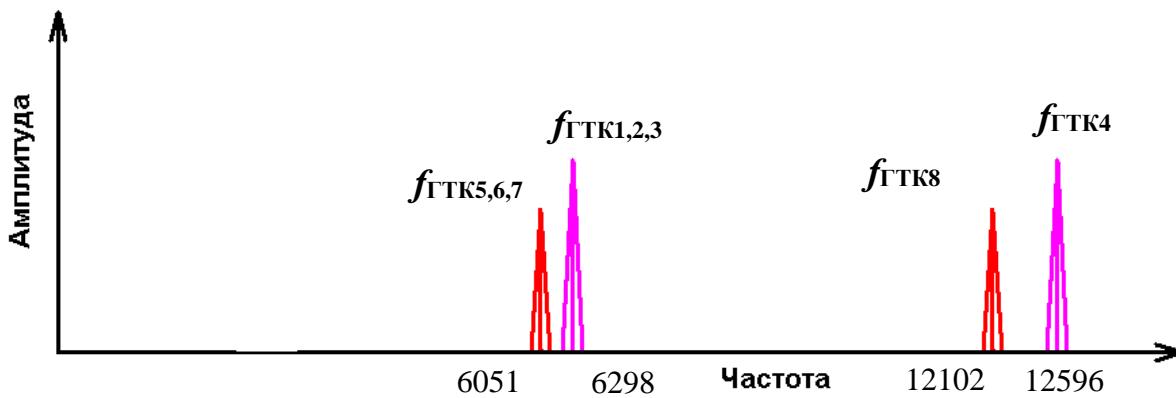


Рис. 2.38. Мaska спектра ВА сигнала при гранности тел качения

2.11 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Каковы причины виброактивности подшипников качения?
2. В чём заключается главный диагностический признак неисправности подшипника качения?
3. Каковы основные частоты возбуждения ВА колебаний от различных дефектов подшипников качения?
4. Перечислите и поясните дополнительные источники возбуждения ВА колебаний от различных дефектов подшипников качения.
5. К чему приводит проскальзывание тел качения?
6. Какие основные методы и способы диагностирования подшипников качения известны?
7. Чем обоснован выбор того или иного метода?
8. Как связаны частота вращения вала и частота дефекта внешней обоймы (кольца)?
9. Укажите основные диагностические признаки дефектов подшипника.
10. Поясните выбор диапазона и полосы частот для выделения огибающей ВА сигнала.
11. Каковы причины амплитудно-частотной модуляции частот дефектов подшипника сепараторной частотой?

12. Какими признаками характеризуется дефект наружного кольца подшипника?

13. Какими признаками характеризуется дефект внутреннего кольца подшипника?

14. Какими признаками характеризуется вибрация на начальной стадии развития дефектов?

15. К чему приводит изменение вязкости масла подшипника?

16. В каких случаях происходит появление боковых составляющих с частотой вращения?

17. К появлению каких составляющих в спектре приводит увеличение зазора?

18. Каким образом в спектре вибрации подшипника проявляется недостаток смазки подшипника?

19. Чем характеризуется финальная стадия разрушения подшипника при недостатке смазки?

20. Какова, как правило, кратность частот дефектов подшипников частоте вращения внутреннего или наружного кольца и чем она обусловлена?

3 НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЬ ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС

Цель работы: научиться определять наличие в агрегате неуравновешенности ротора (дисбаланса) по результатам анализа ВА сигналов.

Задачи:

1. Изучить причины дисбаланса.
2. Изучить методики выявления дисбаланса по ВА сигналу.
3. Изучить диагностические признаки дисбаланса.
4. Определить дисбаланс путём анализа ВА сигнала.

3.1 Общие сведения

Неуравновешенность вращающихся масс ротора является одним из самых распространённых дефектов оборудования, обычно приводящим к резкому увеличению вибраций. Неуравновешенность ротора вызывается возникновением (в силу различных причин) отклонений геометрических размеров ротора от номинальных конструктивных, т. е. *дисбаланса*. При вращении такого ротора с некоторой угловой скоростью в каждом попечном сечении, имеющем отклонение размеров от номинальных, возникает центробежная сила, вращающаяся вместе с ротором и вызывающая переменные нагрузки на опоры. При этом результирующая центробежная сила, являясь статической нагрузкой для ротора, может вызывать значительный прогиб вала ротора. Центробежные силы, или дисбаланс, воздействуют на опоры ротора и агрегата, вызывая значительные нагрузки и вибрации последнего [1; 4; 5; 6; 7; 8; 22].

Причины возникновения дисбаланса в оборудовании могут иметь различную природу, являясь следствием многих особенностей конструкции и эксплуатации. К ним относятся:

- дефекты, связанные с нарушением изготовления, сборки и балансировки ротора, которые характеризуются повышенным уровнем вибрации непосредственно после завершения ремонта или монтажа агрегата;
- наличие на вращающемся роторе различных изношенных, дефектных и т. п. деталей и узлов;

- дефекты эксплуатации, такие как разрушение частей ротора (например, частей лопаток, рабочего колеса и др.) в процессе работы, которые характеризуются внезапными изменениями амплитуды и/или фазы колебаний, а также различные виды износа деталей ротора (например, трущихся и рабочих шеек вала, лопастей колёс и др.), отложения вредных примесей на роторе (налипания) в процессе работы агрегата, уменьшение натяга (нарушение посадок) деталей ротора, которые характеризуются сравнительно медленными (в течение эксплуатации) изменениями амплитуды и/или фазы виброколебаний, неравномерный износ конструкции ротора;

- неравномерная внутренняя структура или наличие внутренних дефектов в конструкционных материалах ротора.

По своему типу, специфике проявления в общей картине вибрации, по особенностям проведения диагностики дисбалансы можно условно подразделить на:

- статический дисбаланс;
- динамический дисбаланс;
- моментный дисбаланс.

3.2 СТАТИЧЕСКИЙ ДИСБАЛАНС

Это наиболее простой тип дисбаланса, который эквивалентен наличию тяжёлого места (сосредоточенной массы) в одной точке ротора. Он называется статическим потому, что проявляется даже без вращения ротора. Если последний разместить на двух параллельных лезвиях, то тяжёлое место будет стремиться занять самое низкое положение (Рис. 3.1) [1; 4; 5; 6; 7; 8; 22].

Статический дисбаланс ротора может быть вызван, например, нарушением соосности бочки и шеек ротора, прогибом ротора, различием в массе одинаковых диаметрально противоположных элементов (например, полюсов синхронных машин или секций обмоток якоря), смещением масс пропиточного лака при сушке и др.

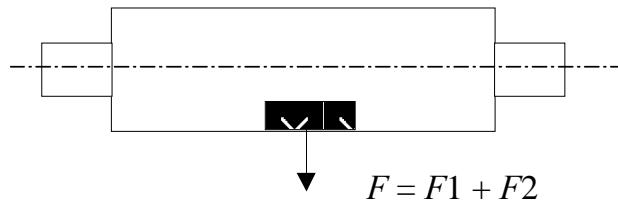


Рис. 3.1. Схема расположения неуравновешенных масс при статическом дисбалансе

Статический дисбаланс приводит к воздействию на оба опорных подшипника сил на частоте вращения вала f_0 , причём обе эти силы имеют одинаковое направление. *Вибрационные сигналы от них находятся в фазе друг с другом. Чистый статический дисбаланс создаёт сильный пик амплитуды на частоте ротора f_0 в спектре вибрации. Амплитуда этого пика зависит от степени серьёзности дисбаланса и для виброускорения пропорциональна квадрату частоты вращения вала.* Относительные уровни вибраций подшипников на частоте f_0 зависят от положения тяжёлого места на продольной оси ротора (Рис. 3.2).

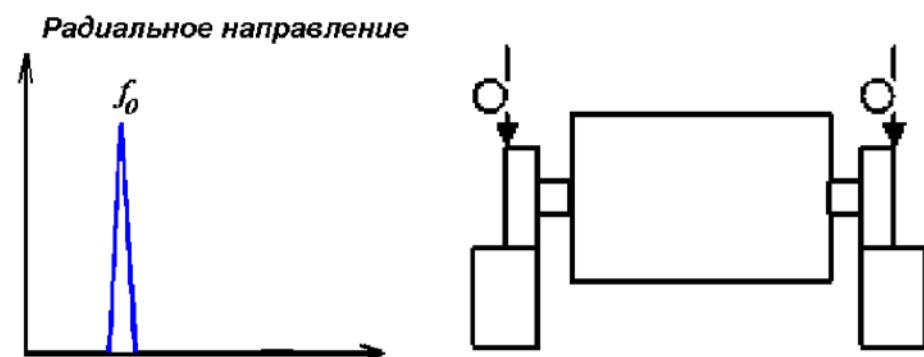


Рис. 3.2. Мaska спектра и направления векторов вибрации при статическом дисбалансе

3.3 МОМЕНТНЫЙ ДИСБАЛАНС

Причиной моментного дисбаланса могут быть перекосы насаживаемых на вал узлов: коллектора, контактных и бандажных колец, рабочих колёс – и многое другое.

При моментном дисбалансе в состоянии, когда приводной двигатель отключён от питающей сети, ротор идеально уравновешен и может останавливаться в любом положении. При переводе ротора из неподвижного, статического состояния в динамическое, вращающееся претерпевает изменение совокупность сил, действующих на ротор и распределённых вдоль оси. Наряду со статическими моментами на ротор начнут действовать динамические усилия, приводящие к дисбалансу. Учитывая условия возникновения такого дисбаланса, его принято называть моментным дисбалансом, т. е. возникающим при вращении. Моментный дисбаланс обусловливают динамические силы, связанные с продольной угловой асимметрией распределения масс на роторе – в отличие от статического дисбаланса, когда не учитывается распределение масс вдоль продольной оси ротора [1; 4; 5; 6; 7; 8; 22].

Ротор (Рис. 3.3) с исходными дисбалансами собран таким образом, что первичные небалансы оказались действующими навстречу друг другу. В итоге это привело к тому, что в статике, при неподвижном роторе дисбалансы ротора уравновесят друг друга. *При этом ось ротора и ось инерции пересекаются в центре масс.*

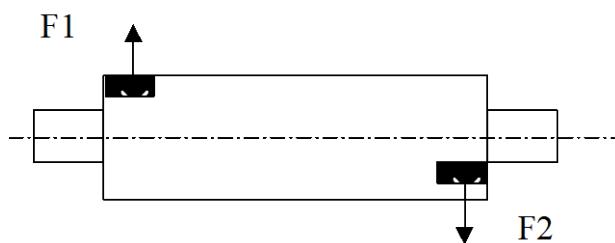


Рис. 3.3. Схема расположения неуравновешенных масс при (моментном) динамическом дисбалансе

Совершенно иная картина сил, действующих на подшипник, будет иметь место при приведении ротора во вращение.

Ротор с моментным дисбалансом может быть статически сбалансирован. Однако при вращении он приводит к появлению на подшипниках центробежных сил, которые имеют противоположные фазы (Рис. 3.4).

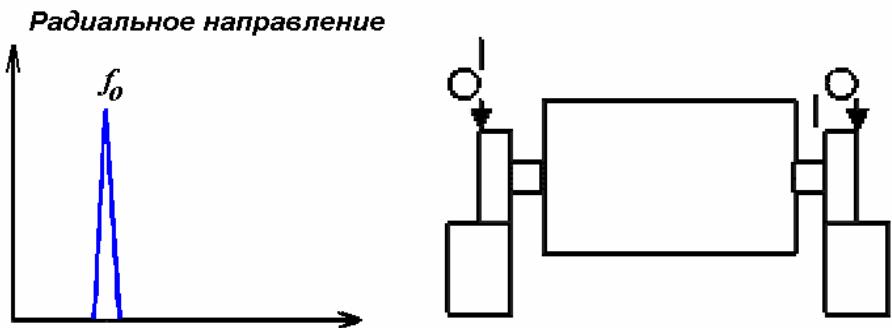


Рис. 3.4. Мaska спектра и направления векторов вибрации при моментном дисбалансе

При исследовании спектров без фазовой информации невозможно различить статический и динамический дисбалансы. Для коррекции последнего требуется многоплоскостная балансировка, тогда как статический дисбаланс теоретически может быть исправлен единственной корректирующей массой.

3.4 ДИНАМИЧЕСКИЙ ДИСБАЛАНС

Комбинация статического и моментного дисбаланса называется динамическим дисбалансом. *При динамическом дисбалансе ось ротора и ось инерции не пересекаются или пересекаются не в центре масс.* Вращение этого ротора вызовет значительный уровень вибрации на его подшипниках. Типичным примером динамического дисбаланса является дисбаланс ротора консольного насоса.

3.5 ПРОГИБ ВАЛА

Дисбаланс, связанный с прогибом вала, часто остаточный, также может вызываться дефектами изготовления (остаточные деформации, неоднородность вала, тепловая нестабильность электрических машин и др.), дефектами монтажа (в торцевых гаечных соединениях, перекосы в шпоночных соединениях, нарушение натяга дисков и др.), дефектами эксплуатации (задевания; в результате неравномерного охлаждения, нагрева ротора или нарушения зазоров и др.).

3.6 ДИСБАЛАНС КОНСОЛЬНЫХ МАШИН

На агрегатах с консольным ротором, например, в вентиляторе, при дисбалансе ротора создаётся сильная вибрация на частоте f_0 в осевом направлении, а также некоторая вибрация в радиальном направлении на ближайшем к ротору подшипнике. Это объясняется тем, что дисбаланс создаёт изгибающий момент вала и вызывает осевые движения корпуса подшипника (Рис. 3.5).

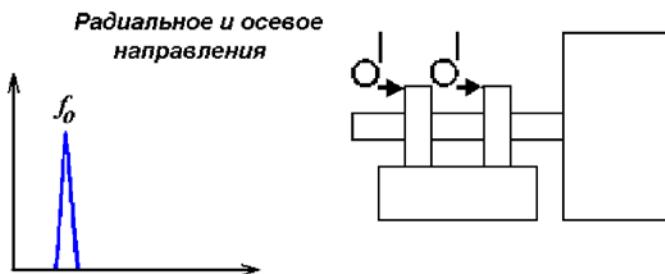


Рис. 3.5. Мaska спектра и направления векторов вибрации при дисбалансе консольной машины

3.7 3.7. ДИАГНОСТИЧЕСКИЕ ПРИЗНАКИ ДИСБАЛАНСА

В случае дисбаланса сигнал виброускорения на фоне первой гармоники частоты вращения вала часто насыщен средне- и высокочастотной и случайной составляющими, возбуждаемыми даже исправными подшипниками качения и другими источниками.

Дисбаланс наиболее чётко проявляется при измерении виброскорости. При этом амплитуда первой гармоники f_0 виброскорости преобладает над всеми остальными (если нет других дефектов) [1; 4; 5; 6; 7; 8; 22].

Для различных видов дисбаланса характерно следующее:

- если амплитуды виброскоростей на конечных опорах ротора на оборотной частоте одинаковы, синфазны и имеют устойчивый характер, то это статический дисбаланс;
- если амплитуды виброскоростей на конечных опорах ротора на оборотной частоте одинаковы и противофазны, то это моментный дисбаланс;
- если амплитуды виброскоростей на конечных опорах ротора на оборотной неодинаковы, несинфазны и непротивофазны, то это динамический дисбаланс.

При механическом дисбалансе параметры вибрации зависят от частоты вращения ротора и практически не зависят от режима работы агрегата, внешних условий работы и температуры агрегата. Вибрация может проявляться как в радиальном, так и осевом направлениях, однако, в силу зависимости от жёсткости подшипника, обычно горизонтально-радиальная вибрация преобладает над вертикальной. При этом часто наблюдаются более интенсивные колебания опор корпуса ротора с дисбалансом, а влияние его колебаний на вибрацию сопряжённых агрегатов, особенно в случае применения гибких муфт, обычно относительно невелико.

В данном случае (Рис. 3.6) амплитуда первой гармоники на частоте 50 Гц значительно больше амплитуды остальных гармоник. Следовательно, можно предположить, что данный агрегат имеет дисбаланс ротора.

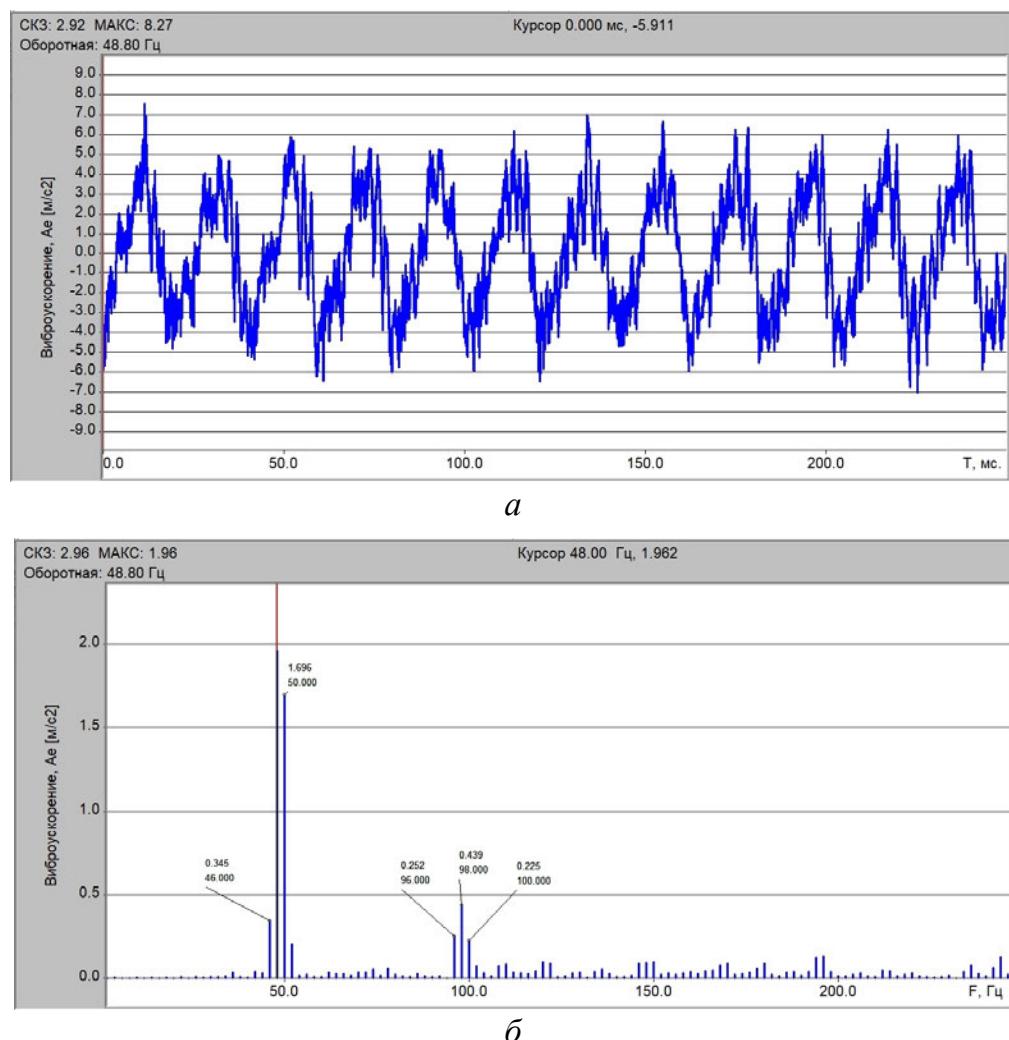


Рис. 3.6. Вибросигнал с переднего подшипника электродвигателя:
а – временная реализация; б – амплитудно-частотный спектр виброускорения

Уровень виброскорости (*Рис. 3.7*) достаточно велик и превышает допустимый порог согласно эксплуатационным нормам вибрации [3; 21]. Уровень виброперемещения (*Рис. 3.8*) также велик и также превышает порог согласно [3; 21], установленный для данного агрегата.

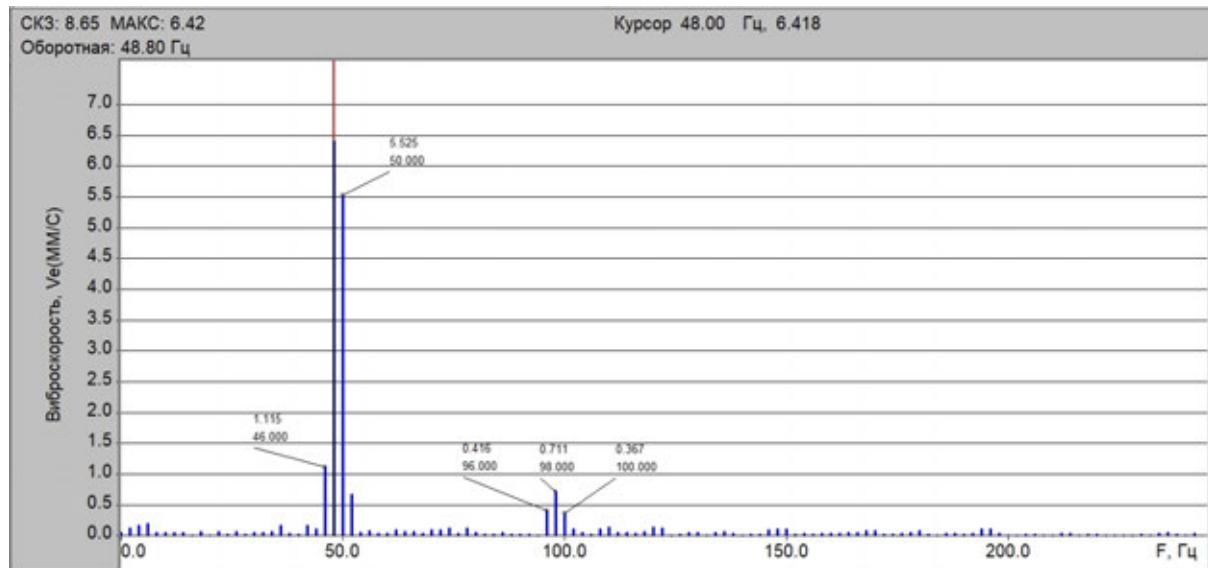


Рис. 3.7. Амплитудно-частотный спектр виброскорости при дисбалансе

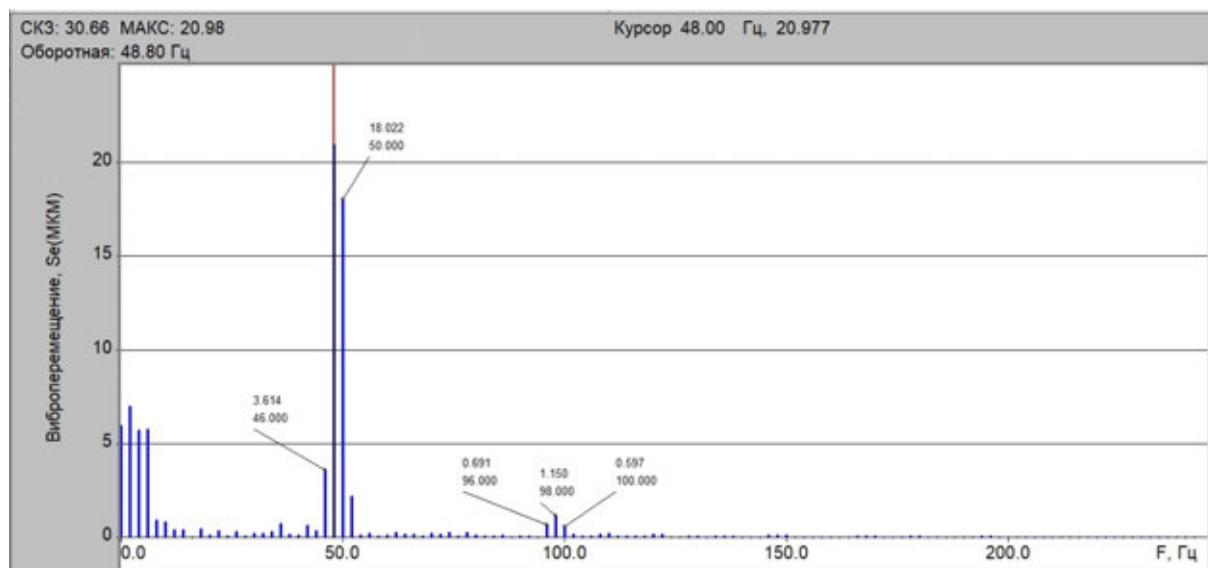


Рис. 3.8. Спектр виброперемещения при дисбалансе

Наличие большого уровня вибраций с оборотной частотой, возможно, привело к ослаблению креплений подшипников ротора и агрегата в целом. Поэтому необходимо проверить крепление не только агрегата в целом, но и крепление всех соединений.

При анализе сигналов необходимо тщательно проверять частоту оборотной гармоники.

Так, при реальной частоте вращения двигателя около 2880 об/мин частота оборотной гармоники будет соответствовать 48 Гц. При недостаточной разрешающей способности спектрального анализа (более 1 Гц) составляющие с частотой сети ($50 \text{ Гц} \pm 2\%$) и составляющая с оборотной частотой (48 Гц) сольются в одну спектральную линию. Поэтому для проведения достоверного анализа необходимо иметь разрешающую способность анализатора по частоте не менее 0,5–1 Гц, что соответствует времени выборки сигнала 2–1 с.

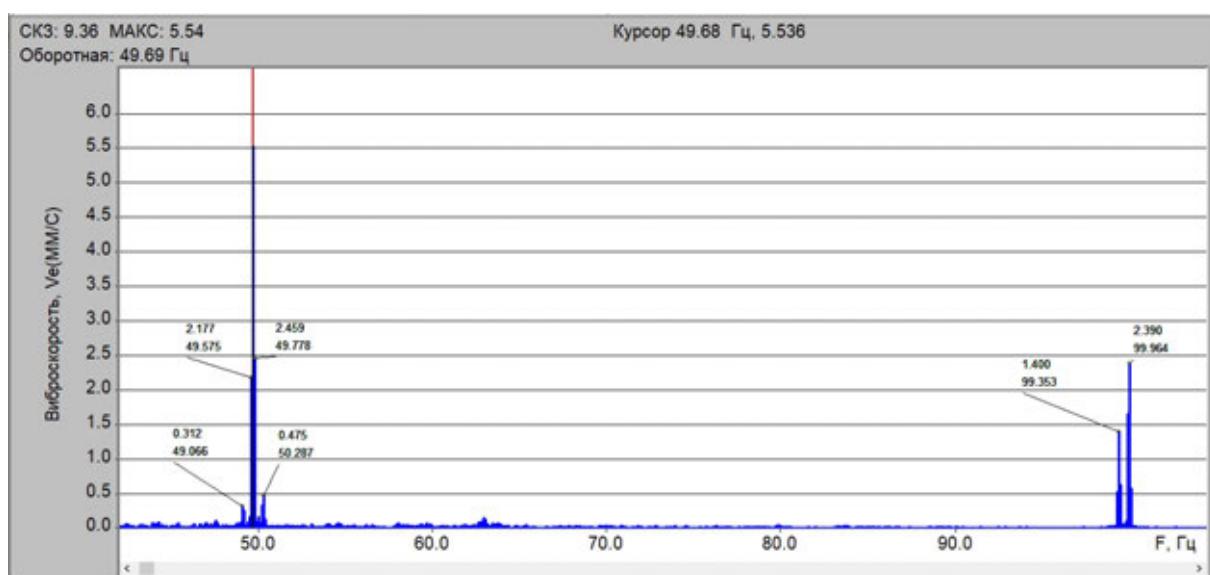


Рис. 3.9. Спектр сигнала с разрешающей способностью 0,25 Гц

Пример спектра сигнала виброускорения с разрешающей способностью 0,25 Гц приведён на рис. 3.9.

3.8 ПРИМЕР АНАЛИЗА СПЕКТРА СИГНАЛА

Часто приходится проводить диагностирование по ограниченному объёму диагностической информации. Чаще всего в распоряжении специалиста оказывается лишь спектр виброускорения или виброскорости. Рассмотрим пример анализа спектра виброускорения и постановку диагноза на основе его анализа.

Преобладающие частоты (по спектру виброускорения с переднего подшипника двигателя с высотой оси вала менее 132 мм (*Рис. 3.10*) – 48 и 50 Гц; для принятия решения о механической или электрической природе спектральных составляющих анализа недостаточно.

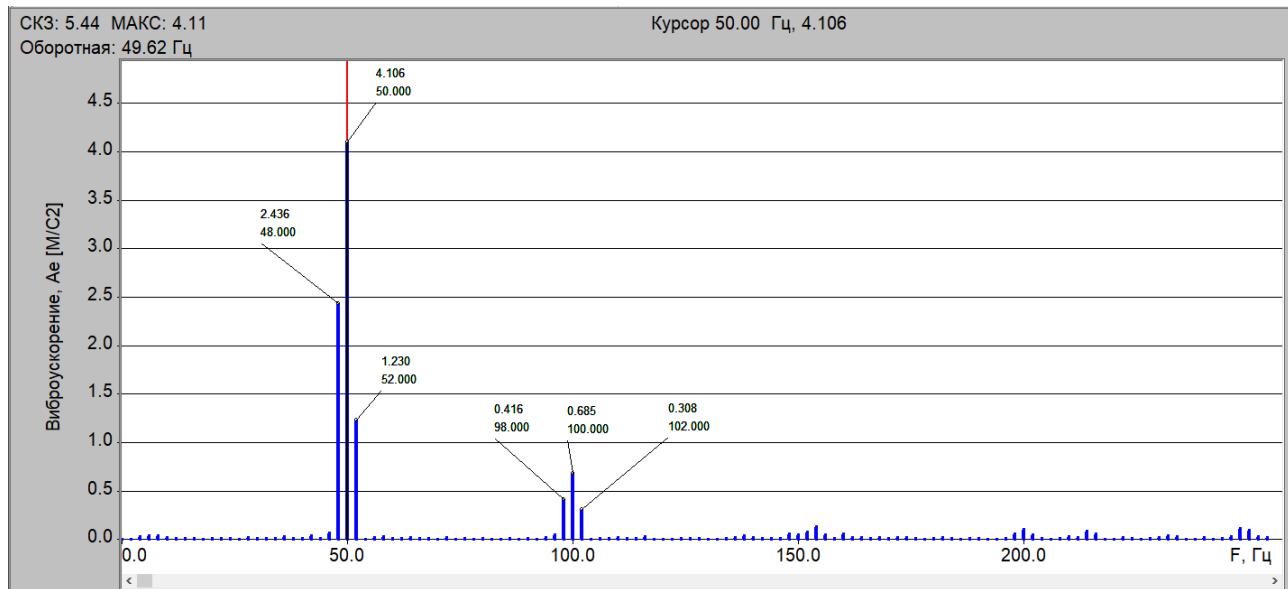


Рис. 3.10. Пример сигнала для анализа

Однако присутствует вторая оборотная – 98 Гц. Следовательно, частоты 48 и 50 Гц принадлежат оборотной частоте.

3.8.1 Анализ спектра виброускорения

Уровень (СКЗ) оборотной виброускорения (*Рис. 3.10*) вычисляется как

$$a_{f_0} = \sqrt{a_{48}^2 + a_{50}^2 + a_{52}^2} = \sqrt{2,436^2 + 4,106^2 + 1,23^2} = 4,93 \text{ м/с}^2.$$

3.8.2 Диагноз по виброускорению

Объект находится в состоянии «Требует принятия мер» (ТПМ) (ГОСТ 32106–2013) [3; 21]. Причина: дисбаланс, т. к. СКЗ первой оборотной виброускорения составляет более 50 % от СКЗ виброускорения во всей полосе частот.

3.8.3 Анализ спектра виброскорости

Уровень составляющей на оборотной частоте в спектре виброскорости вычисляется из соотношения:

$$v_f = \frac{a_f}{2\pi f}, \quad (3.1)$$

$$v_{48} = \frac{2,436}{2\pi \cdot 48} = 0,008 \text{ м/с} = 8,08 \text{ мм/с}, \quad v_{50} = \frac{4,106}{2\pi \cdot 50} = 13 \text{ мм/с},$$
$$v_{52} = \frac{1,23}{2\pi \cdot 50} = 3,76 \text{ мм/с},$$

$$v_{f_0} = \sqrt{v_{48}^2 + v_{50}^2 + v_{52}^2} = \sqrt{8^2 + 13^2 + 3,76^2} = 15,7 \text{ мм/с.}$$

Уровень составляющей на удвоенной оборотной частоте в спектре виброскорости также вычисляется из соотношения (3.1):

$$v_{98} = \frac{0,416}{2\pi \cdot 98} = 0,68 \text{ мм/с}, \quad v_{98} = \frac{0,685}{2\pi \cdot 100} = 1,085 \text{ мм/с}, \quad v_{98} = \frac{0,308}{2\pi \cdot 102} = 0,48 \text{ мм/с.}$$

СКЗ виброскорости на второй оборотной:

$$v_{2f_0} = \sqrt{v_{98}^2 + v_{100}^2 + v_{102}^2} = \sqrt{0,68^2 + 1,085^2 + 0,48^2} = 4,97 \text{ мм/с.}$$

$$\text{СКЗ виброскорости } v = \sqrt{v_{f_0}^2 + v_{2f_0}^2} = \sqrt{15,7^2 + 4,97^2} = 16,5 \text{ мм/с.}$$

3.8.4 Диагноз по виброскорости

Объект находится в состоянии «Недопустимо» (НДП) (ГОСТ 32106–2013) [21].

Причина: дисбаланс, т. к. СКЗ первой оборотной виброскорости составляет более 50 % от СКЗ виброскорости во всей полосе частот.

3.8.5 Анализ спектра виброперемещения

Уровень составляющей на оборотной частоте в спектре виброперемещения вычисляется из соотношения:

$$s_f = \frac{v_f}{2\pi f}. \quad (3.2)$$

С целью упрощения расчётов величины гармоник виброперемещения можно вычислять не по спектральным составляющим, а по уже рассчитанным величинам гармоник виброскорости:

$$s_{f_0} = \frac{v_{f_0}}{2\pi \cdot f_0} = \frac{15,7}{2\pi \cdot 50} = 0,04997 \text{ мм} = 50 \text{ мкм.}$$

Уровень составляющей на удвоенной оборотной частоте в спектре виброперемещения аналогичным образом вычисляется из соотношения (3.2):

$$v_{2f_0} = \frac{4,97}{2\pi \cdot 100} = 7,9 \text{ мкм.}$$

СКЗ виброперемещения

$$s = \sqrt{s_{f_0}^2 + s_{2f_0}^2} = \sqrt{50^2 + 7,9^2} = 50,6 \text{ мкм.}$$

3.8.6 Диагноз по виброперемещению

Объект находится в состоянии НДП (ГОСТ 32106–2013) [21].

Причина: ослабления крепления, т. к. СКЗ первой оборотной виброперемещения составляет более 50 % от СКЗ виброперемещения во всей полосе частот.

3.8.7 Диагноз по результатам анализа спектра вибрации

Состояние.

В качестве критерия оценки состояния объекта согласно ГОСТ 32106 [21] для электродвигателей с высотой центра менее 132 мм выбраны уровни СКЗ виброускорения, виброскорости и виброперемещения (табл. 3.1).

Таблица 3.1
Сводные данные по результатам анализа

Параметр	Границы	Состояние	Норма	Реальн. ное	Примечание
Виброускорение a_{rms} , m/s^2	A/B	Допустимо	6,5		
	B/C	ТПМ	8	9,36	ТПМ
	C/D	НДП	12		
Виброскорость v_{rms} , mm/s	A/B	Допустимо	2,8		
	B/C	ТПМ	4,5		
	C/D	НДП	7,1	16,5	НДП
Виброперемещение d_{rms} , μm	A/B	Допустимо	9		
	B/C	ТПМ	14,1		
	C/D	НДП	23	50,6	НДП

Диагноз.

Высокий уровень первой обратной гармоники в спектре виброускорения и виброскорости свидетельствует о наличии неуравновешенной вращающейся массы, величина виброскорости превышает предельное значение.

Значительные силовые воздействия с частотой вращения вала на элементы крепления двигателя и его фундамент привели к предельному уровню виброперемещения, что может свидетельствовать об ослаблении крепления (недостаточной жёсткости крепления) объекта к фундаменту или нарушении жёсткости фундамента.

Рекомендации:

1. Проверить балансировку другими методами.
2. Провести уравновешивание (балансировку) при необходимости.
3. Проверить жёсткость крепления двигателя.

3.9 ПРИМЕР АНАЛИЗА СИГНАЛА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЦИФРОВОЙ ОБРАБОТКИ

3.9.1 Подготовка к анализу

Загружаем для использования программу «Анализ». В меню «Сигнал» выбираем пункт меню «Загрузить из файла» (*Alt + F*), выбираем нужный файл варианта и нажимаем на кнопку «Открыть». Загруженный сигнал представляет собой временную реализацию, которая получена с пьезоэлектрического датчика – это виброускорение (*Рис. 3.11*).

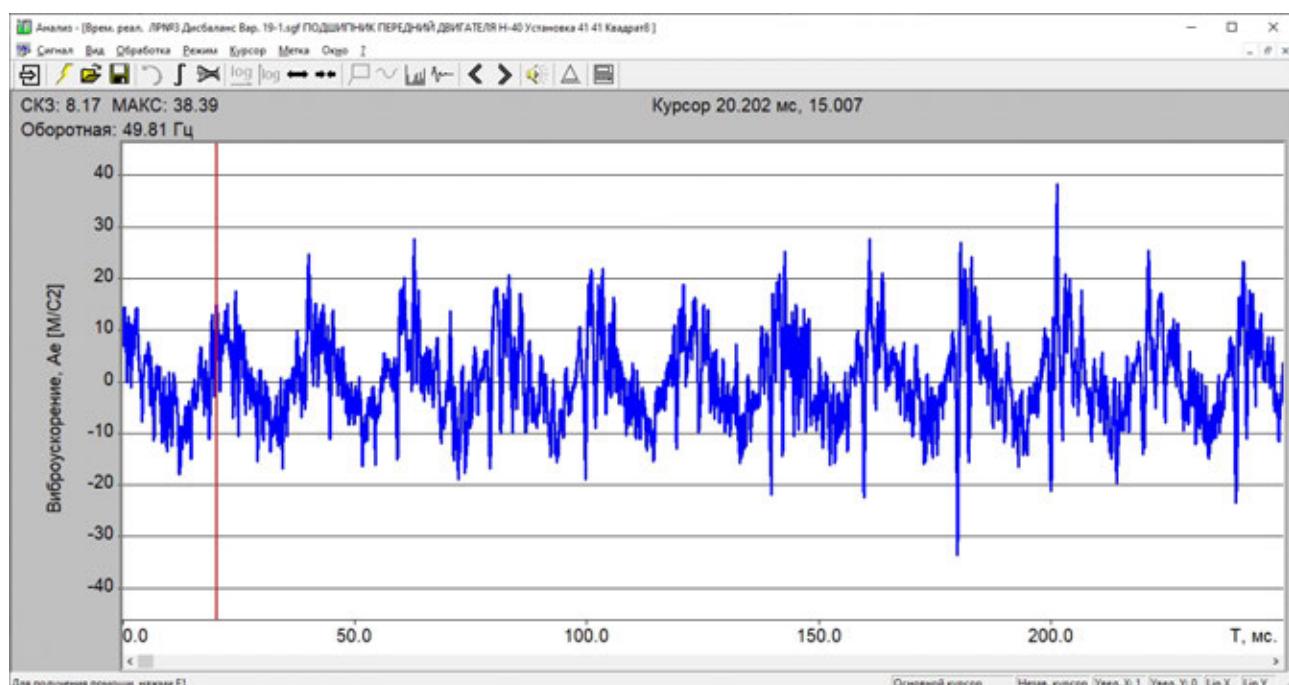


Рис. 3.11. Сигнал виброускорения с переднего подшипника электродвигателя

В меню «Курсор» программы выбираем раздел «Параметры». Устанавливаем галочку в строке «Точный курсор». После этого программа будет использовать значения спектральных составляющих из ряда Фурье, а не отображаемых на экране значений, которые могут объединяться для корректного отображения спектра.

Затем в меню «Режим» выбираем «Амплитудный спектр» (*Shift + S*) или нажимаем на иконку «Спектр» и получаем спектр виброускорения (*Рис. 3.12*).

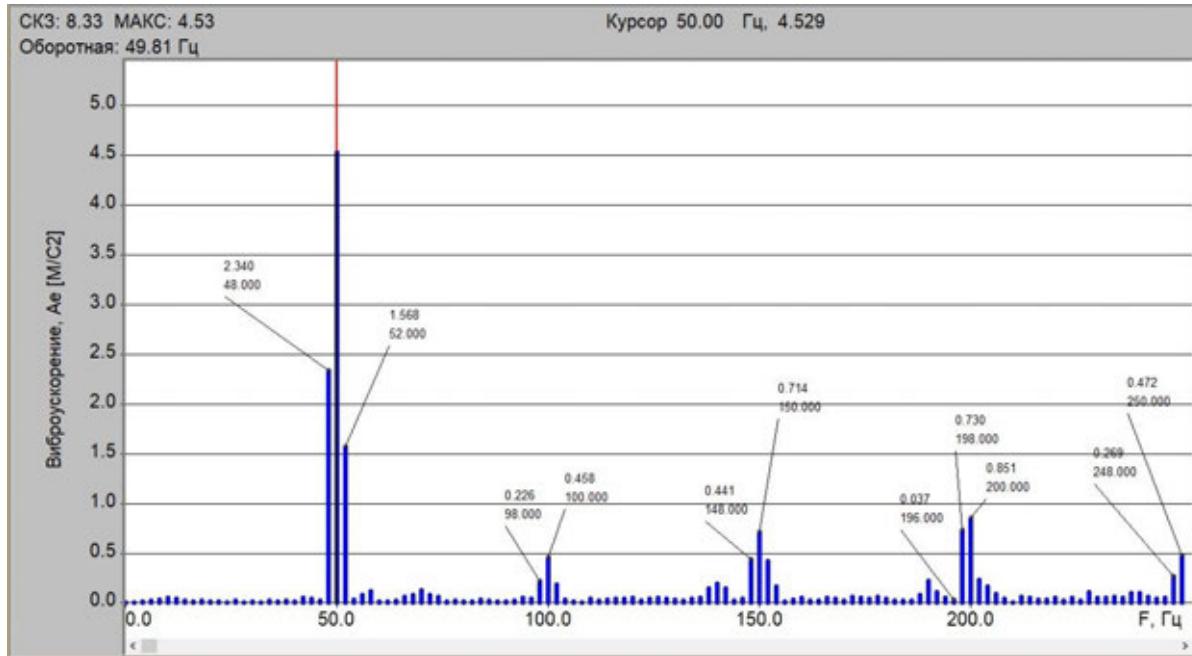


Рис. 3.12. Спектр сигнала с переднего подшипника электродвигателя

Установив курсор в начало спектра (на частоту 0 Гц), в меню «Вид» с помощью функций «Масштаб X» или иконок «Масштаб X» растягиваем спектр сигнала до 250 Гц. Изменение масштаба графика можно также производить с помощью «быстрых» сочетаний клавиш: Ctrl + стрелки «вправо» или «влево» и стрелки «вверх» или «вниз».

3.9.2 Анализ спектра виброускорения

Преобладающие частоты по спектру виброускорения (*Рис. 3.12*) с переднего подшипника двигателя – 48, 50 и 52 Гц. Шаг по частоте между составляющими достаточно большой, поэтому принять решение о механической или электрической природе спектральных составляющих практически невозможно.

В спектре составляющая на $f = 48$ Гц больше составляющей на $f = 52$ Гц, что говорит о смещении пика спектра ниже частоты 50 Гц. На частоте 98 Гц составляющая меньше, чем на частоте 100 Гц, поскольку частота 100 Гц ближе ко второй оборотной 99,62 Гц, чем частота 100 Гц. Таким образом, можно предположить, что на спектре отображены первая и вторая гармоники оборотной частоты.

Уровень (СКЗ) оборотной виброускорения вычисляется как:

$$a_{f_0} = \sqrt{a_{48}^2 + a_{50}^2 + a_{52}^2} = \sqrt{2,34^2 + 4,529^2 + 1,568^2} = 5,33 \text{ м/с}^2.$$

Устанавливаем курсор на спектральную составляющую с частотой 46 Гц, в меню программы «Курсор» выбираем тип курсора «Полосовой», нажимаем три раза на клавишу «стрелка вправо» (выбираем три спектральные составляющие для определения величины СКЗ полосы частот от 48 до 52 Гц) (*Рис. 3.13*).

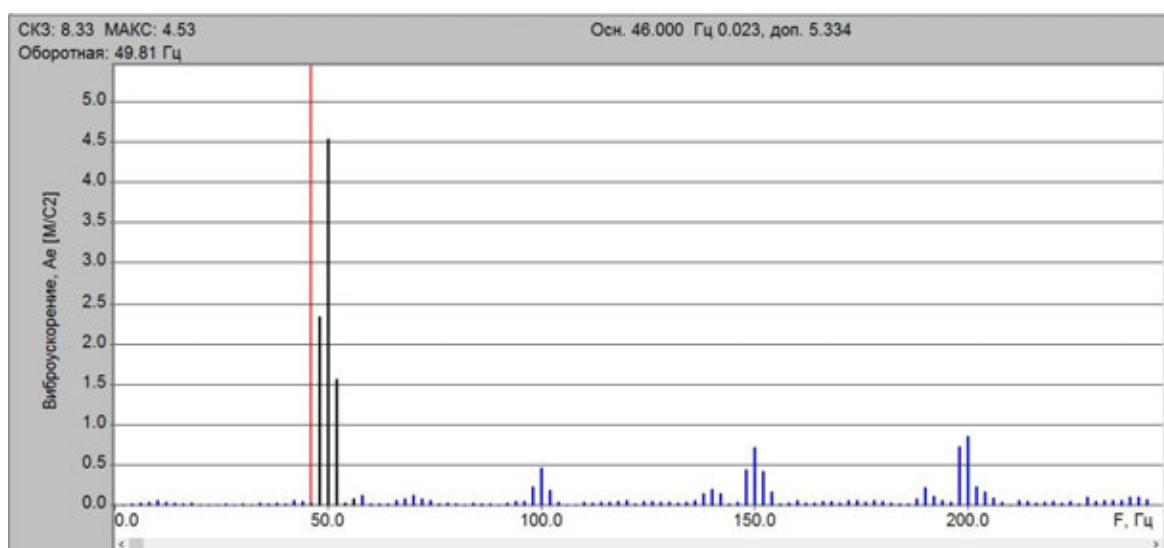


Рис. 3.13.. Величина первой гармоники $5,334 \text{ м/с}^2$

В поле над графиком считываем частоту «Основ. 46.000 Гц 0.023, доп. 5.334»: величина сигнала на частоте 46 Гц составляет $0,023 \text{ м/с}^2$, дополнительно в полосе от 48 до 52 Гц уровень сигнала (СКЗ) составляет $5,334 \text{ м/с}^2$. Таким образом, расчёт a_{f_0} произведён правильно.

Рассчитаем величину второй гармоники:

$$a_{2f_0} = a_{98} = \sqrt{a_{98}^2 + a_{100}^2} = \sqrt{0,226^2 + 0,458^2} = 0,51 \text{ м/с}^2.$$

С помощью полосового курсора определим величину второй гармоники (*Рис. 3.14*).

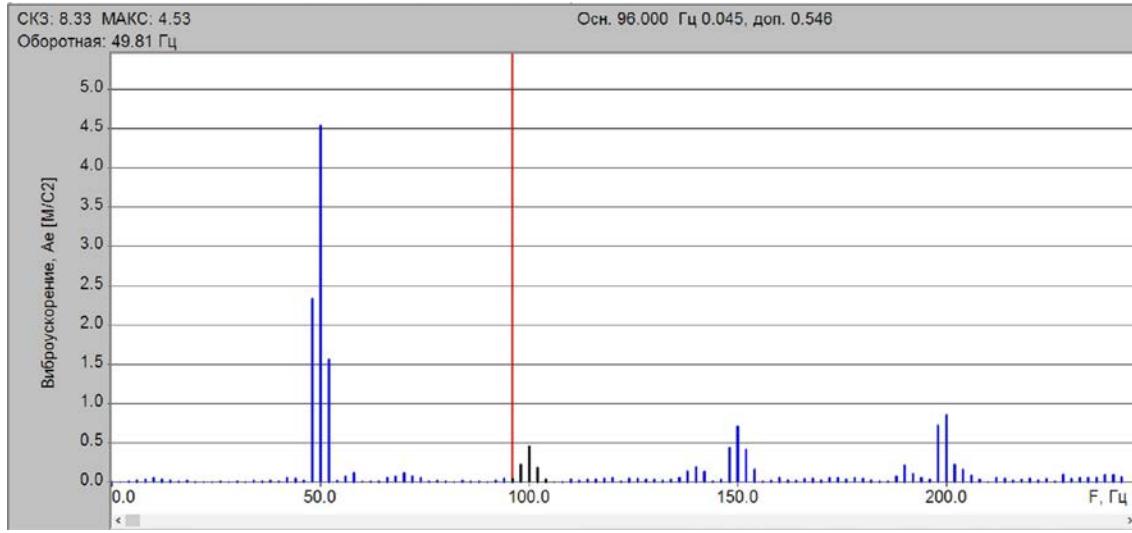


Рис. 3.14. Величина второй гармоники $0,456 \text{ м}/\text{s}^2$

Оценим величину третьей гармоники:

$$a_{3f_0} = a_{148} = \sqrt{a_{148}^2 + a_{150}^2} = \sqrt{0,441^2 + 0,714^2} = 0,84 \text{ м}/\text{s}^2.$$

С помощью полосового курсора определим величину третьей гармоники (Рис. 3.15).

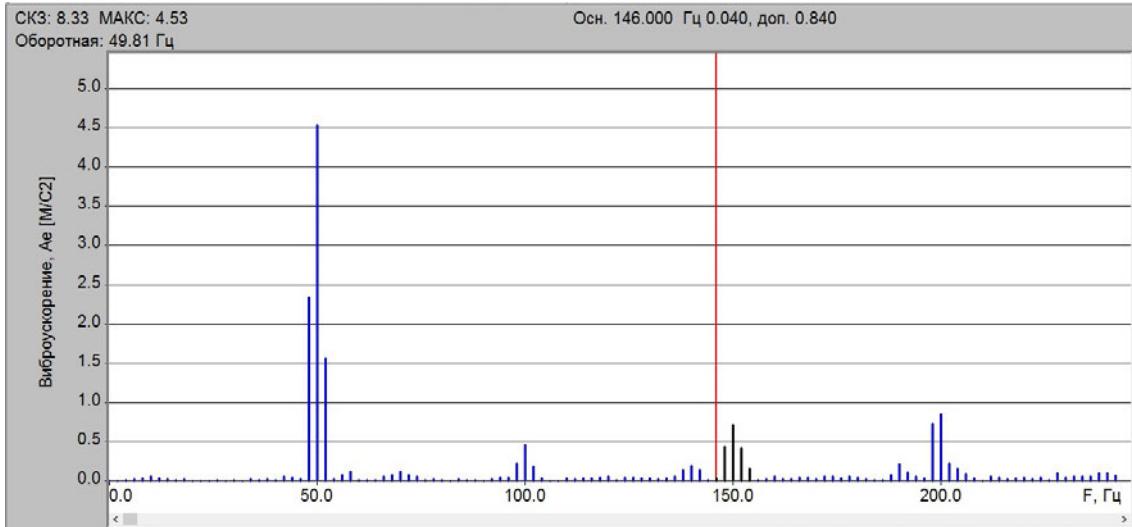


Рис. 3.15. Величина третьей гармоники $0,84 \text{ м}/\text{s}^2$

Определим величину четвёртой гармоники:

$$a_{4f_0} = a_{198} = \sqrt{a_{196}^2 + a_{198}^2 + a_{200}^2} = \sqrt{0,037^2 + 0,73^2 + 0,851^2} = 1,12 \text{ м}/\text{s}^2.$$

С помощью полосового курсора определим величину четвёртой гармоники (*Рис. 3.16*).

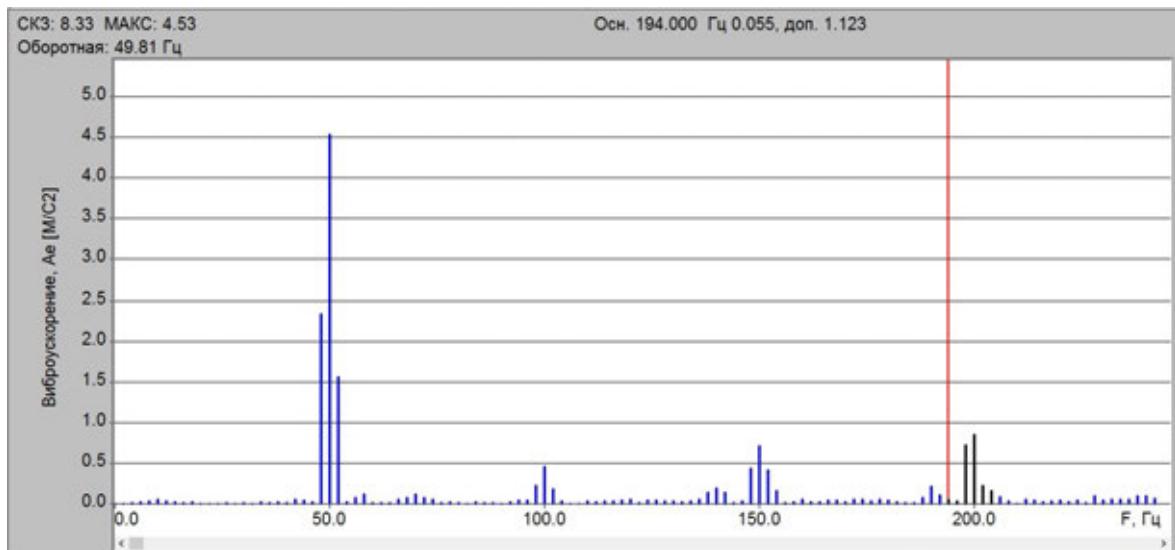


Рис. 3.16. Величина четвёртой гармоники 1,123 м/с²

Рассчитаем величину пятой гармоники:

$$a_{5f_0} = a_{248} = \sqrt{a_{248}^2 + a_{250}^2} = \sqrt{0,269^2 + 0,472^2} = 0,54 \text{ м/с}^2.$$

С помощью полосового курсора определим величину пятой гармоники (*Рис. 3.17*).

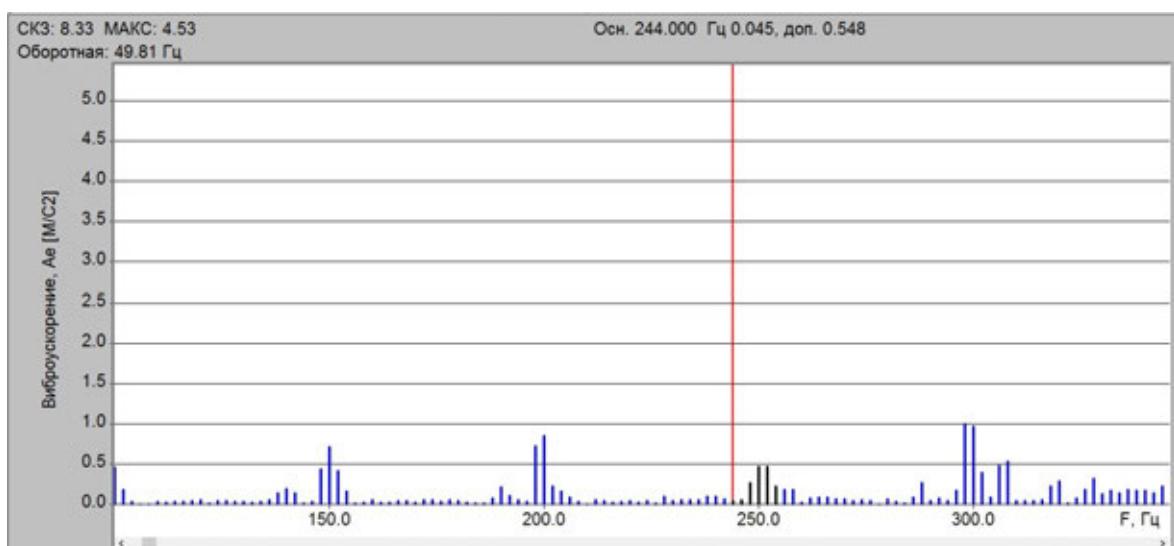


Рис. 3.17. Величина пятой гармоники 0,548 м/с²

СКЗ виброускорения будет равно:

$$a = \sqrt{a_{f_0}^2 + a_{2f_0}^2 + a_{3f_0}^2 + a_{4f_0}^2 + a_{5f_0}^2} = \sqrt{5,33^2 + 0,51^2 + 0,84^2 + 1,12^2 + 0,54^2} = \\ = 5,56 \text{ м/с}^2.$$

Отличие рассчитанного значения от величины $8,33 \text{ м/с}^2$, полученной в программе анализа спектра, обусловлено ограниченным количеством спектральных составляющих, по которым определялось СКЗ виброускорения (Рис. 3.18).

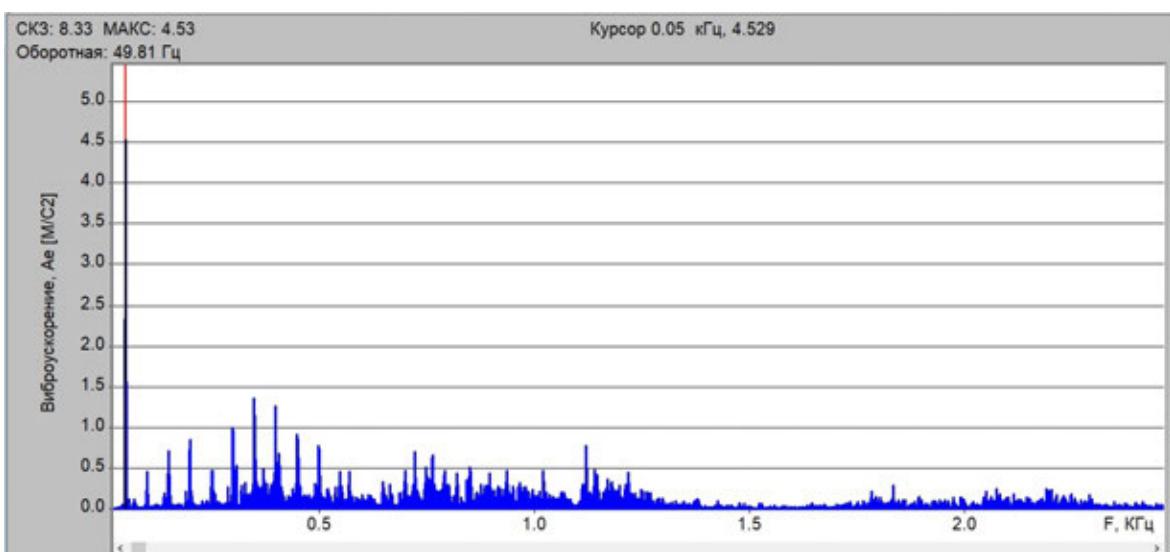


Рис. 3.18. Полный спектр сигнала виброускорения в полосе до 2500 Гц

3.9.3 Диагноз по виброускорению

Согласно нормативным значениям по ГОСТ 32106 [21] для электродвигателей с высотой центра менее 132 мм объект находится в зоне В/С – состояние «Требует принятия мер».

Учитывая, что уровень первой гармоники в спектре виброускорения превосходит уровни остальных гармоник и составляет более 50 % от СКЗ всего сигнала, можно предположить наличие неуравновешенности (дисбаланса) ротора электродвигателя.

3.9.4 Анализ спектра виброскорости

В меню «Обработка» выбираем функцию «Интегратор» (Ctrl + I) или нажимаем на иконку и производим интегрирование сигнала виброподъема для получения спектра виброскорости (Рис. 3.19).

Используя формулу (3.1), рассчитаем величину первой гармоники виброскорости:

$$v_f = \frac{a_f}{2\pi f}, v_{f_0} = v_{48} = \frac{a_{f_0}}{2\pi \cdot 48} = \frac{5,33}{2\pi \cdot 48} = 0,017 \text{ м/с} = 17 \text{ мм/с.}$$

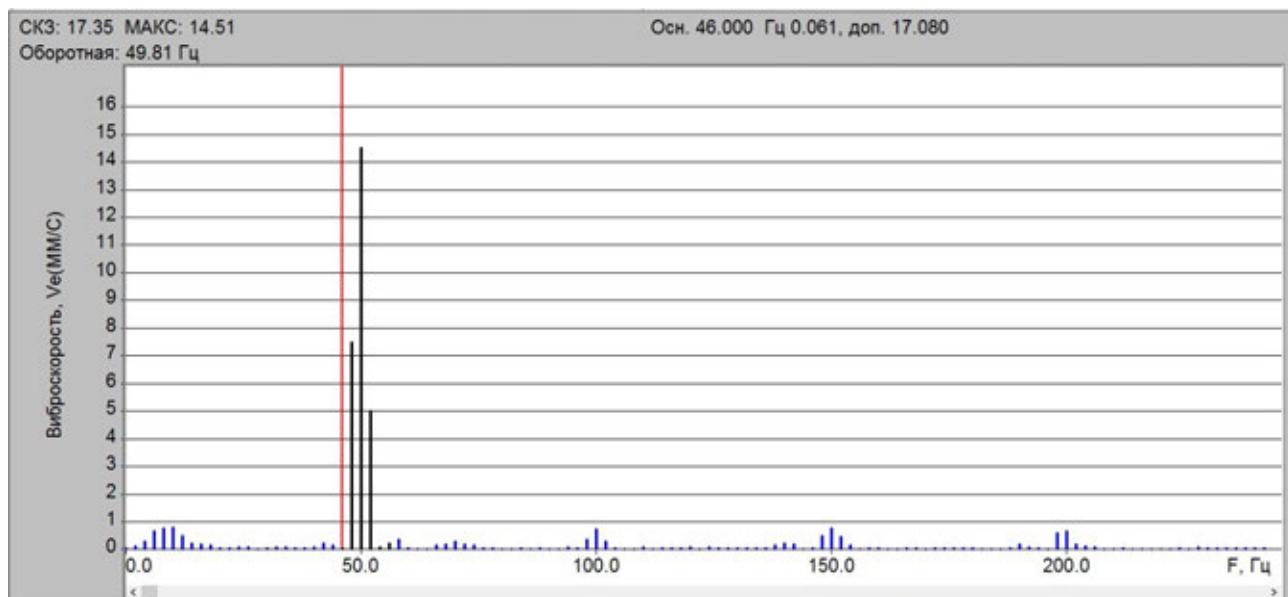


Рис. 3.19. Величина первой гармоники виброскорости 17 мм/с

Рассчитаем величину второй гармоники:

$$v_{2f_0} = v_{98} = \frac{a_{2f_0}}{2\pi \cdot 98} = \frac{0,51}{2\pi \cdot 98} = 0,00082 \text{ м/с} = 0,82 \text{ мм/с.}$$

С помощью полосового курсора определим величину второй гармоники (Рис. 3.20).

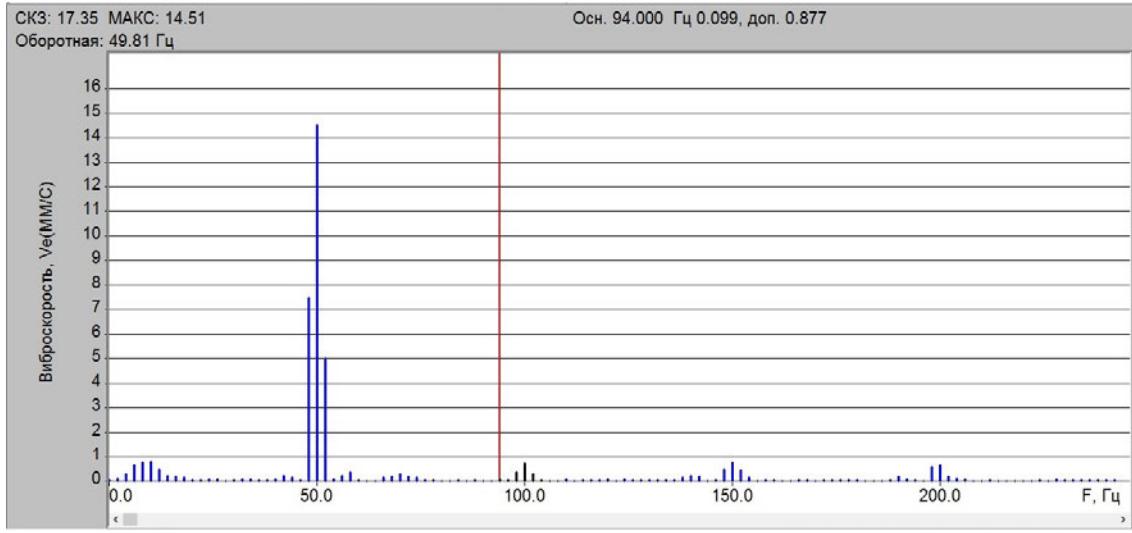


Рис. 3.20. Величина второй гармоники виброскорости 0,877 мм/с

Вычислим величину третьей гармоники, а затем с помощью полосового курсора определим её величину по спектру (Рис. 3.21):

$$\nu_{3f_0} = \nu_{148} = \frac{a_{3f_0}}{2\pi \cdot 148} = \frac{0,84}{2\pi \cdot 148} = 0,0009 \text{ м/с} = 0,9 \text{ мм/с.}$$

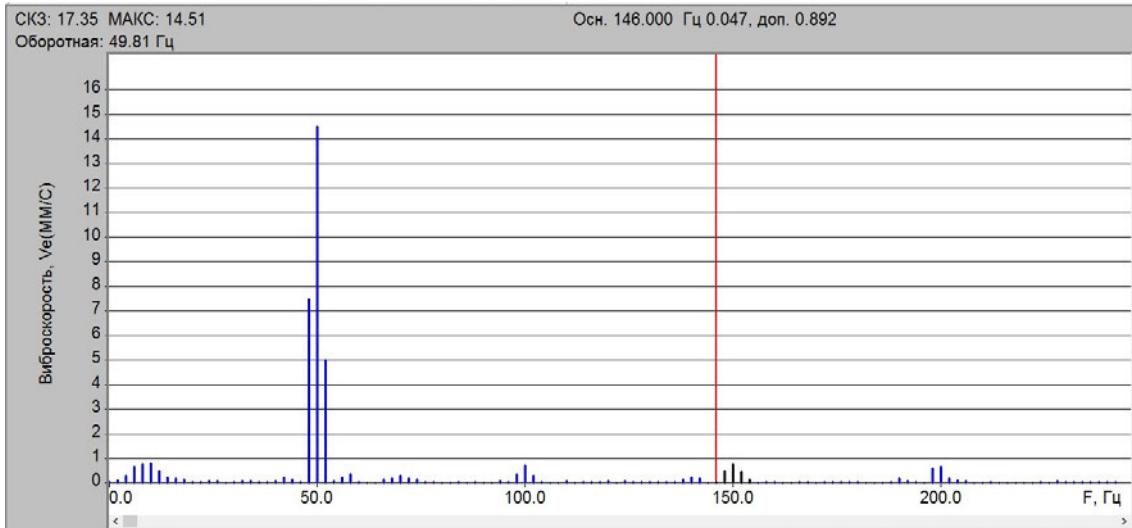


Рис. 3.21. Величина третьей гармоники виброскорости 0,892 мм/с

Определим величину четвёртой гармоники, а затем с помощью полосового курсора определим её величину по спектру (Рис. 3.22):

$$\nu_{4f_0} = \nu_{198} = \frac{a_{4f_0}}{2\pi \cdot 198} = \frac{1,12}{2\pi \cdot 198} = 0,0009 \text{ м/с} = 0,9 \text{ мм/с.}$$

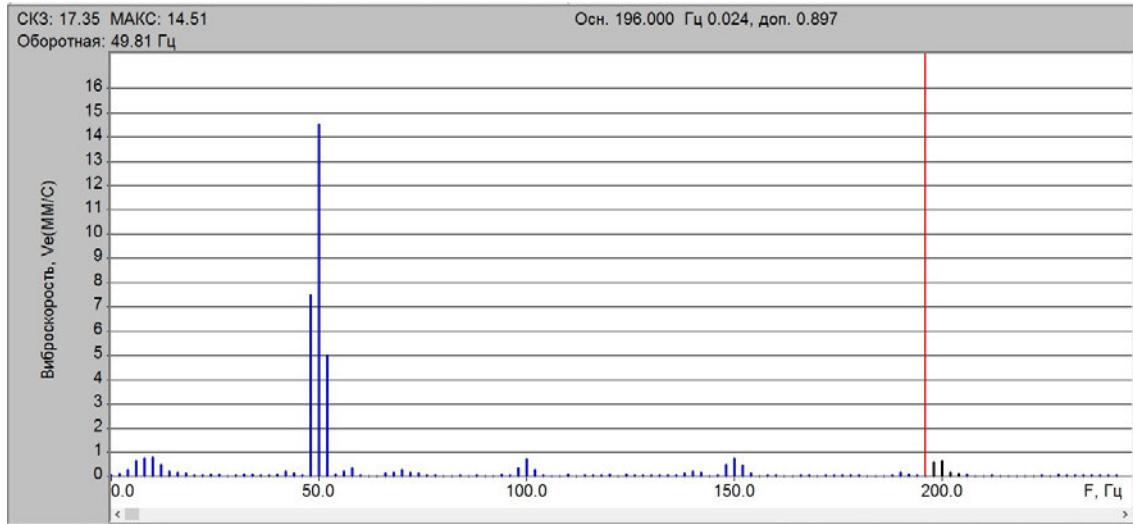


Рис. 3.22. Величина четвёртой гармоники виброскорости 0,897 мм/с

Оценим величину пятой гармоники, а затем с помощью полосового курсора определим её величину по спектру (Рис. 3.23):

$$v_{5f_0} = v_{248} = \frac{a_{5f_0}}{2\pi \cdot 248} = \frac{0,54}{2\pi \cdot 248} = 0,00035 \text{ м/с} = 0,35 \text{ мм/с.}$$

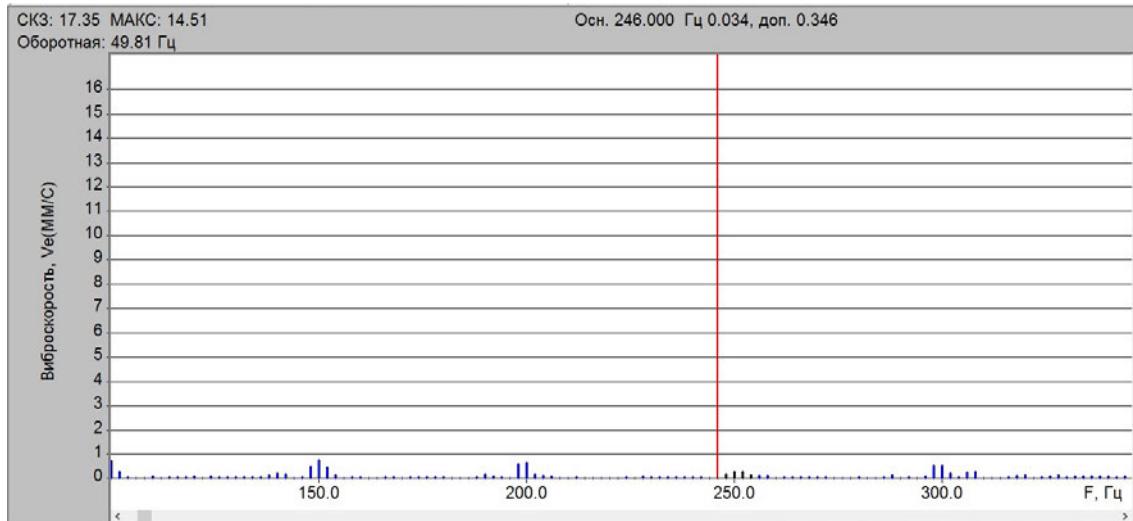


Рис. 3.23. Величина пятой гармоники виброскорости 0,346 мм/с

СКЗ виброскорости будет равно:

$$\begin{aligned} v &= \sqrt{v_{f_0}^2 + v_{2f_0}^2 + v_{3f_0}^2 + v_{4f_0}^2 + v_{5f_0}^2} = \sqrt{17,7^2 + 0,82^2 + 0,9^2 + 0,9^2 + 0,35^2} = \\ &= 17,76 \text{ мм/с.} \end{aligned}$$

3.9.5 Диагноз по виброскорости

Согласно нормативным значениям по ГОСТ 32106 [21] для электродвигателей с высотой центра менее 132 мм объект находится в зоне С/Д – состояние «Недопустимо».

Наиболее вероятной причиной высокой вибрации является дисбаланс (неуравновешенность) ротора, т. к. СКЗ первой оборотной виброскорости составляет более 50 % от СКЗ виброскорости во всей полосе частот.

3.9.6 Анализ спектра виброперемещения

В меню «Обработка» выбираем функцию «Интегратор» (Ctrl + I) или нажимаем на иконку  и производим интегрирование сигнала виброскорости для получения спектра виброперемещения (Рис. 3.24).

Используя формулу (3.2), рассчитаем величину первой оборотной гармоники в виброперемещении по

$$s_f = \frac{v_f}{2\pi f}, s_{f_0} = s_{48} = \frac{v_{f_0}}{2\pi \cdot 48} = \frac{17,7}{2\pi \cdot 48} = 58,68 \text{ мкм.}$$

С помощью полосового курсора определим величину гармоники (Рис. 3.24).

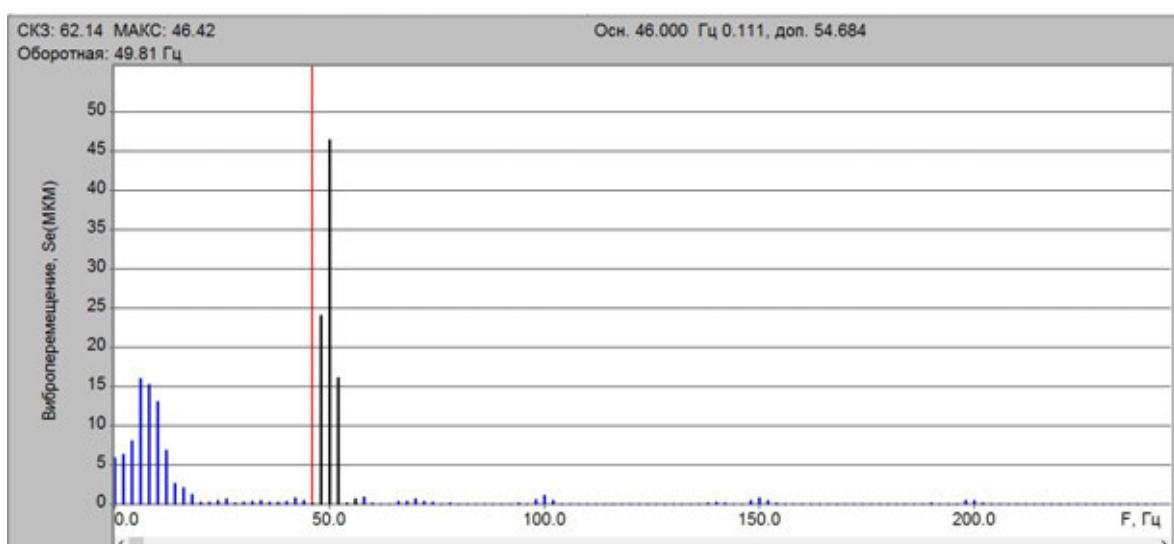


Рис. 3.24. Величина первой гармоники 54,684 мкм

Вычислим величину второй гармоники, а затем с помощью полосового курсора проверим её величину по спектру (Рис. 3.25):

$$s_{2f_0} = s_{98} = \frac{v_{2f_0}}{2\pi \cdot 98} = \frac{0,82}{2\pi \cdot 98} = 1,33 \text{ мкм.}$$

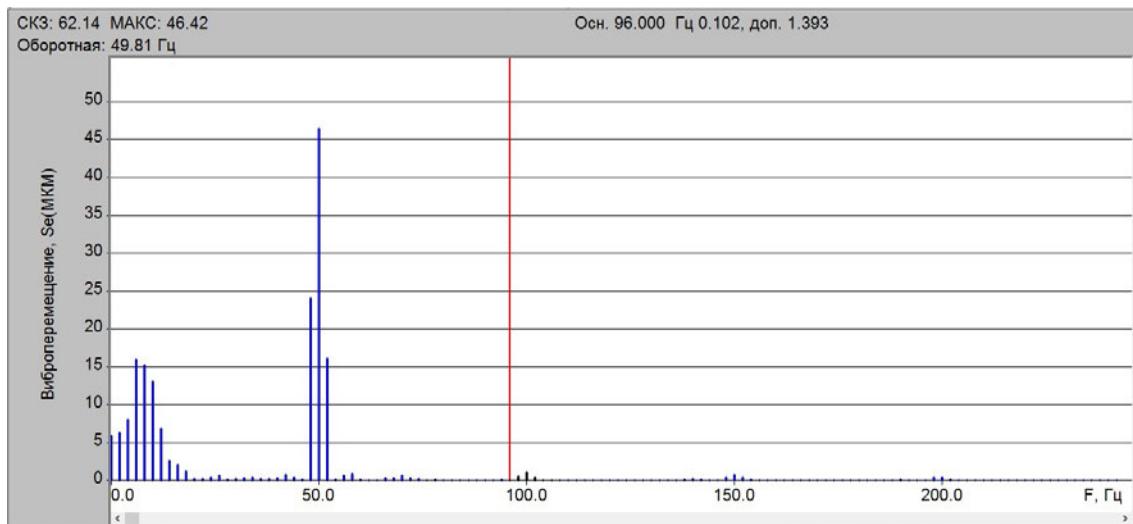


Рис. 3.25. Величина второй гармоники 1,393 мкм

Определим величину третьей гармоники, а затем с помощью полосового курсора проверим её величину по спектру (Рис. 3.26):

$$s_{3f_0} = s_{148} = \frac{v_{3f_0}}{2\pi \cdot 148} = \frac{0,9}{2\pi \cdot 148} = 0,96 \text{ мкм.}$$

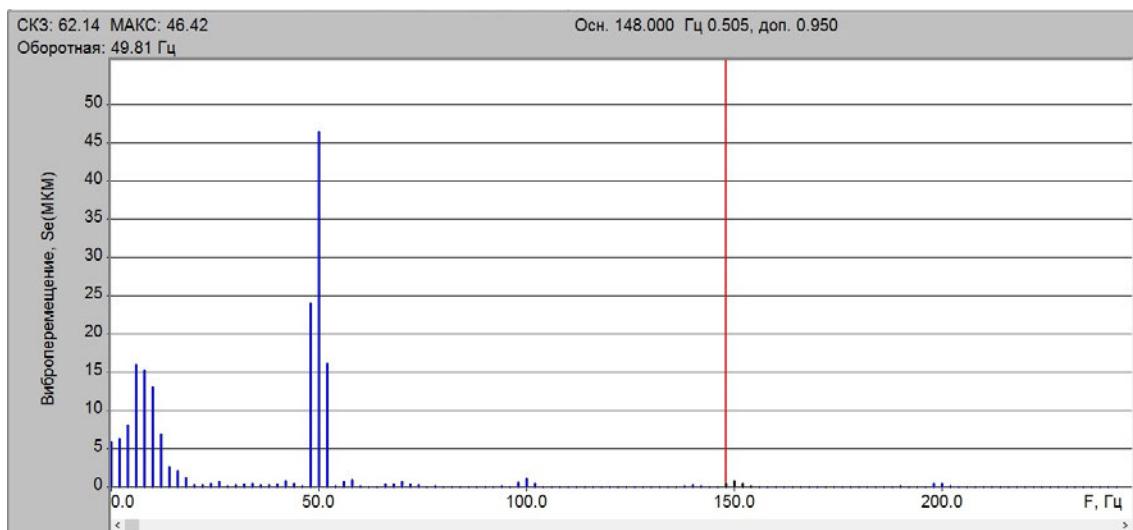


Рис. 3.26. Величина третьей гармоники 0,95 мкм

Оценим величину четвёртой гармоники, а затем с помощью полосового курсора проверим её величину по спектру (Рис. 3.27):

$$s_{4f_0} = s_{198} = \frac{v_{4f_0}}{2\pi \cdot 198} = \frac{0,9}{2\pi \cdot 198} = 0,72 \text{ мкм.}$$

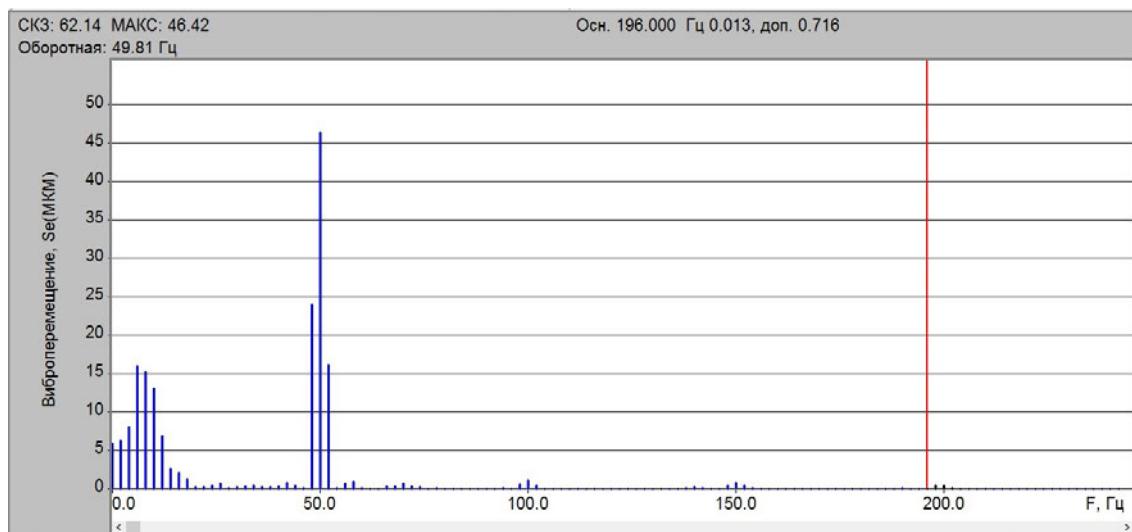


Рис. 3.27. Величина четвёртой гармоники 0,716 мкм

Определим величину пятой гармоники, а затем с помощью полосового курсора проверим её величину по спектру (Рис. 3.28):

$$s_{5f_0} = s_{248} = \frac{v_{5f_0}}{2\pi \cdot 248} = \frac{0,35}{2\pi \cdot 248} = 0,22 \text{ мкм.}$$

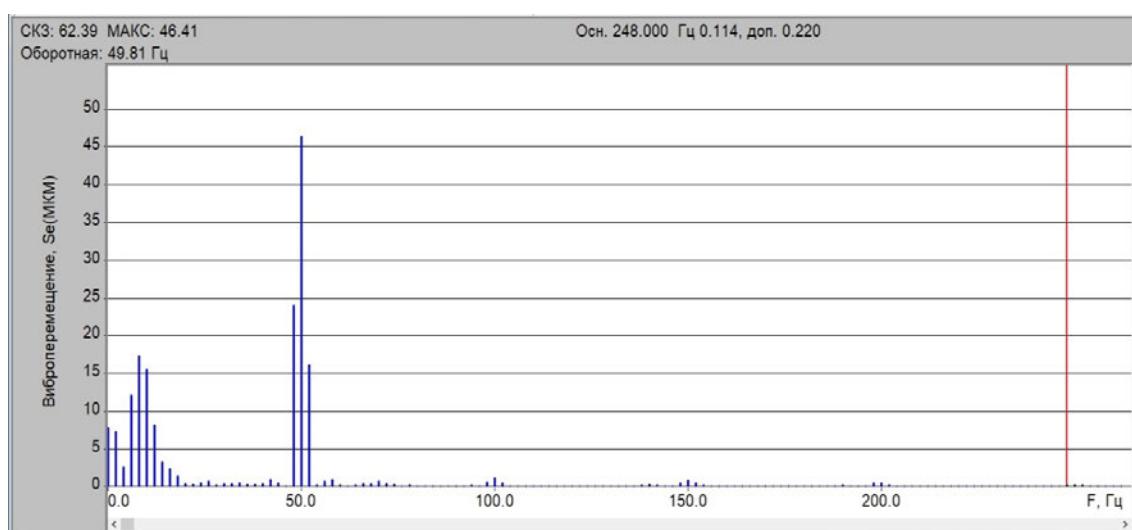


Рис. 3.28. Величина пятой гармоники 0,22 мкм

СКЗ виброперемещения будет равно:

$$s = \sqrt{s_{f_0}^2 + s_{2f_0}^2 + s_{3f_0}^2 + s_{4f_0}^2 + s_{5f_0}^2} = \sqrt{58,68^2 + 1,33^2 + 0,96^2 + 0,72^2 + 0,22^2} = \\ = 58,7 \text{ мкм.}$$

3.9.7 Диагноз по виброперемещению

Согласно нормативным значениям по ГОСТ 32106 [21] для электродвигателей с высотой центра менее 132 мм объект находится в зоне С/D – состояние «Недопустимо».

Наиболее вероятной причиной высокой вибрации является недостаточно жёсткое крепление двигателя, что при наличии дисбаланса (неуравновешенности) ротора привело к высокому уровню вибрации с частотой первой гармоники частоты вращения ротора.

Об ослаблении крепления свидетельствует СКЗ первой оборотной виброперемещения, которое составляет более 50 % от СКЗ виброперемещения во всей полосе частот. Наличие составляющих ниже половины первой гармоники частоты вращения подтверждает предположение о недостаточной жёсткости крепления.

3.9.8 Диагноз по результатам анализа спектра вибрации

Состояние.

В качестве критерия оценки состояния объекта согласно ГОСТ 32106 [21] для электродвигателей с высотой центра менее 132 мм выбраны уровни СКЗ виброускорения, виброскорости и виброперемещения (табл. 3.2).

Таблица 3.2

Сводные данные по результатам анализа

Параметр	Границы	Состояние	Норма	Реальное	Примечание
Виброускорение a_{rms} , м/с ²	A/B	Допустимо	6,5		
	B/C	ТПМ	8	10	ТПМ
	C/D	НДП	12		

Параметр	Границы	Состояние	Норма	Реальное	Примечание
Виброскорость v_{rms} , мм/с	A/B	Допустимо	2,8		
	B/C	ТПМ	4,5		
	C/D	НДП	7,1	17	НДП
Виброперемещение d_{rms} , мкм	A/B	Допустимо	9		
	B/C	ТПМ	14,1		
	C/D	НДП	23	62	НДП

Диагноз.

Поскольку уровень первой оборотной гармоники в спектре виброускорения превосходит уровни остальных гармоник и составляет более 50 % от СКЗ всего сигнала, то наиболее вероятной причиной высокого уровня виброускорения является неуравновешенность (дисбаланс) ротора электродвигателя.

Наиболее вероятной причиной высокого уровня виброскорости является дисбаланс (неуравновешенность) ротора, т. к. СКЗ первой оборотной виброскорости составляет более 50 % от СКЗ виброскорости во всей полосе частот.

Наиболее вероятной причиной высокого уровня виброперемещения является недостаточно жёсткое крепление двигателя, что при наличии дисбаланса (неуравновешенности) ротора привело к высокому уровню вибрации с частотой первой гармоники частоты вращения ротора.

Об ослаблении крепления свидетельствует СКЗ первой оборотной виброперемещения, которое составляет более 50 % от СКЗ виброперемещения во всей полосе частот. Наличие составляющих ниже половины первой гармоники частоты вращения подтверждает предположение о недостаточной жёсткости крепления.

Рекомендации:

1. Проверить балансировку другими методами.
2. Провести уравновешивание (балансировку) при необходимости.
3. Проверить жёсткость крепления двигателя.

3.10 ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

3.10.1 Средства

1. Компьютер.
2. База сигналов.
3. Специализированное программное обеспечение.

3.10.2 Порядок работы

1. Ознакомиться с производственной инструкцией по использованию программного обеспечения.
2. Выбрать из базы сигнал согласно номеру зачётной книжки.
3. Провести анализ сигнала (во временной и частотной областях).
4. Сохранить полученные результаты в виде рисунков и скриншотов.

3.10.3 Содержание и форма отчёта

1. Название работы и её цель.
2. Основные диагностические признаки и необходимые условия измерений.
3. Временные реализации, спектры и другие материалы, подтверждающие обнаружение дисбаланса.
4. Выводы: 1) состояние; 2) диагноз; 3) рекомендации.

3.11 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Методы обнаружения дисбаланса по ВА сигналу.
2. Условия измерений для обнаружения дисбаланса по ВА сигналу.
3. Диагностические признаки статического дисбаланса.
4. Диагностические признаки динамического дисбаланса.
5. Диагностические признаки моментного дисбаланса.
6. Каким физическим параметрам при дисбалансе пропорциональны виброускорение, выброскорость и виброперемещение?

7. На какой частоте или гармонике присутствует спектральная составляющая при статическом дисбалансе?
8. Каковы причины возникновения дисбаланса?
9. На какие типы условно можно разделить дисбалансы по специфике проявления в общей картине вибрации?
10. В чём состоит сущность статического дисбаланса?
11. В чём состоит сущность моментного дисбаланса?
12. В чём состоит сущность динамического дисбаланса?
13. Перечислите основные признаки дисбаланса.
14. В каком диапазоне частот и с каким разрешением по частоте необходимо производить анализ спектра ВА сигнала и почему?
15. Приведите формулу расчёта величины спектральной составляющей при размытии спектра.
16. По какой формуле рассчитывается виброскорость при известной величиневиброускорения на заданной частоте?
17. По какой формуле рассчитывается виброскорость при известной величине виброперемещения на заданной частоте?
18. По какой формуле рассчитывается виброперемещение при известной величине виброускорения на заданной частоте?
19. По какой формуле рассчитывается виброперемещение при известной величине виброскорости на заданной частоте?
20. По какой формуле рассчитывается СКЗ виброскорости при знании величин спектральных составляющих виброскорости?

4 РАСЦЕНТРОВКА

Цель работы: научиться определять наличие в агрегате несоосности по результатам анализа ВА сигналов.

Задачи:

1. Изучить причины несоосности.
2. Изучить методики выявления несоосности по ВА сигналу.
3. Изучить диагностические признаки несоосности.
4. Определить несоосность путём анализа ВА сигнала.

4.1 Общие сведения

Несоосностью (расцентровкой) называют состояние, при котором центральные оси соединённых валов не совпадают. Несоосность присутствует всегда, и её развитие (увеличение) часто служит причиной нарушения работоспособности агрегатов. Если центральные оси несоосных валов остаются при этом параллельными, то имеет место параллельная несоосность. Если центральные оси несоосных валов пересекаются в точке соединения, но не параллельны, тогда несоосность называется угловой. Почки все встречающиеся на практике несоосности машин являются комбинацией этих двух основных типов [1; 4; 5; 6; 7; 8; 22].

4.2 Причины несоосности

Несоосность обычно вызывается следующими причинами:

- неточной сборкой составных частей (двигателей, насосов и т. п.);
- относительным смешением составных частей после сборки;
- деформацией податливых опор;
- тепловым расширением конструкции машины;
- неперпендикулярностью торцов муфты осям валов;
- нежёсткостью основания.

Несоосность приводит к следующим проблемам:

- сильный износ и нагрев муфты;

- растрескивание вала вследствие усталости, вызванной изгибом;
- чрезмерное нагружение подшипников;
- преждевременный выход из строя подшипников;
- срез вала двигателя или машины.

4.3 ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ НЕСООСНОСТЬ

Параллельная несоосность (Рис. 4.1) создаёт как поперечную силу, так и изгибающий момент на связанном конце каждого вала. На подшипниках с каждой стороны муфты возникают высокие уровни вибрации на частоте $2f_0$, а также на f_0 в радиальном направлении, причём эти вибрации находятся в противофазе. Чаще всего составляющая $2f_0$ выше, чем f_0 . При чисто параллельной несоосности осевые вибрации на частотах f_0 и $2f_0$ невелики и также находятся в противофазе. Если скорость машины не является постоянной, то уровень виброускорения, вызванного дисбалансом, будет изменяться пропорционально квадрату скорости. В то же время уровень вибрации, вызванной несоосностью, не изменяется [1; 4; 5; 6; 7; 8; 22].

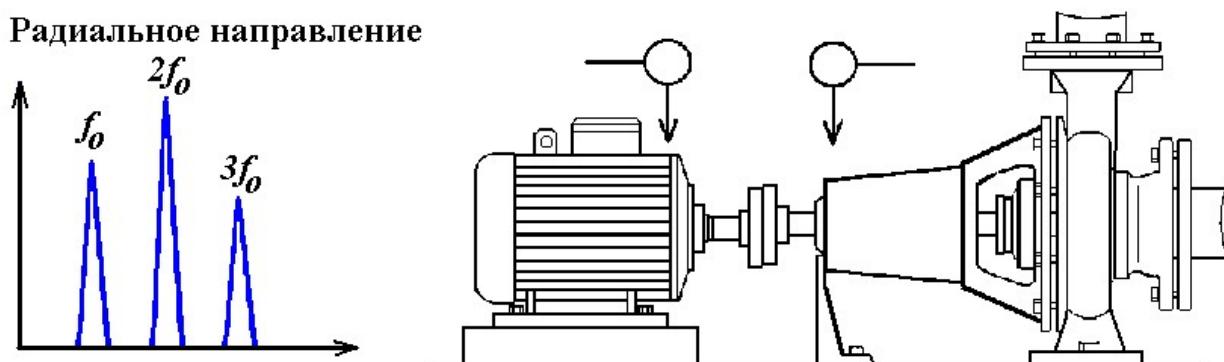


Рис. 4.1. Мaska спектра вибрации и схема параллельной несоосности

4.4 УГЛОВАЯ НЕСООСНОСТЬ

При угловой несоосности (Рис. 4.2) на каждом валу возникает изгибающий момент. Из-за этого создаются сильные осевые вибрации на частоте f_0 (а также некоторая вибрация на $2f_0$) на обоих подшипниках, находящие-

ся в противофазе. Кроме того, присутствуют достаточно сильные уровни радиальной и/или поперечной вибрации на f_0 и $2f_0$, которые имеют одинаковую фазу с двух сторон муфты. Обычно для несоосных соединений характерны также достаточно высокие осевые f_0 -уровни на подшипниках на других концах валов [1; 4; 5; 6; 7; 8; 22].

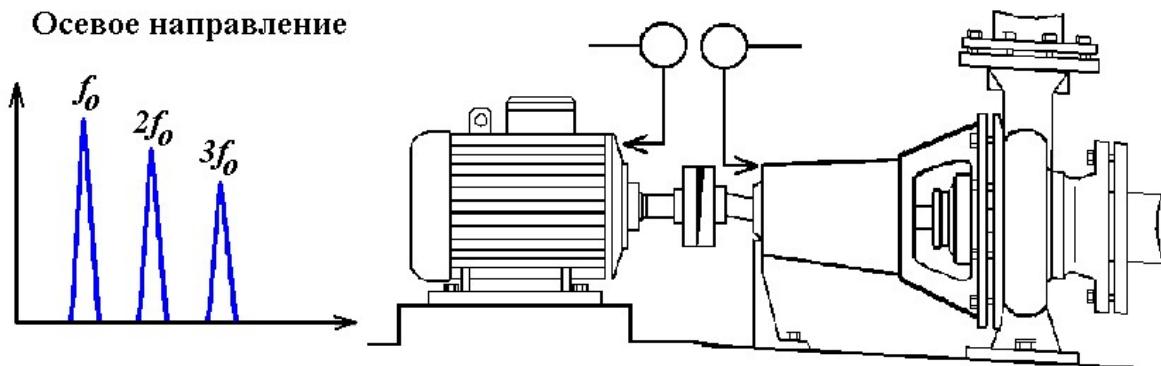


Рис. 4.2. Мaska спектра вибрации и схема угловой несоосности

4.5 ОБЩАЯ НЕСООСНОСТЬ

Большинство случаев несоосности является комбинацией двух описанных выше типов, а их диагностирование основано на преобладании $2f_0$ -пиков над f_0 -пиками в радиальной вибрации и на существовании сильных пиков на частоте f_0 , преобладающих над пиками $2f_0$ в осевой вибрации. При этом следует убедиться, что высокие осевые уровни f_0 не вызваны дисбалансом консольных роторов. В некоторых случаях появляется третья гармоника $3f_0$, которая может быть преобладающей [1; 4; 5; 6; 7; 8; 22].

4.6 НЕСООСНОСТЬ ПОСАДОЧНОГО МЕСТА ПОДШИПНИКА

Такая несоосность генерирует значительную вибрацию в осевом направлении с одновременным изгибом в вертикальной и/или горизонтальной плоскости. Аналогичный спектр возникает и на корпусе опоры (лапы) и подшипника (Рис. 4.3). Попытка устраниить дефект выравнивани-

ем линии валов или балансировкой ротора не решают проблемы. Подшипник должен быть снят и установлен в правильное посадочное место [1; 4; 5; 6; 7; 8; 22].

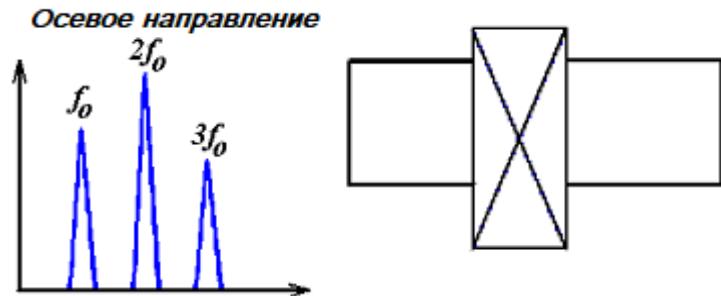


Рис. 4.3. Мaska спектра вибрации и схема несоосности посадочного места подшипника

4.7 ИЗГИБ ВАЛА

Вибрация агрегата в случае изгиба вала схожа с характеристикой несоосности, и их легко спутать. Изгиб вала электродвигателя обычно происходит из-за неравномерного нагрева ротора с плохим стержнем и вызывает на обоих подшипниках сильные осевые вибрации на частоте f_0 и $2f_0$, а также высокие радиальные и поперечные составляющие f_0 (Рис. 4.4). Компоненты f_0 на противоположных концах ротора будут иметь противоположные фазы.

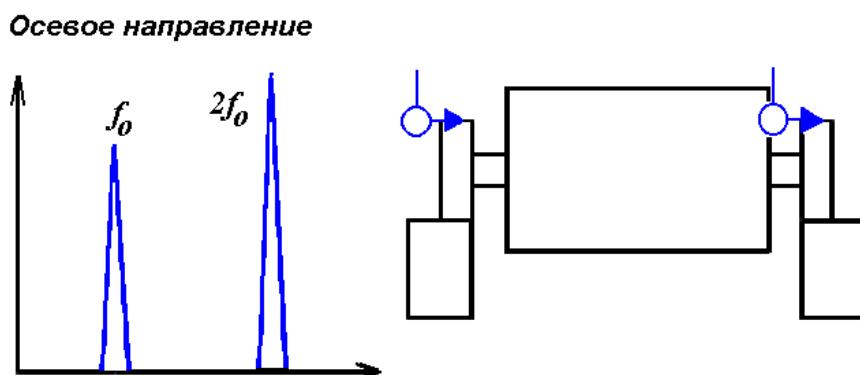


Рис. 4.4. Мaska спектра вибрации и схема измерений при изгибе вала

4.8 ВЛИЯНИЕ ТИПА МУФТЫ НА ВИБРАЦИЮ ПРИ НЕСООСНОСТИ

Картина вибраций на двух контролируемых подшипниках, возникающая при несоосности валов двух соединяемых механизмов (по подшипникам), зависит от многих параметров, но в наибольшей степени зависит от типа и конструкции соединительной муфты, её технического состояния.

Всё многообразие применяемых на практике соединительных муфт, исходя из основных конструктивных особенностей (имеется в виду их влияния на характер вибрации при расцентровке), можно свести в три основные группы:

- жёсткие муфты;
- гибкие муфты;
- подвижные муфты с гистерезисом.

Жёсткая муфта – это муфта, при помощи которой два разных вала объединяются практически в единое целое. После сборки жёстких муфт оси роторов обязательно будут всегда принудительно совпадать. Несоосность, т. е. некорректный монтаж «линии вала по подшипникам», при этом отсутствует. Она проявляется только в изменении величины и направления усилий, действующих на подшипники, деформирует «розу вибраций» в направлении некорректности в монтаже подшипников [1; 8].

При параллельной вертикальной несоосности происходит разгрузка опор, расположенных ниже, противоположные же опоры через муфту при этом нагружаются. При угловой вертикальной несоосности происходит перераспределение усилий на ближние и дальние подшипники, если считать от полумуфты. Если несоосность имеет горизонтальную ориентацию, то возникают соответствующие горизонтальные реакции.

Несоосность при жёстких муфтах и подшипниках скольжения не создаёт сама по себе возмущающих сил, не проявляется в спектре вибрации. Её влияние на вибрацию определяется изменением жёсткости смазочного слоя опорных подшипников вдоль зазора за счёт изменения опорных реакций.

Результатом этого достаточно простого заключения являются большие последствия – диагностировать несоосность валов, соединённых

жёсткой муфтой, при помощи методов спектральной вибродиагностики достаточно трудно. Если при монтаже муфты ремонтным службам удалось полностью исключить дефект монтажа типа «колено», то провести диагностирование по спектрам вибросигналов параллельную несоосность в жёсткой муфте очень сложно. Если «колено» в муфте хоть в малой степени присутствует, то диагностика возможна, но будет диагностироваться не несоосность, а интегральный специфический параметр, который можно условно определить как произведение несоосности на «колено». Это происходит потому, что сам дефект типа «колено» приводит к появлению в спектрах вибросигналов характерной картины и позволяет выявлять несоосность. При отсутствии дефекта монтажа муфты типа «колено» диагностику несоосности в жёсткой муфте можно всё-таки выполнить, но при этом её следует производить другими, более специфическими методами вибродиагностики, например, при помощи применения для диагностики синхронных или синхронизированных вибросигналов, регистрация которых является более сложной и требует более сложных приборов [1; 8].

Рассмотрим предпосылки возникновения в вибрации расцентрованной муфты с гистерезисом характерных гармоник, по которым проводится диагностирование несоосности по спектрам вибросигналов. На картину «чистой несоосности», наблюдаемой при наличии жёсткой муфты, будут накладываться динамические удары в моменты «переключения внутреннего зазора в муфте», когда полумуфты будут перемещаться во взаимно противоположные направления в диапазоне допустимого гистерезиса.

Такой характер ударов полумуфт друг о друга приводит к появлению во временном вибросигнале колебаний, симметричных относительно оси времени, т. е. появлению в спектре нечётных гармоник, наибольшее значение из которых, наряду с возросшей первой гармоникой, будет иметь третья гармоника. Пятую и седьмую можно наблюдать, но по своей величине они малы. Эти гармоники добавляются к первой гармонике оборотной частоты, имеющей место практически всегда, и ко второй, которая всегда свойственна несоосности.

Чётные гармоники оборотной частоты возникают обычно в моменты ударов, а поскольку при несоосности на один оборот приходится обычно

два удара, то преобладающей из чётных гармоник является вторая гармоника. Появление второй гармоники в сигнале достаточно хорошо объясняется при помощи анализа «розы вибраций», имеющей при несоосности два диаметрально противоположных максимума. Такая картина распределения вибраций может быть получена только при наложении вибраций двух гармоник, первой и второй, когда вторая гармоника модулирует первую. В итоге на суммарной вибрации появляются два пика [1; 8].

В спектре вибрации при несоосности валов механизмов, соединённых при помощи муфты с гистерезисом, часто происходит наложение гармоник от двух различных причин повышенной вибрации – несоосности и «механического ослабления». *Под механическим ослаблением здесь следует понимать наличие свободных зазоров в муфте, через пространство которых происходят постоянные соударения полумуфт.* Первопричиной соударений является несоосность.

Необходимо отметить, что наличие несоосности позволяет оценить состояние соединительных муфт с гистерезисом, т. е. с небольшим зазором между элементами полумуфт типа люфт. Удары, возникающие при несоосности, позволяют оценивать изношенность муфты и целостность конструктивных элементов. Картина проявления дефектов зависит от типа муфты, она различна в зубчатых, пальцевых, пружинных муфтах и т. д.

Наиболее наглядно несоосность показывает состояние зубчатой соединительной муфты, у которой из-за несоосности (первоначальной причины) произошёл значительный износ зубчатых пар, увеличились зазоры в зубчатых соединениях.

Обычно хорошо проявляются первые две гармоники оборотной частоты, свойственные сдвиговой несоосности; несколько меньшая по величине – третья гармоника.

До восьмой гармоники, и даже более – до двенадцатой, могут присутствовать гармоники, свойственные механическому ослаблению. По амплитуде эти гармоники примерно в два раза меньше гармоник от несоосности.

Такая спектральная картина говорит о достаточно сильном развитии серьёзного и опасного дефекта – износа зубчатого зацепления в муфте.

Текущее техническое состояние зубчатых пар не соответствует данному состоянию агрегата и его центровке. Если бы на спектре гармоники от ослабления почти сравнялись бы с гармониками от несоосности, то можно было бы говорить о почти полной деградации зубчатых пар в муфте [1; 4; 5; 6; 7; 8; 22].

В таких случаях следует или заменить муфту (её элементы), или добиться идеальной центровки, исключающей сдвиговые усилия в муфте.

4.9 ТИПОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ СИГНАЛА С ПРИЗНАКАМИ НЕСООСНОСТИ

При значительных нарушениях соосности валов (при отсутствии других дефектов) форма сигнала виброускорения носит почти периодический характер с небольшим уровнем амплитудных значений (Рис. 4.5). Форма сигнала виброскорости обычно имеет более детерминированный характер. По мере развития дефекта и изменения состояния оборудования количество гармоник может увеличиваться до 10 и более.

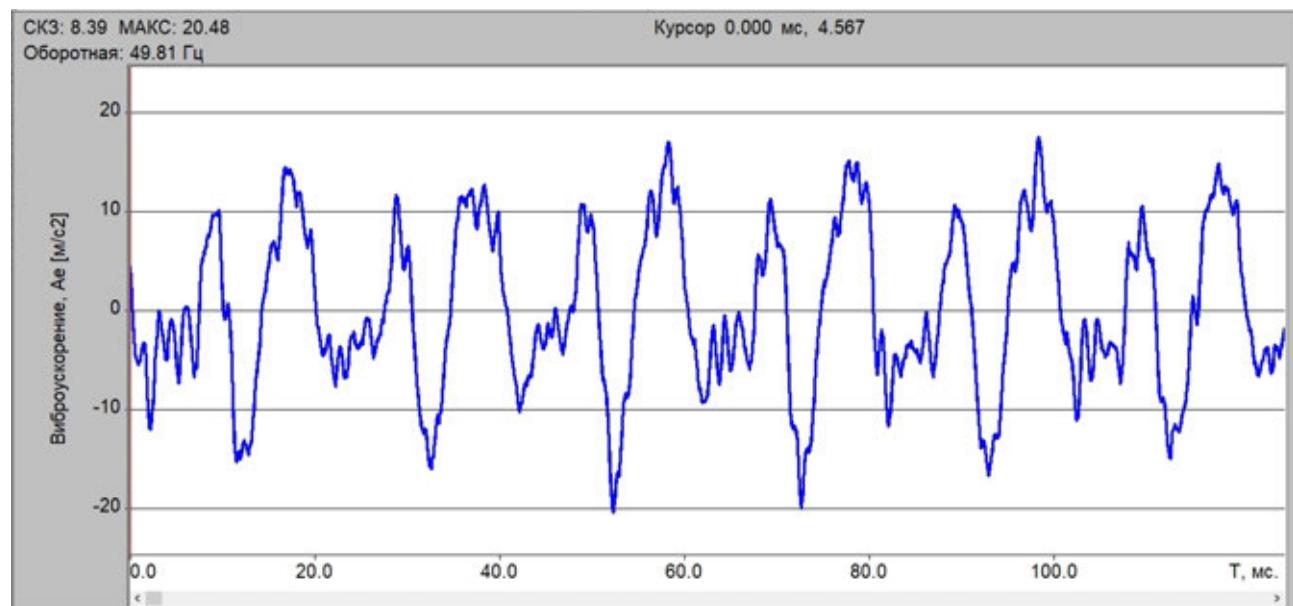


Рис. 4.5. Временная реализация вибrosигнала
с переднего подшипника электродвигателя

Спектр вибраакустического сигнала (Рис. 4.6), полученного с переднего подшипника электродвигателя, является классическим примером воз-

никновения несоосности (если спектральная составляющая с частотой 100 Гц не связана с другими дефектами).

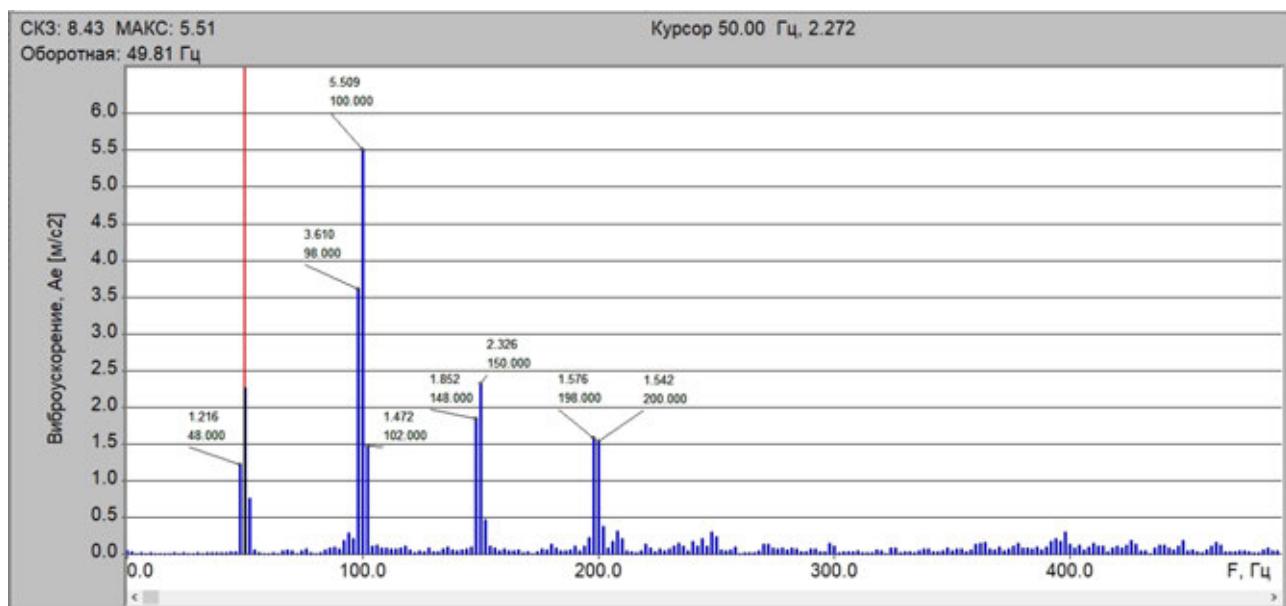


Рис. 4.6. Спектр виброускорения на переднем подшипнике двигателя

Спектральный анализ с высокой разрешающей способностью может подтвердить возникновение несоосности, если частота гармоники будет кратна именно частоте вращения, а не частоте сети, при этом именно уровень $2f_0$ свидетельствует о наличии несоосности. Необходимо обратить внимание на то, что из-за недостаточной разрешающей способности по частоте при анализе спектра энергия сигнала перераспределяется между составляющими 98 и 100 Гц, 148 и 150 Гц, 198 и 200 Гц при частоте вращения 49,64 Гц.

Спектр сигнала виброскорости (Рис. 4.7), полученный с датчика, который установлен на переднем подшипнике электродвигателя в радиальном направлении, достаточно хорошо отражает нарушение центровки. При этом амplitуды более высоких гармоник – 198 Гц, 298 Гц – существенно меньше амplitуды составляющей 100 Гц, указывающей на несоосность. В силу чего при диагностировании нарушения центровки лучше пользоваться параметром виброскорости. Наличие первой оборотной гармоники 50 Гц вызвано не только нарушением центровки, но и развитием дисбаланса ротора.

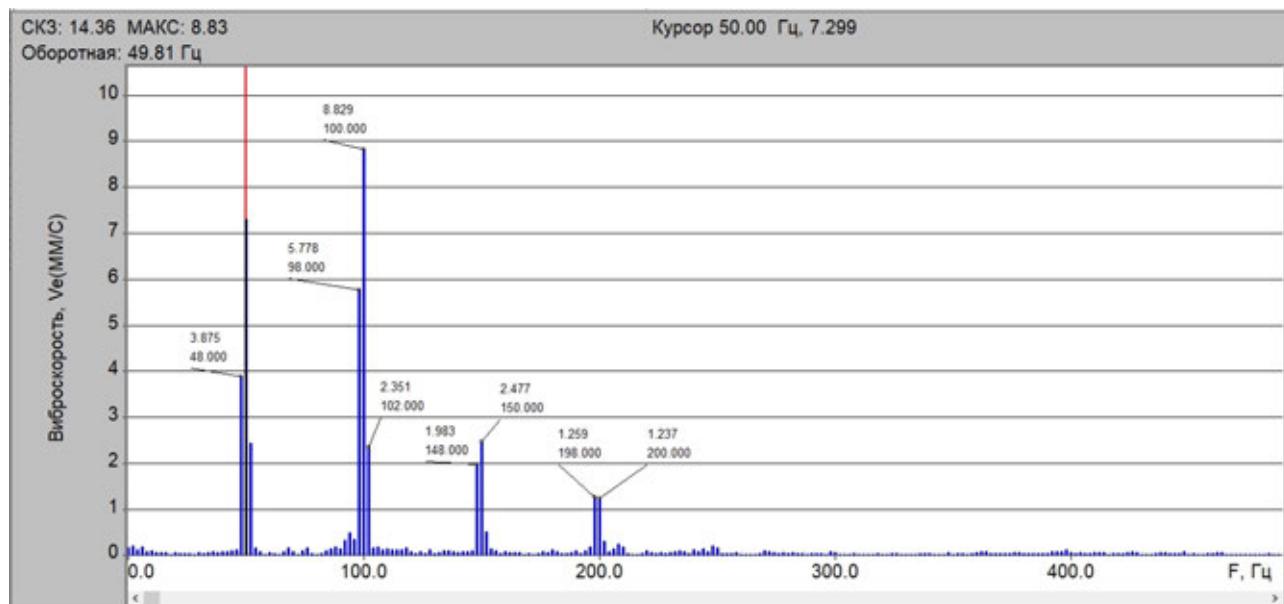


Рис. 4.7. Амплитудно-частотный спектр виброскорости на переднем подшипнике двигателя в радиально-поперечном направлении

Среднеквадратичное значение виброскорости, измеренной на корпусе подшипника в горизонтальном направлении в диапазоне частот 10...1000 Гц, в основном определяется амплитудой чётных оборотных гармоник, может достигать и существенно превышать 10 мм/с. Наличие случайных низкочастотных колебаний 5...15 Гц в спектре виброперемещения (Рис. 4.8) свидетельствует об ослаблении крепления двигателя к фундаменту, что и является причиной нарушения центровки.

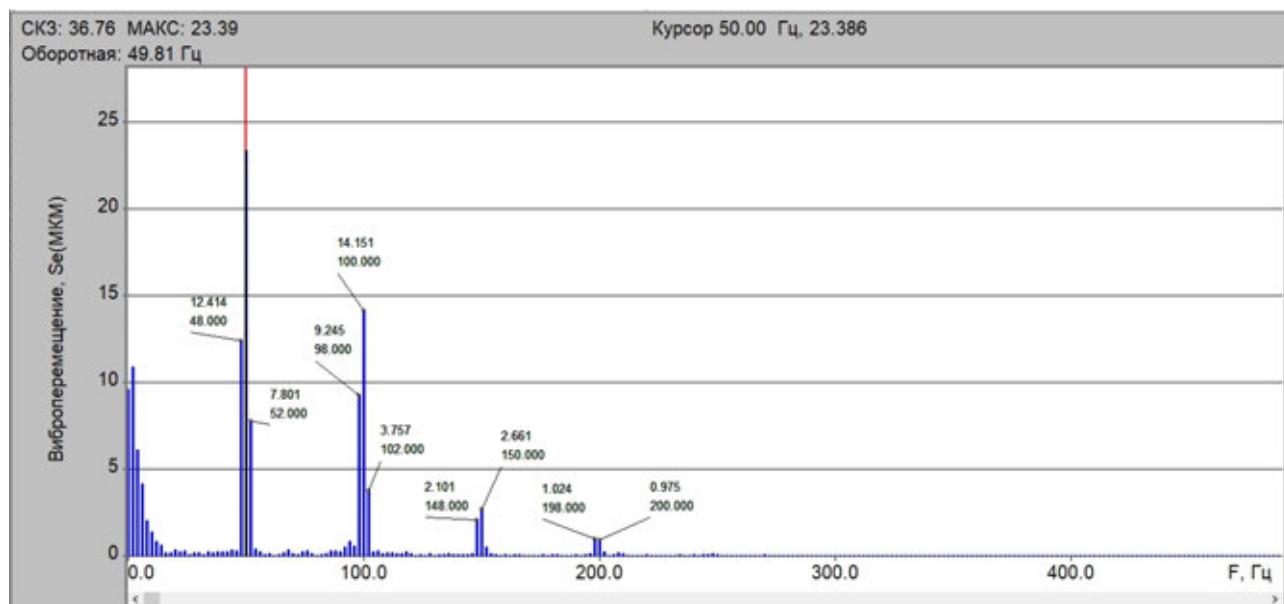


Рис. 4.8. Амплитудно-частотный спектр виброперемещения на переднем подшипнике двигателя в радиально-поперечном направлении

4.10 ПРИМЕР АНАЛИЗА СИГНАЛА № 1

4.10.1 Подготовка к анализу

Запускаем программу «Анализ». В меню «Сигнал» выбираем пункт меню «Загрузить из файла» ($Alt + F$), выбираем нужный файл варианта и нажимаем на кнопку «Открыть». Загруженный сигнал представляет собой временную реализацию вибрации, которым является сигнал с пьезоэлектрического датчика вибрации – ускорение вибрации (Рис. 4.9).

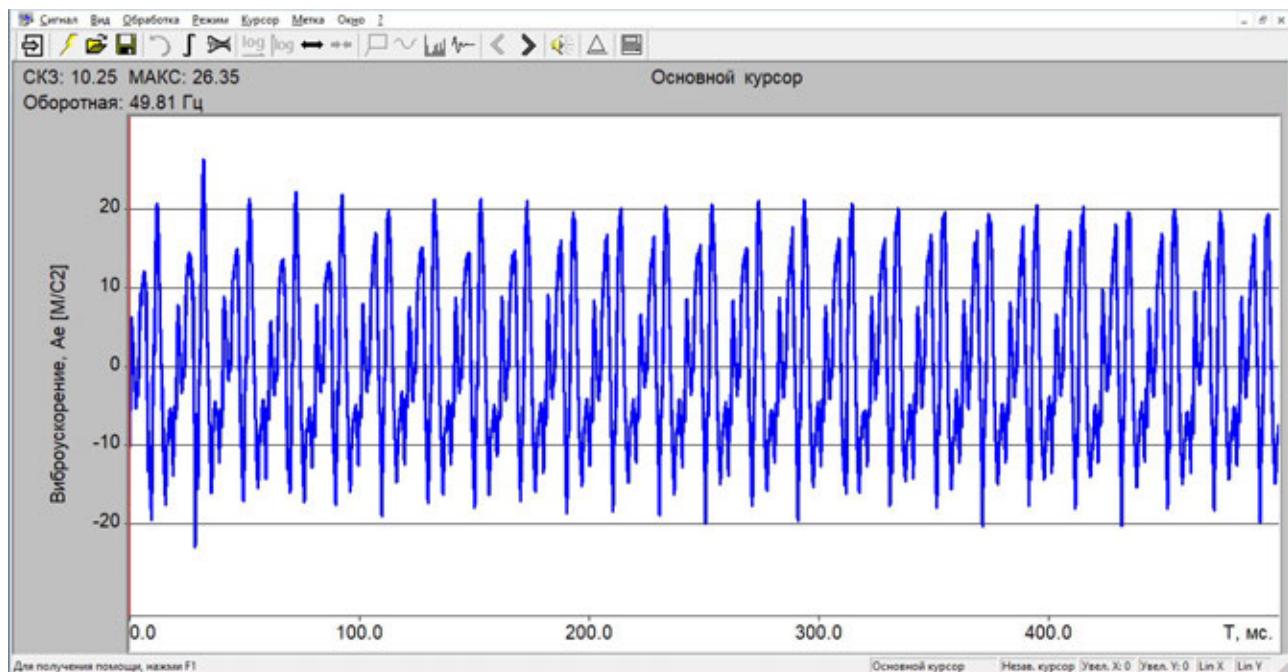


Рис. 4.9. Сигнал виброускорения с переднего подшипника электродвигателя

В меню программы «Курсор» выбираем раздел «Параметры». Устанавливаем галочку в строке «Точный курсор». После этого программа будет использовать значения спектральных составляющих из ряда Фурье, а не отображаемых на экране значений, которые могут объединяться для корректного отображения спектра.

Затем в меню «Режим» выбираем «Амплитудный спектр» ($Shift + S$) или нажимаем на иконку «Спектр» и получаем спектр виброускорения (Рис. 4.10).

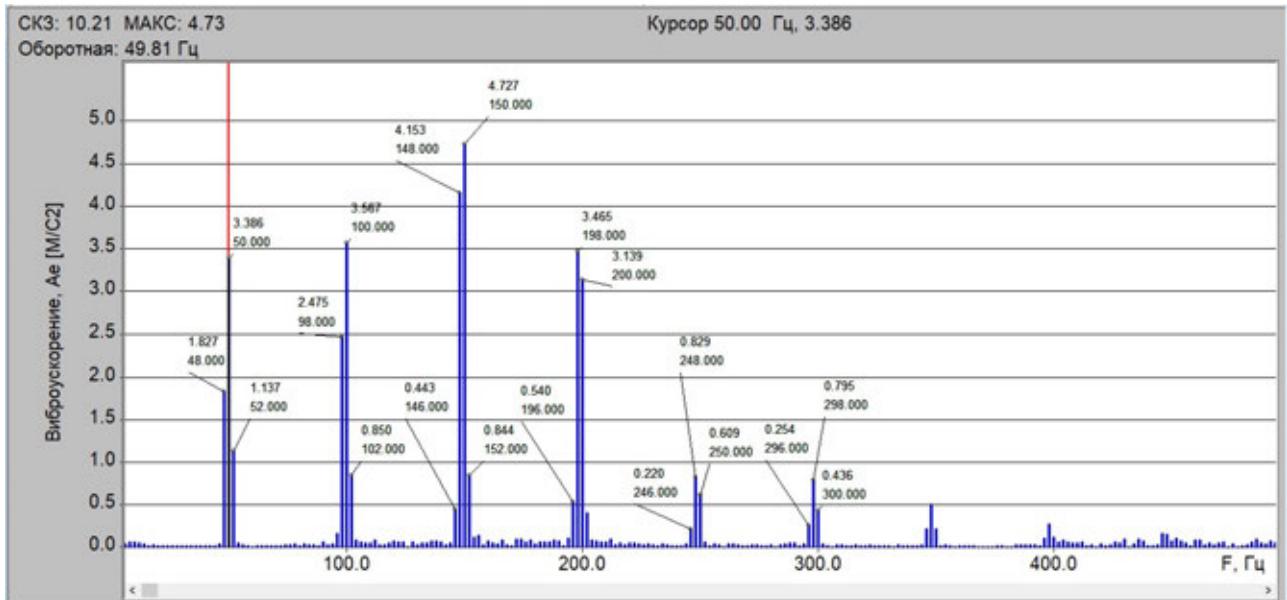


Рис. 4.10. Спектр сигнала с переднего подшипника электродвигателя

Установив курсор в начало спектра (на частоту 0 Гц), в меню «Вид» с помощью функций «Масштаб X» или иконок «Масштаб X» растягиваем спектр сигнала до 500 Гц. Изменение масштаба графика можно также производить с помощью «быстрых» сочетаний клавиш: Ctrl + стрелки «вправо» или «влево» и стрелки «вверх» или «вниз».

4.10.2 Анализ спектра виброускорения

Спектральный анализ с высокой разрешающей способностью может подтвердить возникновение несоосности, если частота гармоники будет кратна именно частоте вращения, а не частоте сети, при этом именно уровни составляющих $2f_0$ и $3f_0$ свидетельствуют о наличии несоосности.

Преобладающие частоты по спектру виброускорения (Рис. 4.10) с переднего подшипника двигателя с высотой оси вала менее 132 мм – 48, 50 и 52 Гц. Шаг по частоте между составляющими достаточно большой, поэтому принять решение о механической или электрической природе спектральных составляющих практически невозможно.

В спектре составляющая на $f = 48$ Гц больше составляющей на $f = 52$ Гц, что говорит о смещении пика спектра ниже частоты 50 Гц. На частоте 98 Гц составляющая меньше, чем на частоте 100 Гц, поскольку частота 100 Гц

ближе ко второй оборотной 99,62 Гц, чем частота 98 Гц. Таким образом, можно предположить, что на спектре отображены первая и вторая гармоники оборотной частоты.

Уровень (СКЗ) оборотной виброускорения вычисляется как

$$a_{f_0} = \sqrt{a_{48}^2 + a_{50}^2 + a_{52}^2} = \sqrt{1,827^2 + 3,386^2 + 1,137^2} = 4,01 \text{ м/с}^2.$$

Устанавливаем курсор на спектральную составляющую с частотой 46 Гц, в меню «Курсор» программы выбираем тип курсора «Полосовой», нажимаем три раза на клавишу «стрелка вправо» (выбираем три спектральные составляющие для определения величины СКЗ полосы частот от 48 до 52 Гц) (рис. 4.11).

В поле над графиком считываем частоту «Осн. 46.000 Гц 0.036, доп. 4.012»: величина сигнала на частоте 46 Гц составляет 0,036 м/с², дополнительно в полосе от 48 до 52 Гц уровень сигнала (СКЗ) составляет 4,012 м/с². Таким образом, расчёт a_{f_0} произведен правильно (Рис. 4.11).

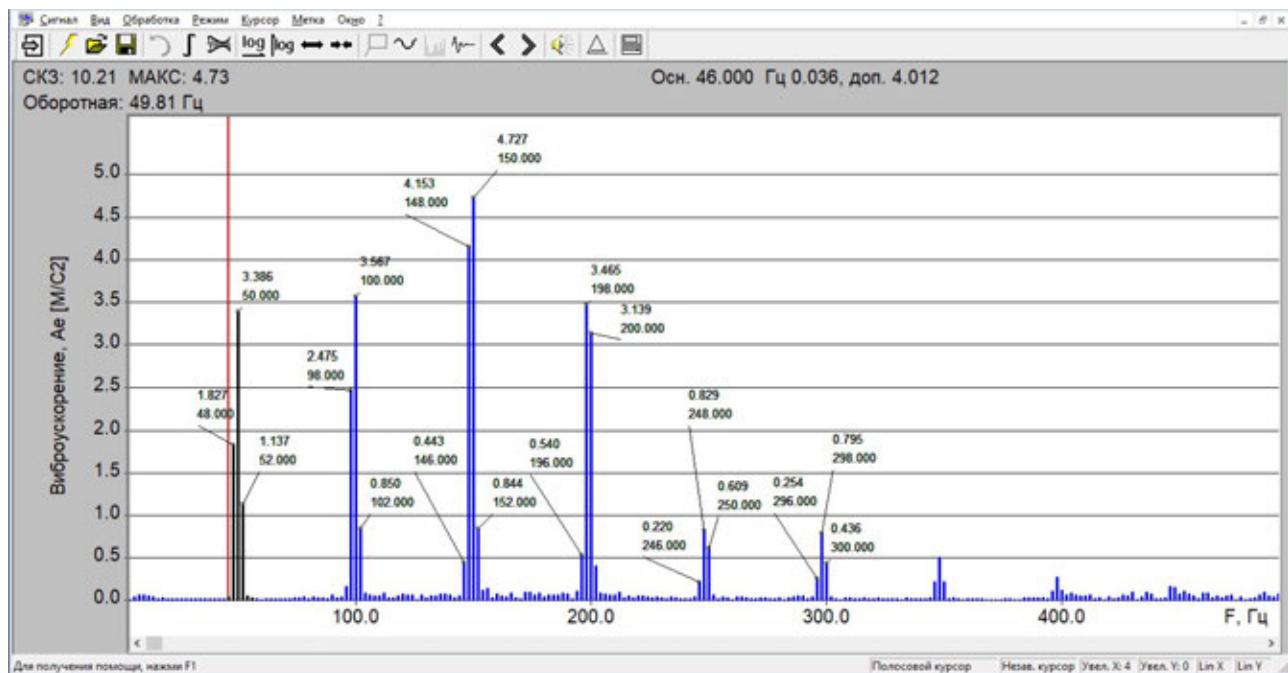


Рис. 4.11. Амплитудно-частотный спектр вибросигнала с переднего подшипника электродвигателя. Величина первой гармоники частоты вращения виброускорения 4,012 м/с²

Рассчитаем величину второй гармоники:

$$a_{2f_0} = a_{98} = \sqrt{a_{98}^2 + a_{100}^2 + a_{102}^2} = \sqrt{2,475^2 + 3,567^2 + 0,85^2} = 4,42 \text{ м/с}^2.$$

С помощью полосового курсора проверим расчёты (Рис. 4.12).

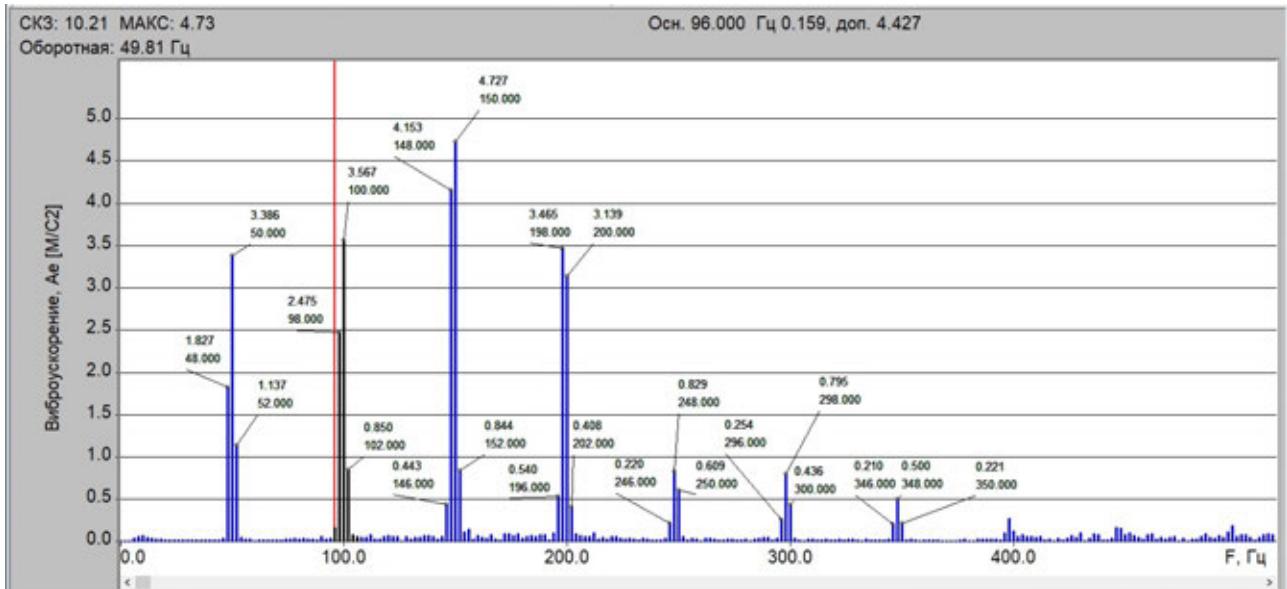


Рис. 4.12. Величина второй гармоники $4,427 \text{ м/с}^2$

Вычислим величину третьей гармоники:

$$a_{3f_0} = a_{148} = \sqrt{a_{146}^2 + a_{148}^2 + a_{150}^2 + a_{152}^2} = \sqrt{0,443^2 + 4,153^2 + 4,727^2 + 0,844^2} = \\ = 6,36 \text{ м/с}^2.$$

С помощью полосового курсора проверим расчёты (Рис. 4.13).

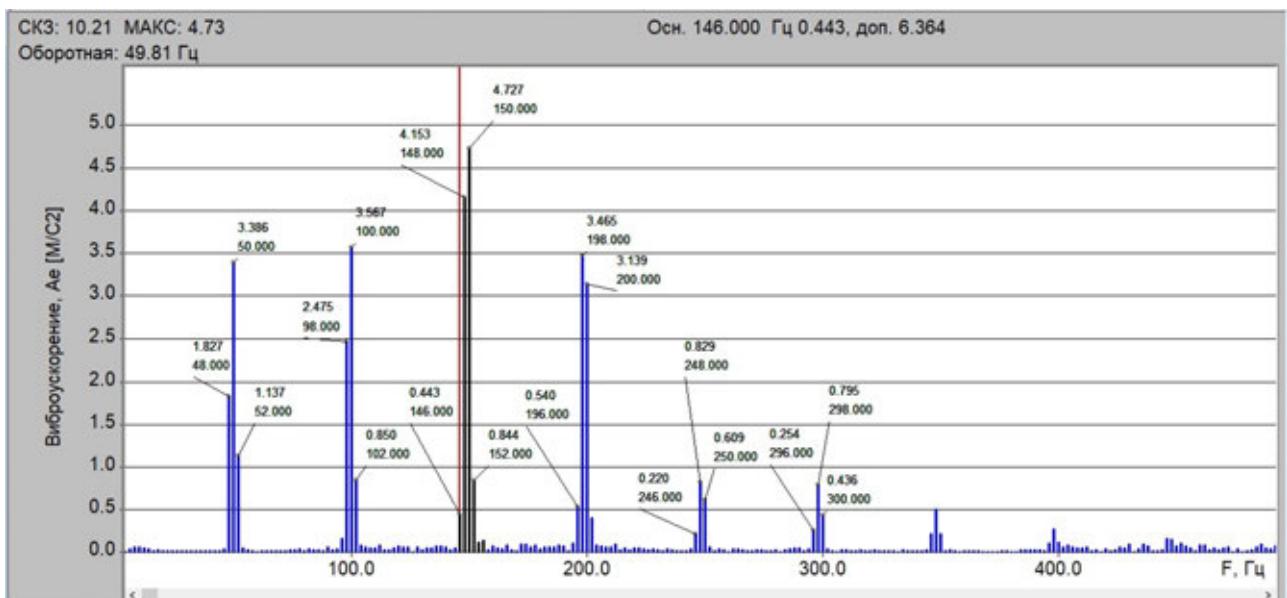


Рис. 4.13. Величина третьей гармоники $6,364 \text{ м/с}^2$

Определим величину четвёртой гармоники:

$$a_{4f_0} = a_{198} = \sqrt{a_{196}^2 + a_{198}^2 + a_{200}^2 + a_{202}^2} = \sqrt{0,54^2 + 3,465^2 + 3,139^2 + 0,41^2} = \\ = 4,72 \text{ м/с}^2.$$

С помощью полосового курсора проверим расчёты (Рис. 4.14).

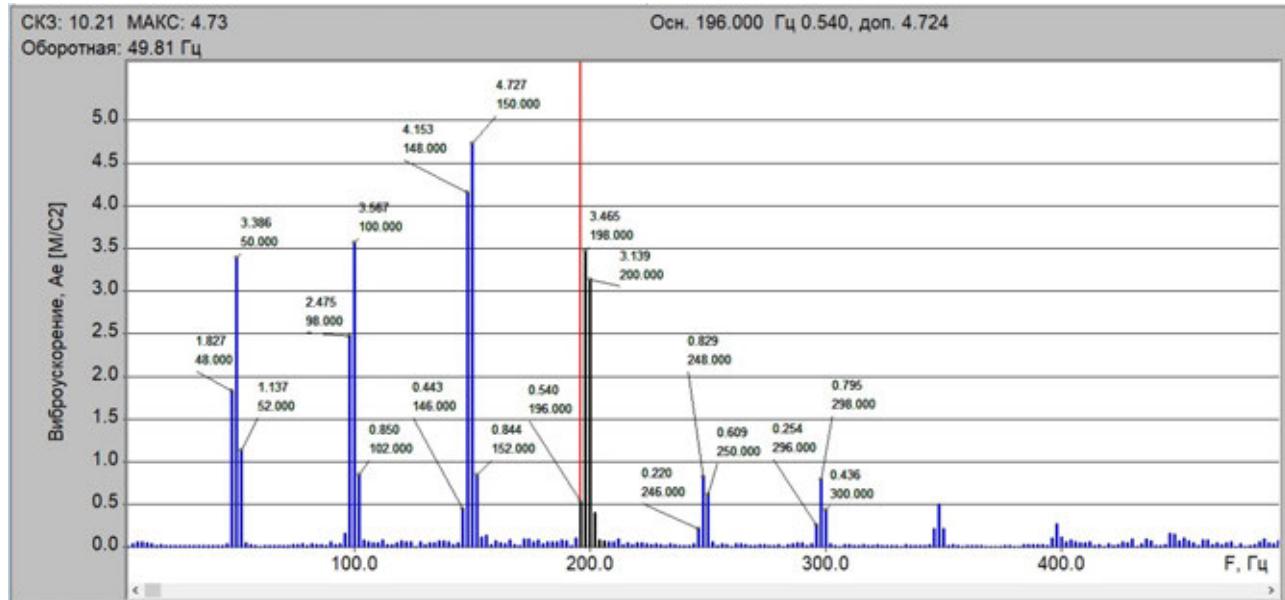


Рис. 4.14. Величина четвёртой гармоники 4,724 м/с²

Рассчитаем величину пятой гармоники:

$$a_{5f_0} = a_{248} = \sqrt{a_{248}^2 + a_{250}^2 + a_{252}^2} = \sqrt{0,22^2 + 0,829^2 + 0,609^2} = 1,05 \text{ м/с}^2.$$

С помощью полосового курсора проверим расчёты (Рис. 4.15).

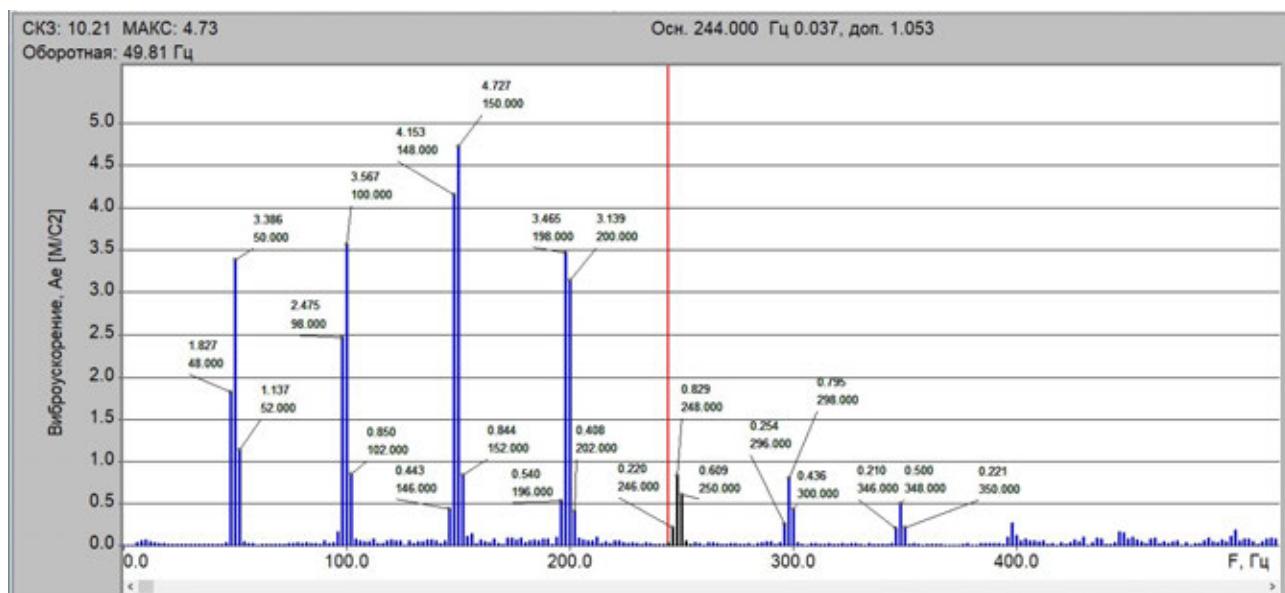


Рис. 4.15. Величина пятой гармоники 1,053 м/с²

Оценим величину шестой гармоники:

$$a_{6f_0} = a_{298} = \sqrt{a_{296}^2 + a_{298}^2 + a_{300}^2} = \sqrt{0,254^2 + 0,795^2 + 0,436^2} = 0,94 \text{ м/с}^2.$$

С помощью полосового курсора проверим расчёты (Рис. 4.16).

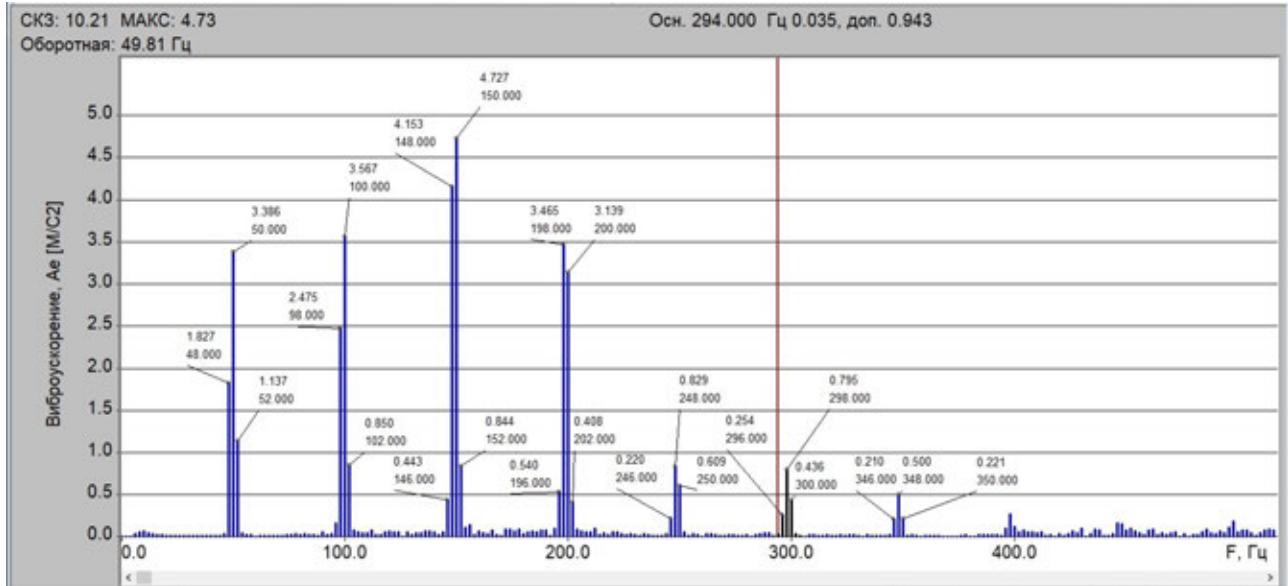


Рис. 4.16. Величина шестой гармоники $0,943 \text{ м/с}^2$

Определим величину седьмой гармоники:

$$a_{7f_0} = a_{348} = \sqrt{a_{346}^2 + a_{348}^2 + a_{350}^2} = \sqrt{0,21^2 + 0,5^2 + 0,221^2} = 0,59 \text{ м/с}^2.$$

С помощью полосового курсора проверим расчёты (Рис. 4.17).

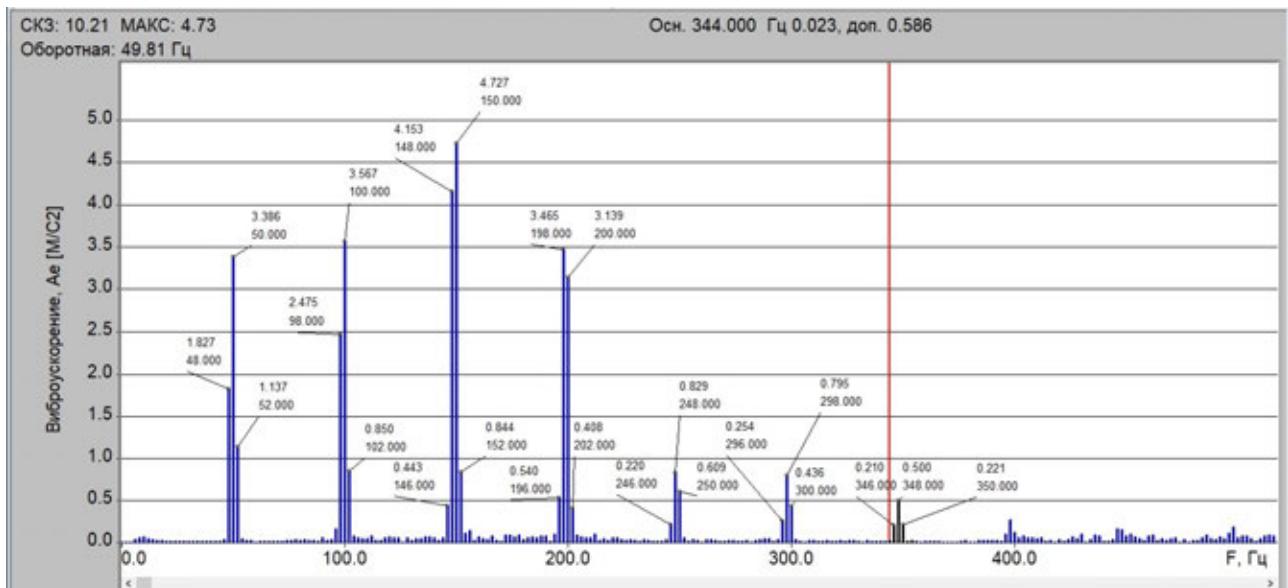


Рис. 4.17. Величина седьмой гармоники $0,586 \text{ м/с}^2$

СКЗ виброускорения будет равно:

$$a = \sqrt{a_{f_0}^2 + a_{2f_0}^2 + a_{3f_0}^2 + a_{4f_0}^2 + a_{5f_0}^2 + a_{6f_0}^2 + a_{7f_0}^2} = \\ = \sqrt{4,01^2 + 4,42^2 + 6,36^2 + 4,72^2 + 1,05^2 + 0,94^2 + 0,59^2} = 10,04 \text{ м/с}^2.$$

Отличие рассчитанного значения от величины $10,21 \text{ м/с}^2$, полученной в программе анализа спектра, обусловлено ограниченным количеством спектральных составляющих, по которым определялось СКЗ виброускорения (Рис. 4.18).

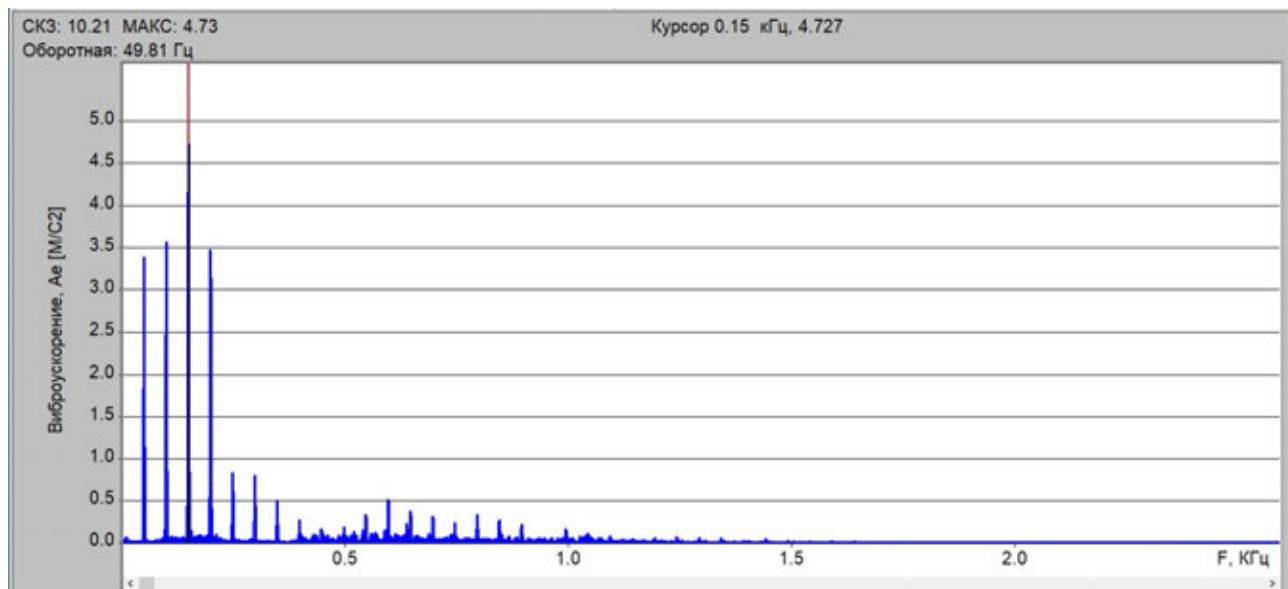


Рис. 4.18. Полный спектр сигнала виброускорения в полосе до 2500 Гц

Оценим уровни гармонических составляющих:

$$a = \sqrt{a_{2f_0}^2 + a_{3f_0}^2} = \sqrt{4,42^2 + 6,36^2} = 7,75 \text{ м/с}^2.$$

Величина СКЗ второй и третьей оборотных гармоник превышает уровень первой гармоники и составляет более 50 % от СКЗ во всей полосе частот, что свидетельствует о несоосности валов.

4.10.3 Диагноз по виброускорению

Согласно нормативным значениям по ГОСТ 32106 [21] для электродвигателей с высотой центра менее 132 мм объект находится в зоне В/С – состояние «Требует принятия мер».

4.10.4 Анализ спектра виброскорости

В меню «Обработка» выбираем функцию «Интегратор» (Ctrl + I) или нажимаем на иконку  и производим интегрирование сигнала виброускорения для получения спектра виброскорости.

Для упрощения расчётов лучше подставлять целые значения частот, если частота кратна примерно 25 или 50 Гц. Так, при частоте оборотной 49,8 Гц для расчётов правильнее использовать частоту 50 Гц, а не 48 Гц. Используя формулу (3.1), рассчитаем величину первой оборотной гармоники виброскорости:

$$v_f = \frac{a_f}{2\pi f}, v_{f_0} = v_{50} = \frac{a_{f_0}}{2\pi \cdot 50} = \frac{4,01}{2\pi \cdot 50} = 12,8 \text{ мм/с.}$$

С помощью полосового курсора проверим величину первой гармоники (Рис. 4.19).

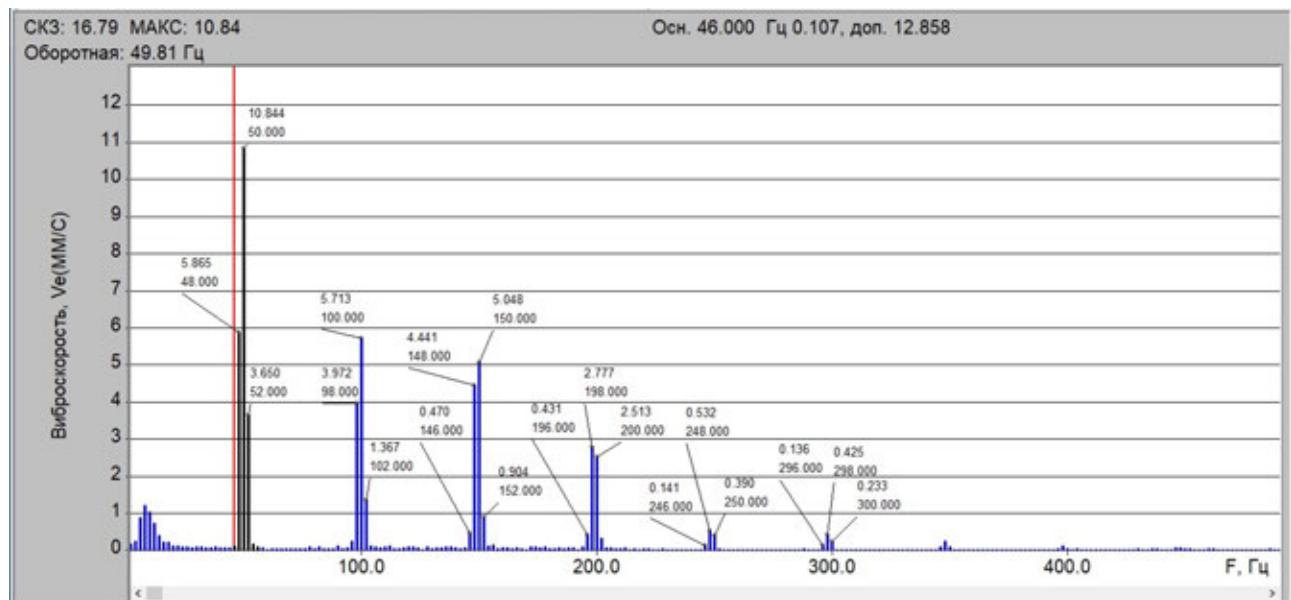


Рис. 4.19. Величина первой гармоники виброскорости 12,858 мм/с

Определим величину второй гармоники:

$$v_{2f_0} = v_{100} = \frac{a_{2f_0}}{2\pi \cdot 100} = \frac{4,42}{2\pi \cdot 100} = 7,04 \text{ мм/с}$$

или

$$v_{2f_0} = v_{100} = \sqrt{v_{98}^2 + v_{100}^2 + v_{100}^2} = \sqrt{3,972^2 + 5,713^2 + 1,367^2} = 7,09 \text{ мм/с.}$$

С помощью полосового курсора проверим расчёты (Рис. 4.20).

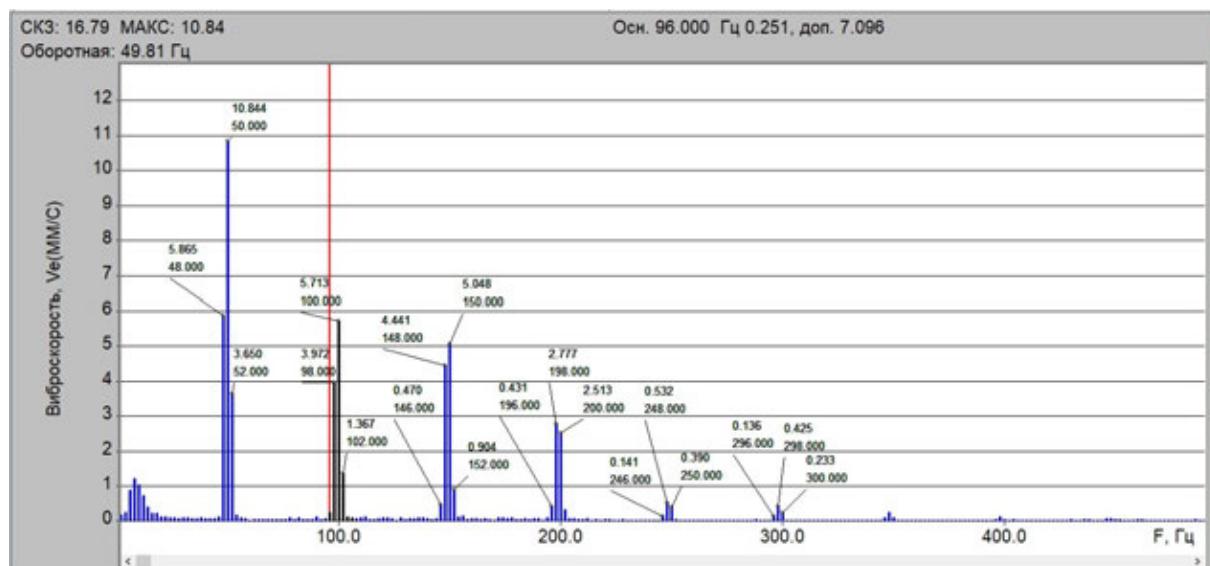


Рис. 4.20. Величина второй гармоники виброскорости 7,096 мм/с

Вычислим величину третьей гармоники, а затем с помощью полосового курсора проверим её по спектру (Рис. 4.21):

$$v_{3f_0} = v_{150} = \frac{a_{3f_0}}{2\pi \cdot 150} = \frac{6,36}{2\pi \cdot 150} = 6,75 \text{ мм/с.}$$

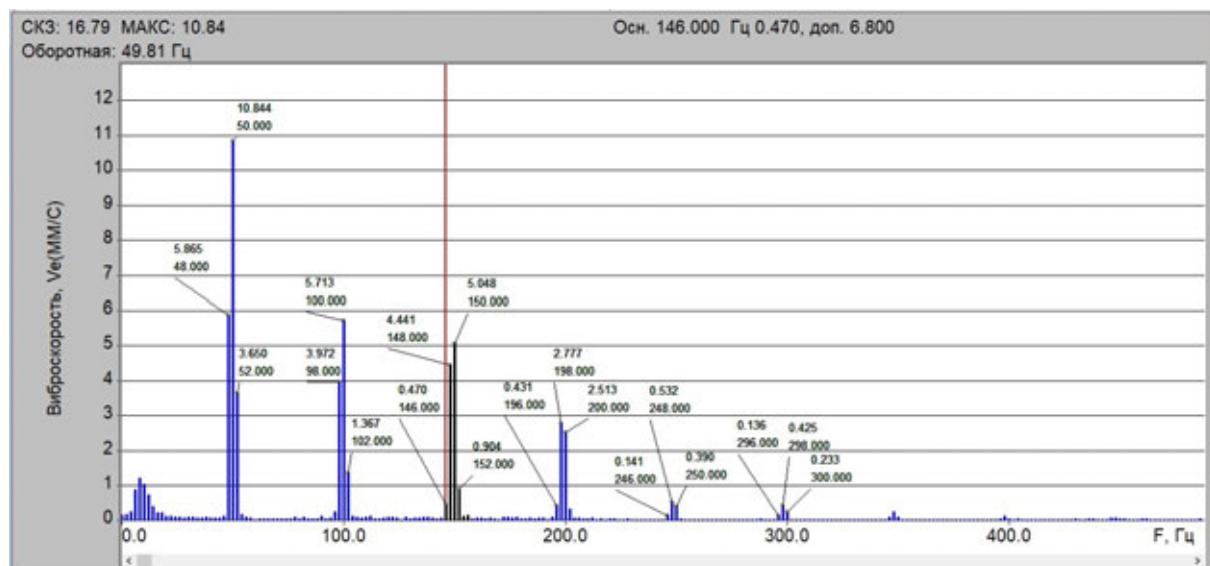


Рис. 4.21. Величина третьей гармоники виброскорости 6,8 мм/с

Оценим величину четвёртой гармоники, а затем с помощью полосового курсора проверим её по спектру (Рис. 4.22):

$$v_{4f_0} = v_{200} = \frac{a_{4f_0}}{2\pi \cdot 200} = \frac{4,72}{2\pi \cdot 200} = 3,76 \text{ MM/c.}$$

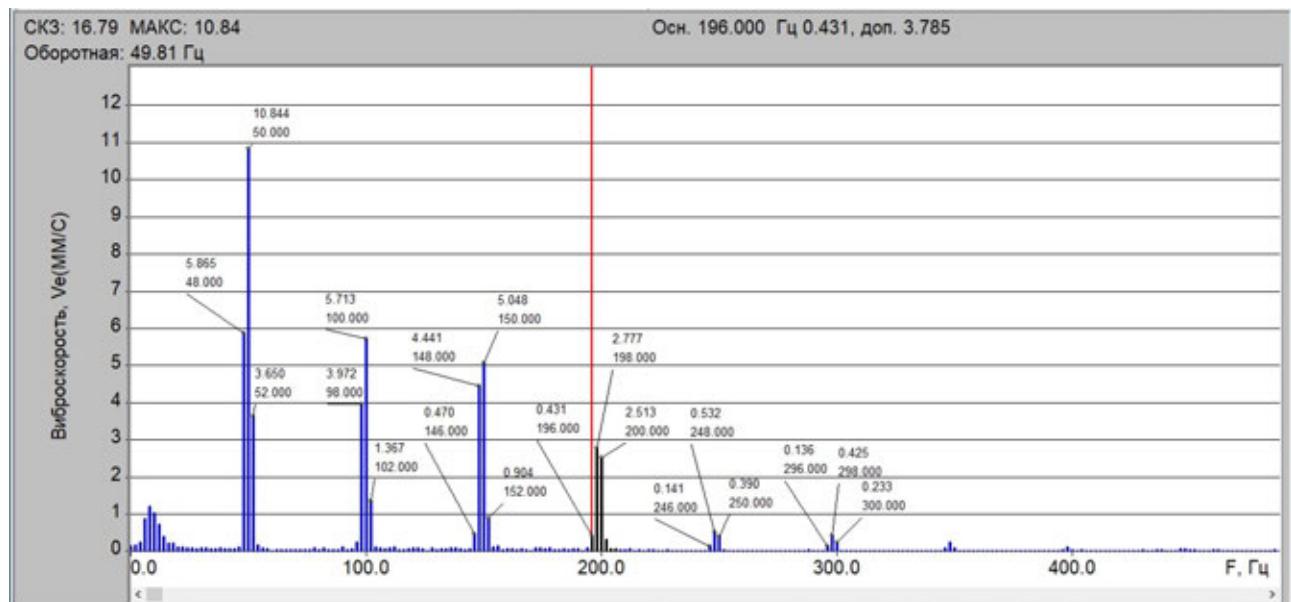


Рис. 4.22. Величина четвёртой гармоники выброскорости 3,785 мм/с

Рассчитаем величины пятой гармоники:

$$v_{5f_0} = v_{250} = \frac{a_{5f_0}}{2\pi \cdot 250} = \frac{1,05}{2\pi \cdot 250} = 0,67 \text{ MM/c},$$

шестой гармоники:

$$v_{6f_0} = v_{300} = \frac{a_{6f_0}}{2\pi \cdot 300} = \frac{0,94}{2\pi \cdot 300} = 0,5 \text{ MM/c,}$$

седьмой гармоники:

$$v_{7f_0} = v_{350} = \frac{a_{7f_0}}{2\pi \cdot 350} = \frac{0,27}{2\pi \cdot 350} = 0,27 \text{ MM/c.}$$

Исходя из этих данных можно оценить СКЗ виброскорости:

$$\nu = \sqrt{\nu_{f_0}^2 + \nu_{2f_0}^2 + \nu_{3f_0}^2 + \nu_{4f_0}^2 + \nu_{5f_0}^2 + \nu_{6f_0}^2 + \nu_{7f_0}^2} = \\ = \sqrt{12,77^2 + 7,04^2 + 6,75^2 + 3,76^2 + 0,67^2 + 0,5^2 + 0,27^2} = 16,5 \text{ мм/с.}$$

Рассчитаем уровень второй и третьей гармоник:

$$\nu = \sqrt{\nu_{2f_0}^2 + \nu_{3f_0}^2} = \sqrt{7,04^2 + 6,75^2} = 9,76 \text{ мм/с.}$$

4.10.5 Диагноз по виброскорости

Согласно нормативным значениям по ГОСТ 32106 [21] для электродвигателей с высотой центра менее 132 мм объект находится в зоне С/Д – состояние «Недопустимо».

Наиболее вероятной причиной высокой вибрации является расцентровка валов (несоосность) электродвигателя и потребителя (насоса), т. к. СКЗ второй и третьей гармоник оборотной частоты виброскорости (9,76 мм/с) составляет более 50 % от СКЗ виброскорости первой оборотной (12,77 мм/с) и во всей полосе частот (16,8 мм/с). Высокий уровень первой оборотной f_0 свидетельствует о наличии остаточного дисбаланса и, возможно, о недостаточной жёсткости крепления.

4.10.6 Анализ спектра виброперемещения

В меню «Обработка» выбираем функцию «Интегратор» ($\text{Ctrl} + \text{I}$) или нажимаем на иконку  и производим интегрирование сигнала виброскорости для получения спектра виброперемещения.

Используя формулу (3.2), рассчитаем величину первой оборотной гармоники в виброперемещении по

$$s_f = \frac{\nu_f}{2\pi f}, s_{f_0} = s_{50} = \frac{\nu_{f_0}}{2\pi \cdot 50} = \frac{12,77}{2\pi \cdot 50} = 40,93 \text{ мкм.}$$

С помощью полосового курсора проверим величину гармоники (Рис. 4.23).

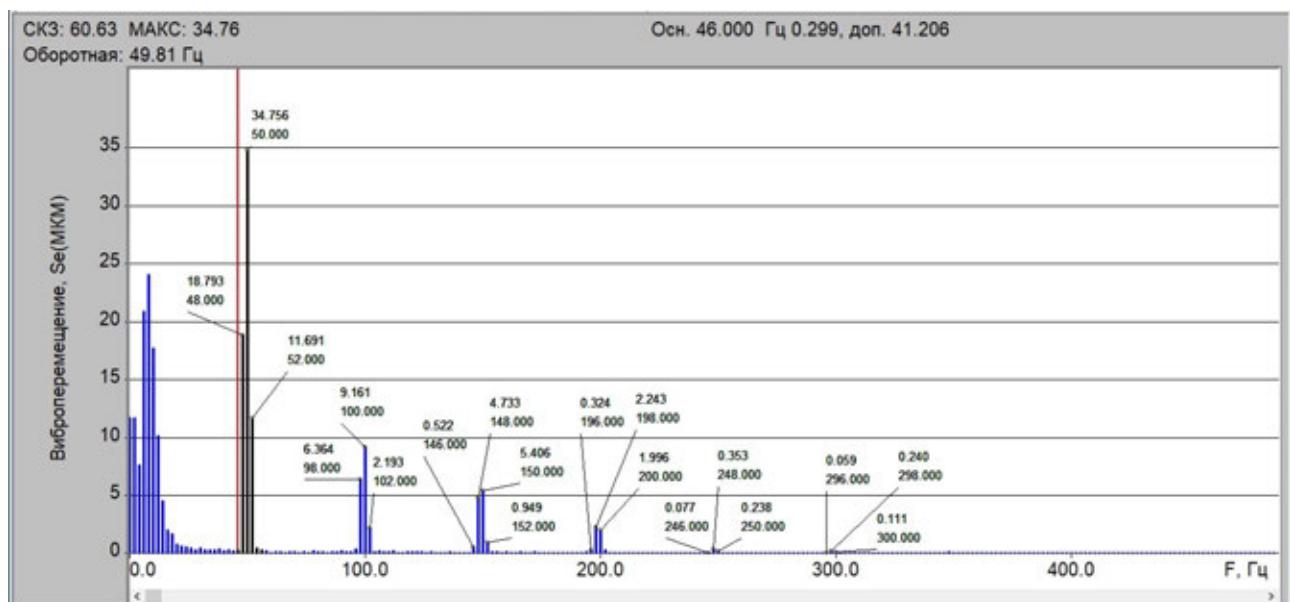


Рис. 4.23. Величина первой гармоники 41,2 мкм

Определим величину второй гармоники, а затем с помощью полосового курсора проверим её по спектру (Рис. 4.24):

$$s_{2f_0} = s_{100} = \frac{v_{2f_0}}{2\pi \cdot 100} = \frac{7,09}{2\pi \cdot 100} = 11,3 \text{ мкм.}$$

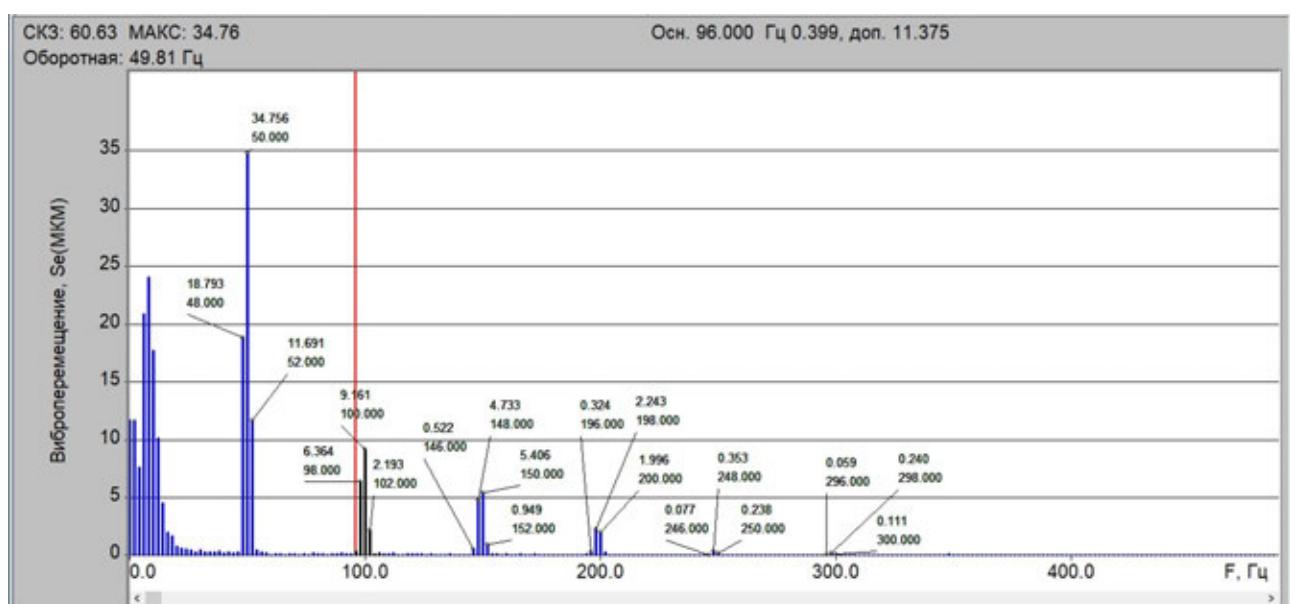


Рис. 4.24. Величина второй гармоники 11,375 мкм

Вычислим величину третьей гармоники, а затем с помощью полосового курсора проверим её по спектру (Рис. 4.25):

$$S_{3f_0} = S_{150} = \frac{v_{3f_0}}{2\pi \cdot 150} = \frac{6,36}{2\pi \cdot 150} = 6,75 \text{ мкм.}$$

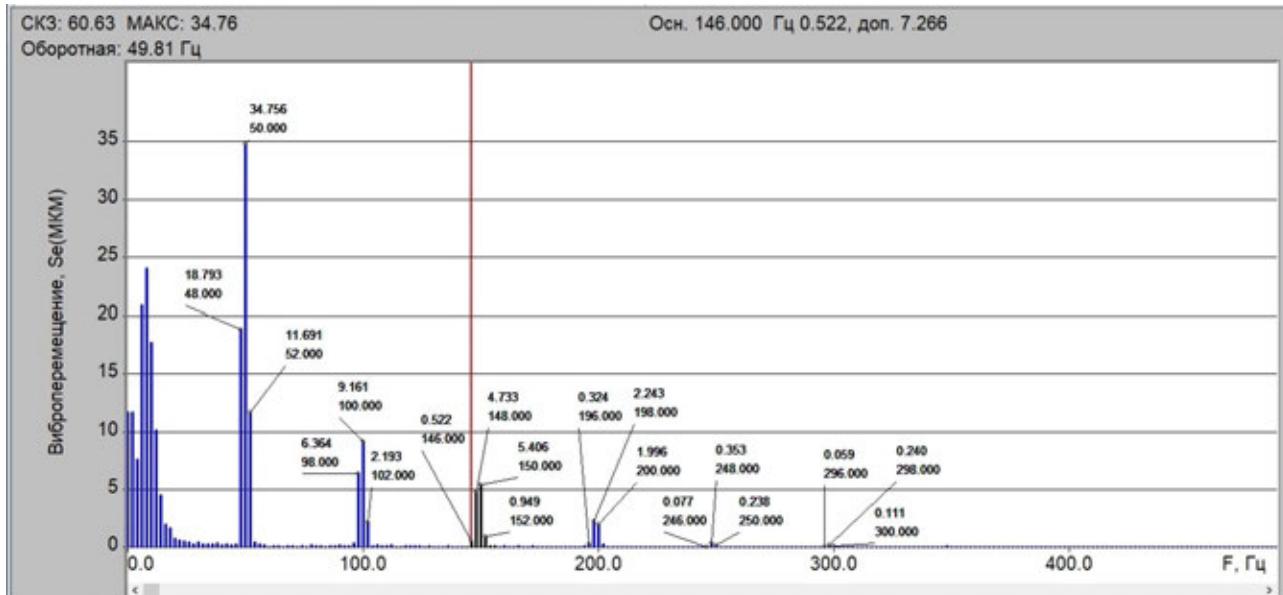


Рис. 4.25. Величина третьей гармоники 7,266 мкм

Рассчитаем величину четвёртой гармоники, а затем с помощью полосового курсора проверим её по спектру (Рис. 4.26):

$$S_{4f_0} = S_{200} = \frac{v_{4f_0}}{2\pi \cdot 200} = \frac{3,78}{2\pi \cdot 200} = 3,01 \text{ мкм.}$$

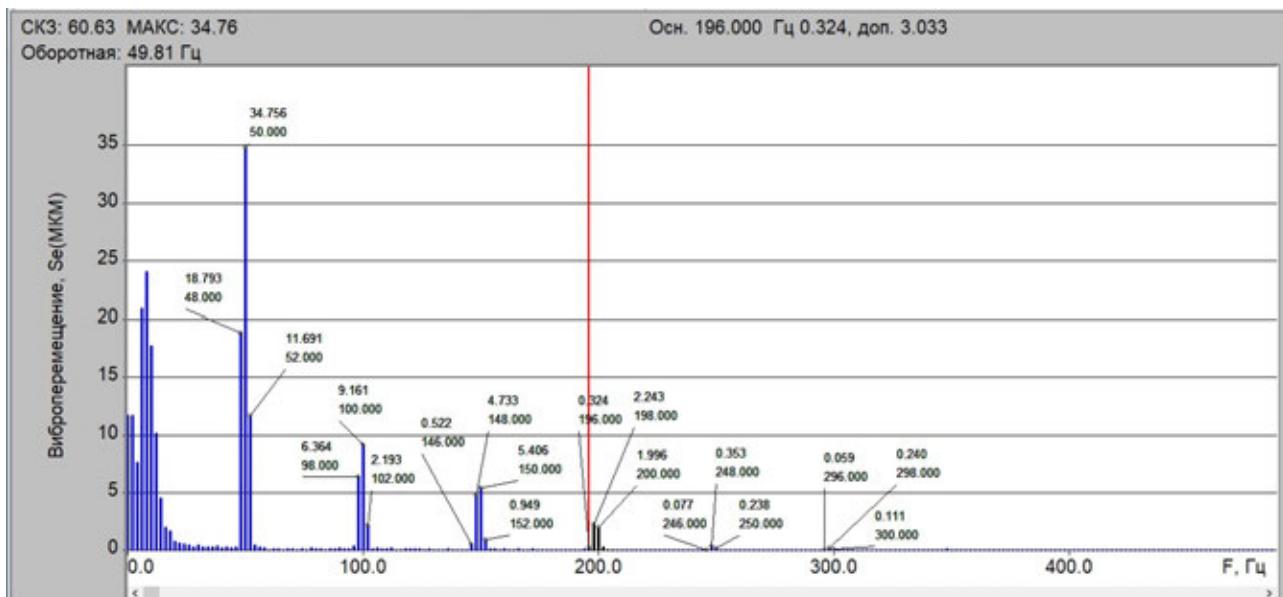


Рис. 4.26. Величина четвёртой гармоники 3,033 мкм

СКЗ виброперемещения будет равно:

$$s = \sqrt{s_{f_0}^2 + s_{2f_0}^2 + s_{3f_0}^2 + s_{4f_0}^2} = \sqrt{40,93^2 + 11,3^2 + 6,75^2 + 3,01^2} = 43,1 \text{ мкм.}$$

Величина СКЗ виброперемещения во всём диапазоне частот составляет 60,63 мкм, что существенно отличается от полученного расчётного значения по величинам гармоник. Очевидно, что в расчётах не учитывались составляющие, которые находятся между гармониками, а также низкочастотные составляющие, которые расположены ниже первой гармоники оборотной частоты. Проблема заключается в том, что по спектру вибровременения достаточно проблематично рассчитать величины составляющих ниже f_0 , да и их количество может быть достаточно большим. Поэтому, используя цифровую обработку путём последовательного двойного интегрирования, можно получить достоверные величины составляющих виброперемещения.

Анализ низкочастотных спектральных составляющих виброперемещения (Рис. 4.27) показывает, что в спектре присутствует постоянная составляющая ($f = 0 \text{ Гц}, S = 11,638 \text{ мкм}$), наличие которой свидетельствует о недостаточной длине выборки сигнала.

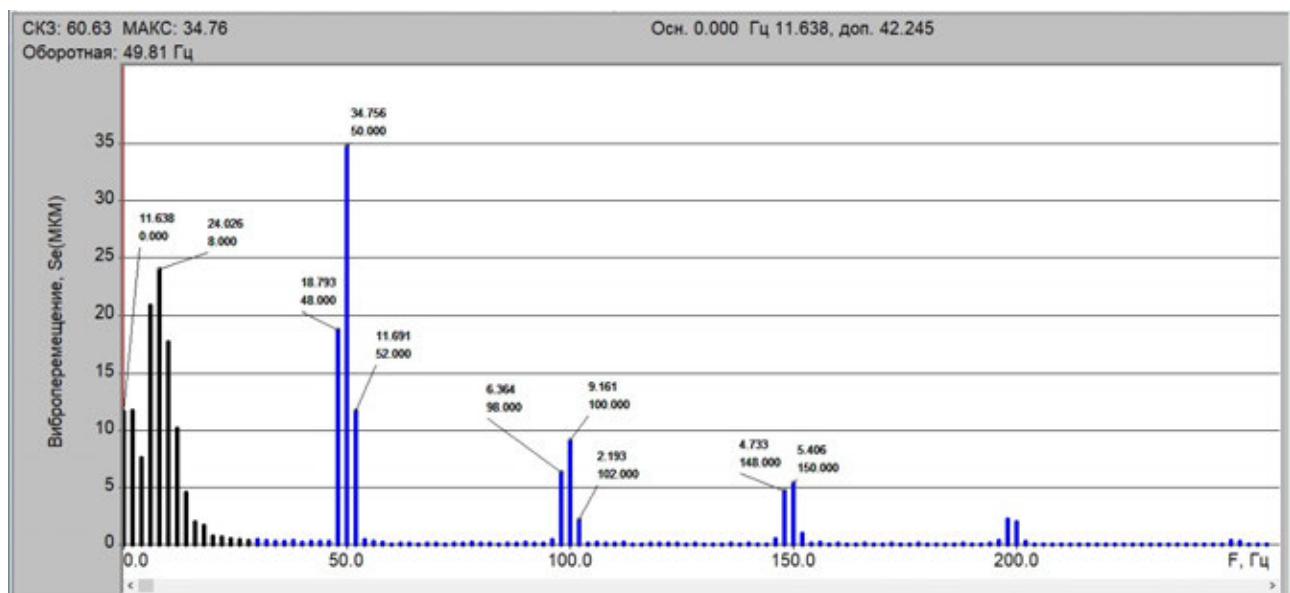


Рис. 4.27. Низкочастотные составляющие в спектре виброперемещения 42 мкм

Присутствие составляющих в области 8 Гц при наличии значительной величины гармоники на оборотной частоте свидетельствует об ослаблении крепления двигателя.

Уровень второй и третьей гармоник составляет более 20 % от общей величины СКЗ виброперемещения:

$$s = \sqrt{s_{2f_0}^2 + s_{3f_0}^2} = \sqrt{11,3^2 + 6,75^2} = 13,5 \text{ мкм.}$$

4.10.7 Диагноз по виброперемещению

Согласно нормативным значениям по ГОСТ 32106 [21] для электродвигателей с высотой центра менее 132 мм объект находится в зоне С/Д – состояние «Недопустимо».

Наиболее вероятной причиной высокой вибрации является несоосность валов двигателя и насоса, о чём свидетельствуют значительные уровни $2f_0$ и $3f_0$.

Второй вероятной причиной высокой вибрации является недостаточно жёсткое крепление двигателя (составляющие в виброперемещении ниже f_0), что при наличии сил от несоосности (v_{2f_0} и v_{3f_0}) и остаточного дисбаланса (v_{f_0} и s_{f_0}) ротора привело к высокому уровню вибрации с частотой первой гармоники частоты вращения ротора.

4.10.8 Диагноз по результатам анализа спектра вибрации

Состояние.

В качестве критерия оценки состояния объекта согласно ГОСТ 32106 [21] для электродвигателей с высотой центра менее 132 мм выбраны уровни СКЗ виброускорения, виброскорости и виброперемещения (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Сводные данные по результатам анализа

Параметр	Границы	Состояние	Норма	Реальн. ное	Примечание
Виброускорение a_{rms} , м/с ²	A/B	Допустимо	6,5		
	B/C	ТПМ	8	10,2	ТПМ
	C/D	НДП	12		
Виброскорость v_{rms} , мм/с	A/B	Допустимо	2,8		
	B/C	ТПМ	4,5		
	C/D	НДП	7,1	16,79	НДП
Виброперемещение d_{rms} , мкм	A/B	Допустимо	9		
	B/C	ТПМ	14,1		
	C/D	НДП	23	60	НДП

Диагноз.

Величина СКЗ второй и третьей оборотных гармоник в спектре виброускорения превышает уровень первой гармоники и составляет более 50 % от СКЗ во всей полосе частот, что свидетельствует о несоосности валов.

При анализе виброскорости выявлено, что СКЗ второй и третьей гармоник оборотной частоты виброскорости (9,76 мм/с) составляет более 50 % от СКЗ виброскорости первой оборотной (12,77 мм/с) и во всей полосе частот (16,8 мм/с), поэтому наиболее вероятной причиной высокой вибрации является расцентровка валов (несоосность) электродвигателя и потребителя (насоса). Высокий уровень первой оборотной f_0 свидетельствует о наличии остаточного дисбаланса и, возможно, о недостаточной жёсткости крепления.

Анализ виброперемещения показал, что присутствуют значительные уровни $2f_0$ и $3f_0$, поэтому наиболее вероятной причиной высокого уровня виброперемещения является несоосность валов двигателя и насоса.

Наличие в виброперемещении составляющих ниже f_0 при высоком уровне первой оборотной гармоники s_{f_0} (остаточный дисбаланс) свидетельствует о вероятной недостаточной жёсткости крепления двигателя.

Рекомендации:

1. Провести центровку ротора.
2. Проверить балансировку.
3. Проверить жёсткость крепления двигателя и его основания.

4.11 ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

4.11.1 Средства

1. Компьютер.
2. База сигналов.
3. Специализированное программное обеспечение.

4.11.2 Порядок работы

1. Ознакомиться с производственной инструкцией на программное обеспечение.
2. Выбрать из базы сигнал согласно номеру зачётной книжки.
3. Провести анализ сигнала (во временной и частотной областях).
4. Сохранить полученные результаты в виде рисунков и скриншотов.

4.11.3 Содержание и форма отчёта

1. Название работы и её цель.
2. Основные диагностические признаки и необходимые условия измерений.
3. Временные реализации, спектры и другие материалы, подтверждающие обнаружение несоосности.
4. Выводы: 1) состояние; 2) диагноз; 3) рекомендации.

4.12 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дайте определение понятию «несоосность» (расцентровка). Перечислите причины несоосности.

2. Методы обнаружения расцентровки по ВА сигналу.
3. Условия измерений для обнаружения расцентровки по ВА сигналу.
4. Причины несоосности.
5. Диагностические признаки общей несоосности.
6. Диагностические признаки несоосности при изгибе вала.
7. Диагностические признаки угловой несоосности.
8. Диагностические признаки параллельной несоосности.
9. Какое влияние оказывает тип муфты на вибрацию при несоосности?

5 ДЕФЕКТЫ И НЕИСПРАВНОСТИ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Цель работы: научиться определять характерные частоты дефектов конструктивных элементов асинхронных электродвигателей и выполнять диагностирование по реальным ВА сигналам.

Задачи:

1. Ознакомиться с конструкцией асинхронных электродвигателей.
2. Изучить дефекты и неисправности асинхронных электродвигателей.
3. Изучить методы диагностики электродвигателей.
4. Изучить примеры проявления диагностических признаков в сигналах.
5. Провести расчёт частот дефектов асинхронных электродвигателей и построить маски спектров.
6. Провести диагностирование асинхронных электродвигателей по реальным сигналам.

5.1 Общие сведения

Электродвигатель – это устройство, предназначенное для преобразования электрической энергии в механическую. Источниками вибрации электромагнитного происхождения служат возникающие в электродвигателе электродинамические, электромагнитные, магнитострикционные колебательные силы. Каждый из источников имеет свой характерный спектр вибраций. В зависимости от типа, конструктивного исполнения и скорости вращения электрических машин в спектре вибрации могут преобладать гармоники, характерные для того или иного источника.

Различают двигатели постоянного тока (коллекторные, бесколлекторные) и переменного тока (синхронные и асинхронные).

Во многих отраслях промышленности асинхронные двигатели считаются критическим элементом производственной линии, и внезапный выход его из строя может привести к остановке производства всей линейки продуктов. Кроме того, ремонт асинхронных двигателей может быть

обременительным и несёт за собой серьёзный ущерб. Своевременное обнаружение неисправностей особо ответственных машин и механизмов является одним из этапов любой грамотно построенной стратегии управления производством.

5.2 УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Асинхронный электродвигатель – электродвигатель переменного тока, имеющий различные скорости вращения ротора и магнитного поля, создаваемого током обмотки статора (Рис. 5.1), при этом частота вращения магнитного поля ротора меньше частоты вращения магнитного поля статора. Между статором и ротором асинхронного электродвигателя существует воздушный зазор.

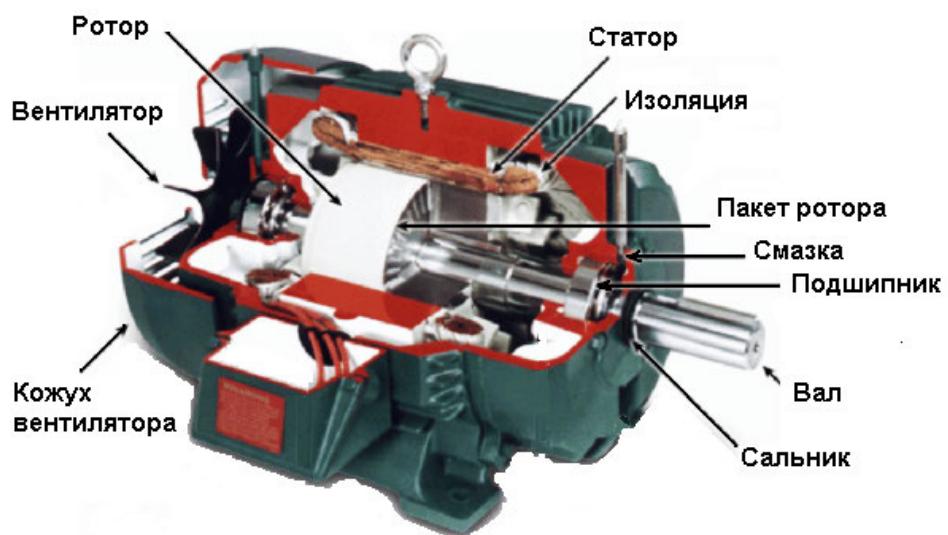


Рис. 5.1. Асинхронный электродвигатель в разрезе

Магнитопровод статора перемагничивается в процессе изменения тока в обмотке статора, поэтому его набирают из шихтованных пластин электротехнической стали для обеспечения минимальных магнитных потерь. Основным методом сборки магнитопровода в пакет является шихтовка.

В отличие от электродвигателей постоянного тока, ротор асинхронного двигателя не является постоянным магнитом, он состоит из электро проводных стержней, расположенных вдоль оси и вставленных в специальные пазы, которые равномерно распределены по окружности (Рис. 5.2).

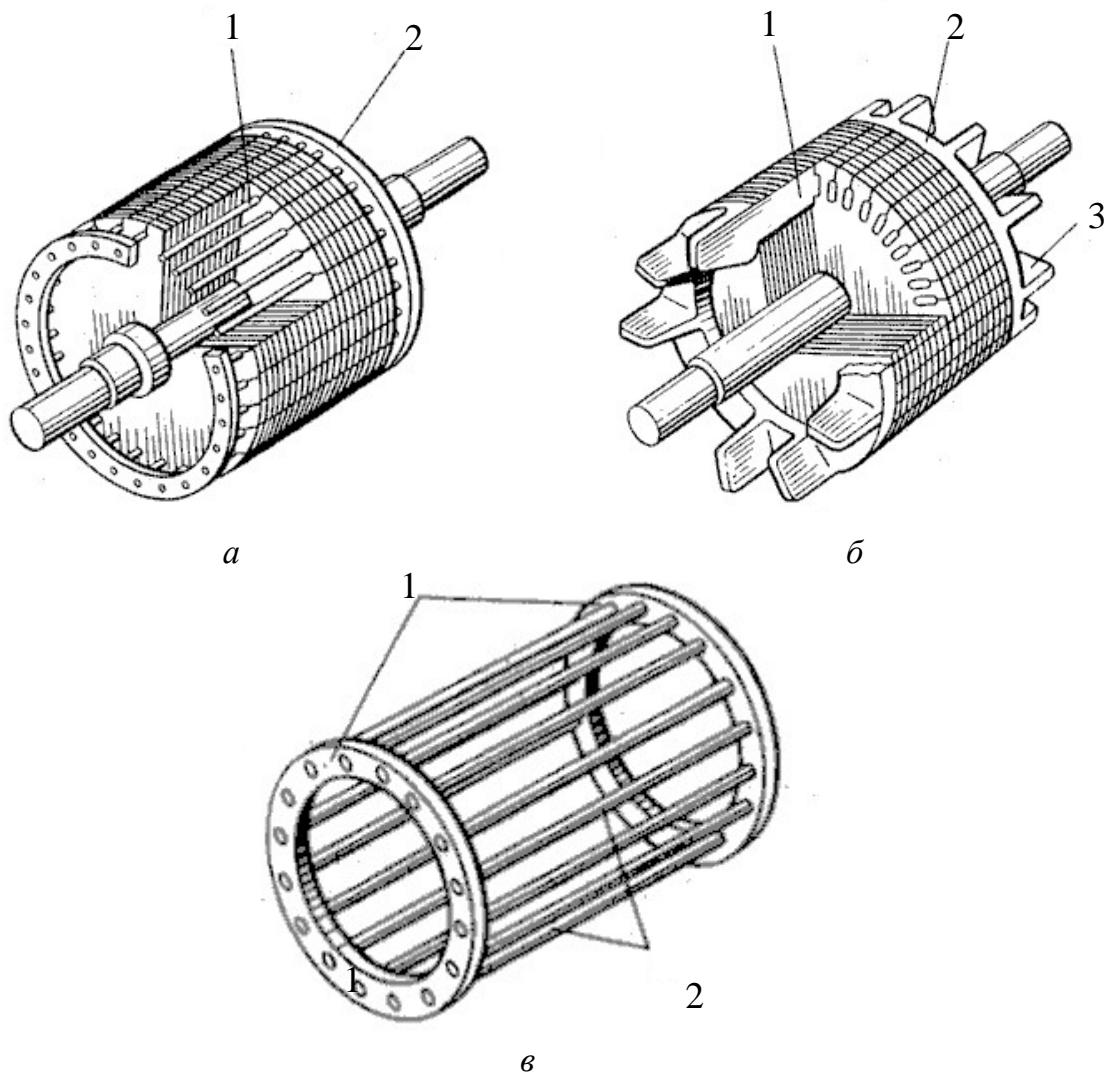


Рис. 5.2. Конструкции короткозамкнутых роторов асинхронных электродвигателей:

а – ротор с вставными стержнями; б – ротор с литой обмоткой;

1 – стержни обмотки; 2 – замыкающие кольца; 3 – лопатки вентилятора;

в – короткозамкнутая обмотка:

1 – замыкающие кольца; 2 – стержни обмотки

Стержни соединены друг с другом (закорочены, как говорят электрики) кольцами, которые привариваются к их концам с обеих сторон ротора. Такая конструкция имеет сходство с небольшим беличьим колесом, по-

этому асинхронные двигатели называют также двигателями с «беличьим колесом». Каждая пара стержней представляет собой замкнутый виток. Ротор намагничивается индукционным электрическим током в стержнях, который вызван переменным магнитным полем статора. Для простоты можно представить себе следующую картину: вращающееся поле статора проносится мимо стержней ротора, и поэтому последние находятся в переменном магнитном поле. Из-за этого в них возникают индукционные токи, которые создают собственное магнитное поле ротора. Магнитные поля статора и ротора имеют противоположную полярность, а сам ротор как бы отталкивается от статора и получает крутящий момент, приводящий его в движение.

Так как в асинхронных двигателях используют принцип магнитного отталкивания, а не притяжения, их также называют двигателями с индукционным отталкиванием. Если бы в системе не было трения, то ротор вращался бы с синхронной скоростью, а сам двигатель после начала вращения уже не создавал бы полезного крутящего момента.

При этих условиях стержни ротора вращались бы синхронно с полем статора и в них не возникали бы индукционные токи. Как только к двигателю прикладывается нагрузка, его скорость падает, роторные стержни начинают пересекать силовые линии магнитного поля, изменяется магнитный поток и создаётся сила, отталкивающая ротор. Собственное поле ротора вращается в противоположном направлении, а скорость этого вращения зависит от приложенной нагрузки. Отсюда следует, что реальная частота вращения всегда меньше синхронной.

Разность скоростей вращения магнитного поля статора и ротора асинхронного двигателя характеризуется величиной скольжения:

$$s = \frac{n_S - n_0}{n_S}, \quad (5.1)$$

где n_S – синхронная частота, об/мин, n_0 – частота вращения ротора, об/мин (рабочая частота).

Синхронная частота равна

$$n_s = \frac{60f_s}{p}, \quad (5.2)$$

где f_s – частота источника питающего напряжения, Гц (например, частота сети $f_s = f_c = 50$ Гц), об/мин, $p = N / 2$ – число пар полюсов электродвигателя, N – число полюсов.

Частота скольжения вычисляется по формуле:

$$f_{s1} = f_s - f_0, \quad (5.3)$$

где $f_0 = n_0 / 60$ – частота вращения ротора, Гц.

Чем больше скольжение, тем выше индукционные токи в роторных стержнях и тем больше крутящий момент (то есть чем больше ротор отстает, тем сильней его толкает магнитное поле). При этом в обмотках статора также возрастает ток, чтобы поддержать токи в стержнях. Таким образом, фактическая скорость асинхронного двигателя всегда зависит от нагрузки.

Электродвигателям присущи все механические повреждения, характерные для роторных машин, но с некоторыми особенностями.

5.3 ДЕФЕКТЫ И НЕИСПРАВНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Дефекты и неисправности, возникающие в ходе эксплуатации электродвигателей, делят на механические и электромагнитные. К механическим неисправностям относят дефекты на корпусе двигателя, крыльчатке вентилятора, ослабление крепления обмоток статора, деформацию вала ротора, дисбаланс ротора, несоосность валов, износ подшипников [1; 7; 8].

К электрическим повреждениям, например, относят межвитковые замыкания, обрыв обмоток, обрыв или повреждение стержней ротора, пробой изоляции, снижение сопротивления и повреждение изоляции, нарушение контактов и соединений, нарушение межлистовой изоляции магни-

топроводов, неравномерный воздушный зазор между статором и ротором. Одной из причин абразивного износа изоляции обмоток является проникновение в электродвигатель твёрдых частиц пыли, что впоследствии приводит к утрате основного свойства – изоляции.

5.4 ЭКСЦЕНТРИСИТЕТ

Одним из критериев обеспечения длительной эксплуатации асинхронных электродвигателей является неизменность величины воздушного зазора между ротором и статором. Асимметрия, или эксцентризитет, воздушного зазора – это состояние, при котором воздушный зазор между статором и ротором неодинаков по окружности статора или ротора, поэтому магнитная проницаемость в воздушном зазоре изменяется, вызывая неуравновешенный магнитный поток внутри него.

Значительная асимметрия воздушного зазора может привести к несбалансированному магнитному притяжению, пульсациям скорости, повышению уровня шума и вибрации, снижению коэффициента мощности и, в конечном итоге, к трению между статором и ротором, что влечёт за собой серьёзные повреждения, а также приводит к повышенному износу подшипников. Выделяют два типа эксцентризитета воздушного зазора: статический и динамический (Рис. 5.3).

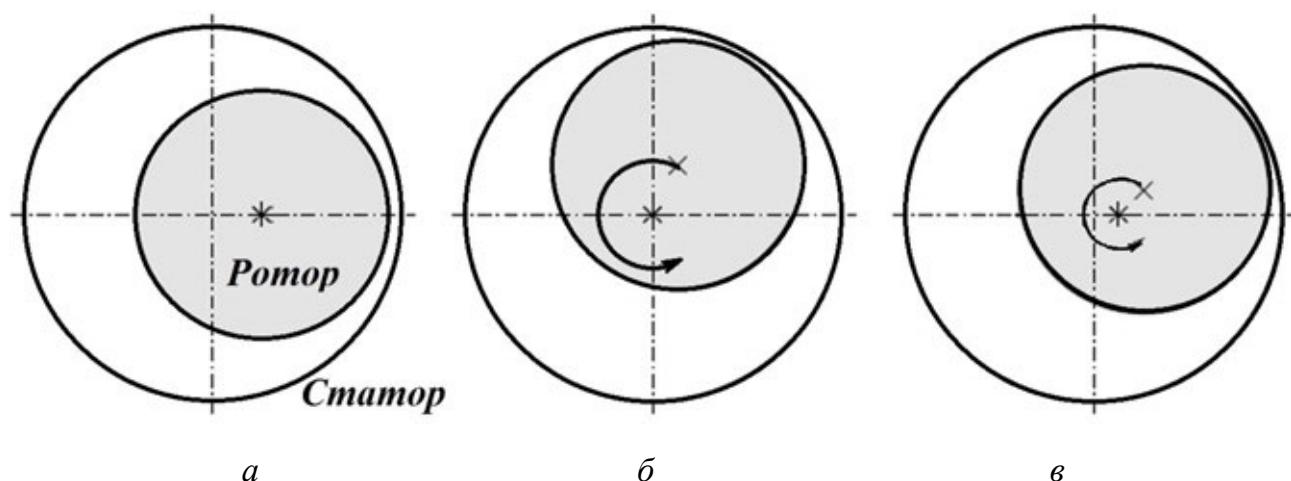


Рис. 5.3. Различные типы эксцентризитетов:

а – статический; б – динамический; в – совместно статический и динамический

В случае статического эксцентризитета положение минимальной радиальной длины воздушного зазора фиксируется в пространстве, т. е. существует эксцентричное положение ротора в расточке статора. Статический эксцентризитет может быть вызван овальностью сердечника статора или неправильным расположением ротора или статора на этапе ввода в эксплуатацию. Если узел ротор – вал достаточно жёсткий, уровень статического эксцентризитета не изменится. В зависимости от причины образовавшейся асимметрии воздушного зазора к статическому эксцентризитету относят как статический эксцентризитет ротора, так и статический эксцентризитет статора.

Динамический эксцентризитет – это состояние, при котором ось симметрии ротора не совпадает с его осью вращения, а положение минимального радиального воздушного зазора вращается вместе с ротором, т. е. эксцентричное положение пакета ротора относительно оси вала. Это может быть вызвано изогнутым валом, изношенными подшипниками, асимметричным термическим расширением ротора и т. д. Динамический эксцентризитет иногда именуют эксцентризитетом ротора.

Известно, что к электромагнитным источникам вибрации в электрических машинах относят [4; 23]:

- электродинамические силы взаимодействия проводника с током и магнитопровода, действующие в направлении, перпендикулярном направлениям тока и магнитного потока;
- электромагнитные силы, возникающие в воздушном зазоре;
- магнитострикционные силы, возникающие при перемагничивании ферромагнитных материалов сердечника.

Поскольку магнитное сопротивление воздуха много выше сопротивления магнитопровода, вся электромагнитная энергия сосредоточена в зазоре между ротором и статором. В зазоре возникают встречно направленные электромагнитные силы, стремящиеся уменьшить его, т. е. возникает магнитная сила притяжения, величина которой имеет максимальные значения в моменты времени, когда ток намагничивания, протекающий в статоре, является максимальным положительным или максимальным отрица-

тельным. Электромагнитная сила имеет постоянную и переменную составляющие:

$$F(t) = \frac{1}{2\mu_0\mu} B^2 S \cos^2(\omega t - \varphi) = \frac{B^2 S}{4\mu_0\mu} [1 + \cos 2(\omega t - \varphi)], \quad (5.4)$$

где S – площадь сечения магнитопровода, B – индукция в воздушном зазоре электродвигателя, ω – угловая частота магнитного поля, рад/с, μ_0 – магнитная постоянная, $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^7$ Гн/м, μ – магнитная проницаемость воздуха.

Из выражения (5.4) следует, что при переходе от переменного магнитного поля к колебательным силам происходит удвоение частоты, например, частота сети $f_C = 50$ Гц, тогда частота электромагнитной силы, являющейся источником колебаний, составляет $2f_C = 100$ Гц. Вибрация на частоте $2f_C$ достаточно чувствительна к плоскопараллельности основания двигателя, жёсткости рамы и основания, а также к тому, насколько постоянным является воздушный зазор между статором и ротором. Уровень вибрации на удвоенной частоте сети может значительно увеличиться, если воздушный зазор между статором и ротором несимметричен.

При наличии неравномерности воздушного зазора между ротором и статором, вследствие статического или динамического эксцентричества, возникает сила одностороннего магнитного притяжения, направленная в сторону минимального зазора. Эта сила «толкает» ротор к статору и вызывает повышенную вибрацию вала, что ещё больше сокращает срок службы подшипников и снижает КПД двигателя, причём иногда до 10 %. Уровень вибрации резко падает сразу после отключения питания, что является диагностическим признаком данного дефекта.

Ещё одна составляющая в спектре вибрации электродвигателя – так называемая частота прохождения пазов, равная произведению числа пазов статора $Z_{ПАЗС}$ или ротора $Z_{ПАЗР}$ на частоту вращения вала f_0 . В пазах статора находятся обмотки, и из-за их конечного количества возникает неодно-

родность или гребёнчатость вращающегося магнитного поля, которая в свою очередь вызывает вибрацию.

При этом, как правило, частота прохождения пазов ротора (статора) промодулирована удвоенной частотой сети $2f_c$ и её гармониками $2kf_c$, что является признаком именно пазовой частоты, а не какой-либо другой (Рис. 5.4, Рис. 5.5).

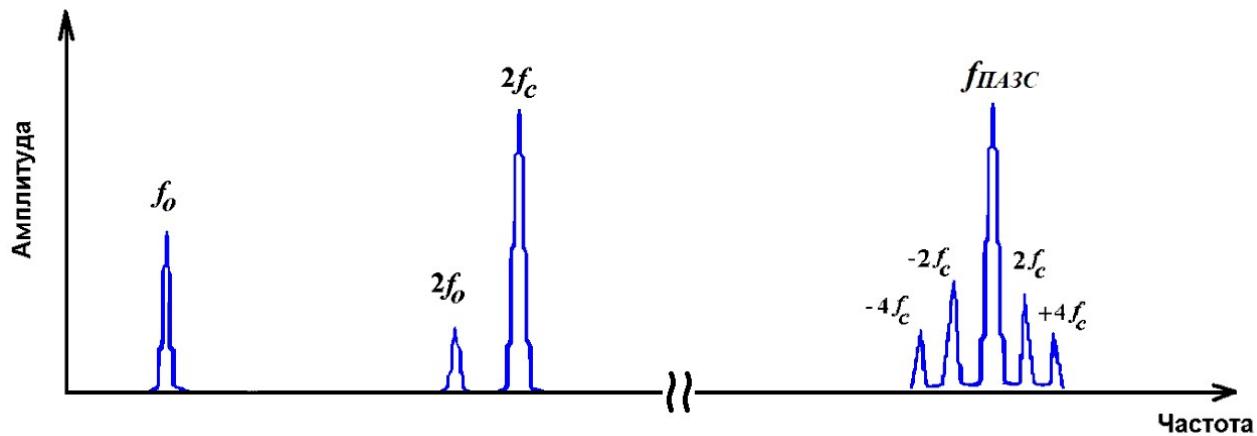


Рис. 5.4. Мaska спектра вибрации при статическом эксцентриките статора

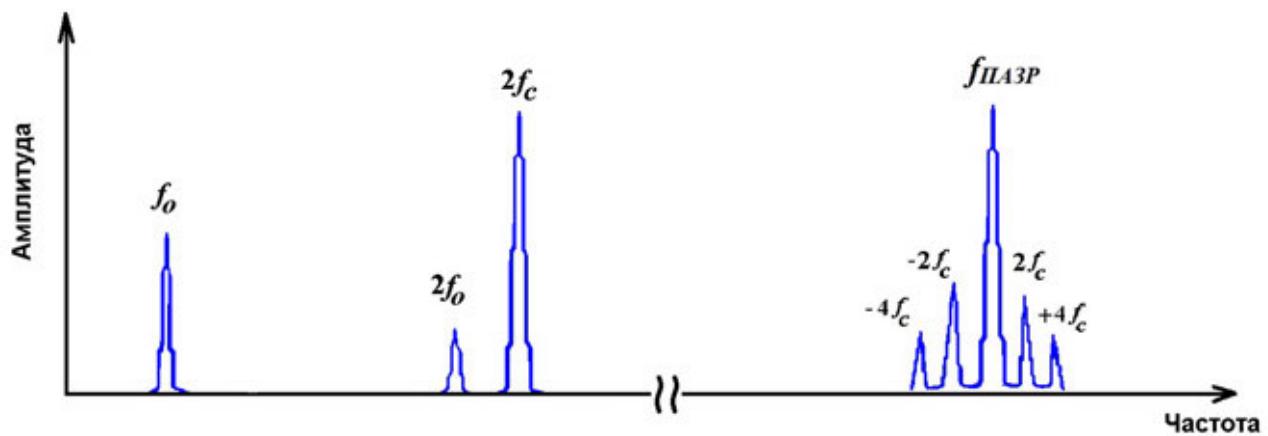


Рис. 5.5. Мaska спектра вибрации при статическом эксцентриките ротора

Проблемы с ротором, например, неравномерность высоты пазов, его овальность или любой другой эксцентрикитет, вызывают появление гармоник на частотах пазовой частоты – произведение частоты вращения на количество пазов, модулированной частотами kf_0 (Рис. 5.6).

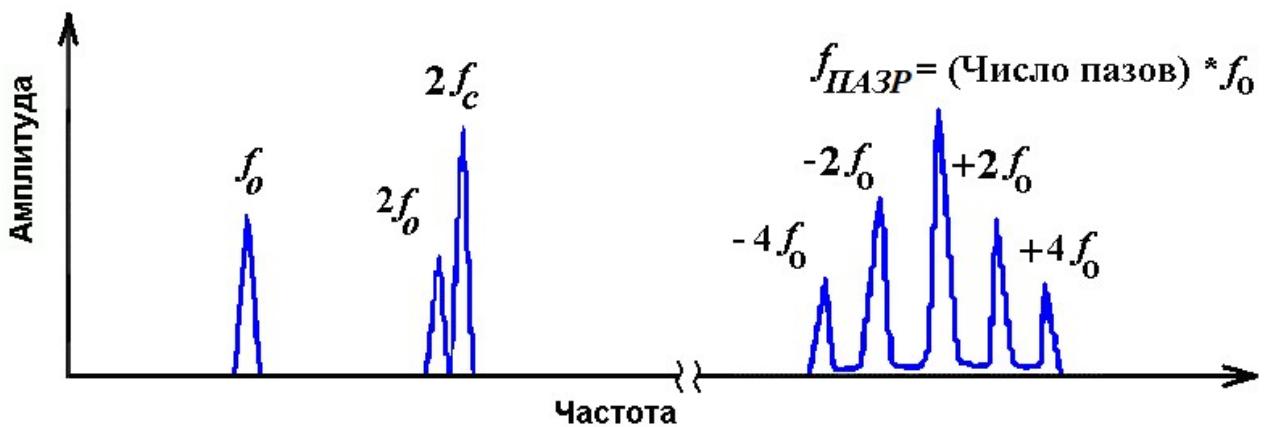


Рис. 5.6. Мaska спектра вибрации при динамическом эксцентриките ротора $f_{ПАЗР} \pm kf_0$

5.5 ДЕФЕКТЫ СТЕРЖНЕЙ РОТОРА

Важным типом неисправности электродвигателей является растрескивание или разрушение стержней ротора, поскольку известно, что 5–10 % отказов связаны с поломкой стержня [4].

Дребезжащий звук при запуске или под нагрузкой может служить свидетельством наличия незакреплённых или сломанных стержней ротора. Сломанный стержень ротора не вызывает немедленную поломку электродвигателя, но ухудшает работу машины и приводит к колебаниям скорости, пульсации крутящего момента и повышению температуры, и как итог – снижению производительности. Неисправность элемента «беличьего колеса» ротора может также привести к вибрации вала и, следовательно, к увеличению динамической нагрузки на подшипник и его преждевременному разрушению. Поэтому достоверность диагностирования очень важна для защиты и обслуживания асинхронных двигателей, а также для уменьшения других типов отказов.

К причинам поломки стержня ротора можно отнести:

- термические напряжения из-за тепловых перегрузок и дисбалансов, приводящие к тепловому расширению и, как следствие, механическим повреждениям;
- остаточные напряжения после проведённого ремонта;

- динамические напряжения, возникающие от крутящих моментов на валу, центробежные силы и циклические напряжения;
- влияние факторов окружающей среды, последствиями которых является, например, загрязнение и истирание материала ротора или появление влаги;
- механические напряжения из-за незакреплённых пластин, усталостные разрушения деталей, выход из строя подшипников и т. д.

В большинстве случаев поломка стержня или торцевого кольца ротора вызывается высокими термическими нагрузками во время пуска. В момент запуска скорость ротора много меньше синхронной, поэтому в стержнях индуцируется очень большой ток (много больше номинального) и стержни испытывают на себе наиболее сильное воздействие. Большие токи вызывают нагрев и расширение стержней и приводят к изменению их линейных размеров. Из-за разного электрического сопротивления стержни нагреваются и расширяются неравномерно, что приводит к появлению трещины. Как только это происходит, сопротивление стержня резко возрастает, увеличивается его нагрев и, как следствие, развитие трещины и далее – обрыв стержня. Одновременно возрастает ток в соседних стержнях, компенсируя снижение тока в дефектном стержне. Такой сценарий может привести к локальному нагреву и деформации ротора.

В случае, когда стержни исправны, симметричные токи ротора асинхронного двигателя индуцируют результирующее магнитное поле практически синхронно с вращением ротора одинаковой величины для каждого стержня, образующего виток. При наличии сломанного стержня ротора ток не может течь через сломанный стержень, что приводит к несбалансированному магнитному потоку ротора. Неуравновешенный поток ротора можно рассматривать как комбинацию магнитных потоков от прямой и обратной составляющих последовательности тока с частотами $\pm k \cdot fs$ относительно ротора. Обратное поле ротора и поле статора приводят к некоторой пульсации электромагнитного момента и скорости, которая действует как угловая (точнее, фазовая) модуляция частоты вращения ротора (Рис. 5.7). Форма вибраакустического сигнала при сломанном стержне

ротора напоминает биения (Рис. 5.8). Оборотная частота f_0 и две боковые полосы на частотах $f_0 \pm 2ksfs$ (f_s – частота источника питающего напряжения; $sfs = f_{S1}$) появляются в спектре вибрации, где $k = 1, 2, 3\dots$ – номер гармоники. Отчётливо это можно увидеть в спектре огибающей (Рис. 5.9).

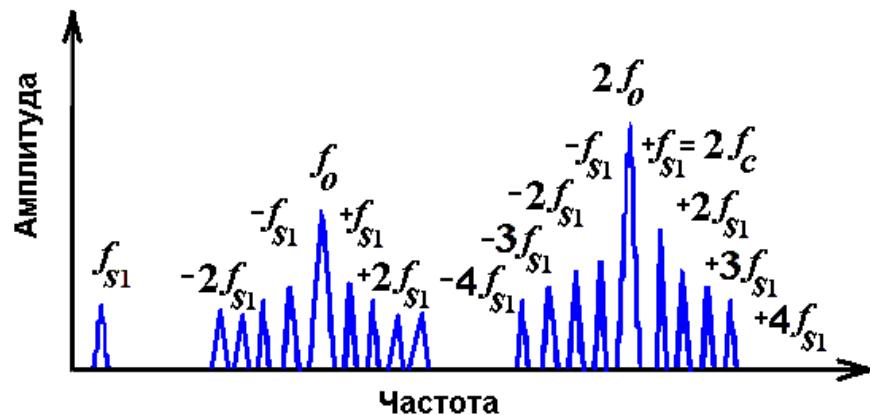


Рис. 5.7. Мaska спектра вибрации при дефекте стержней ротора

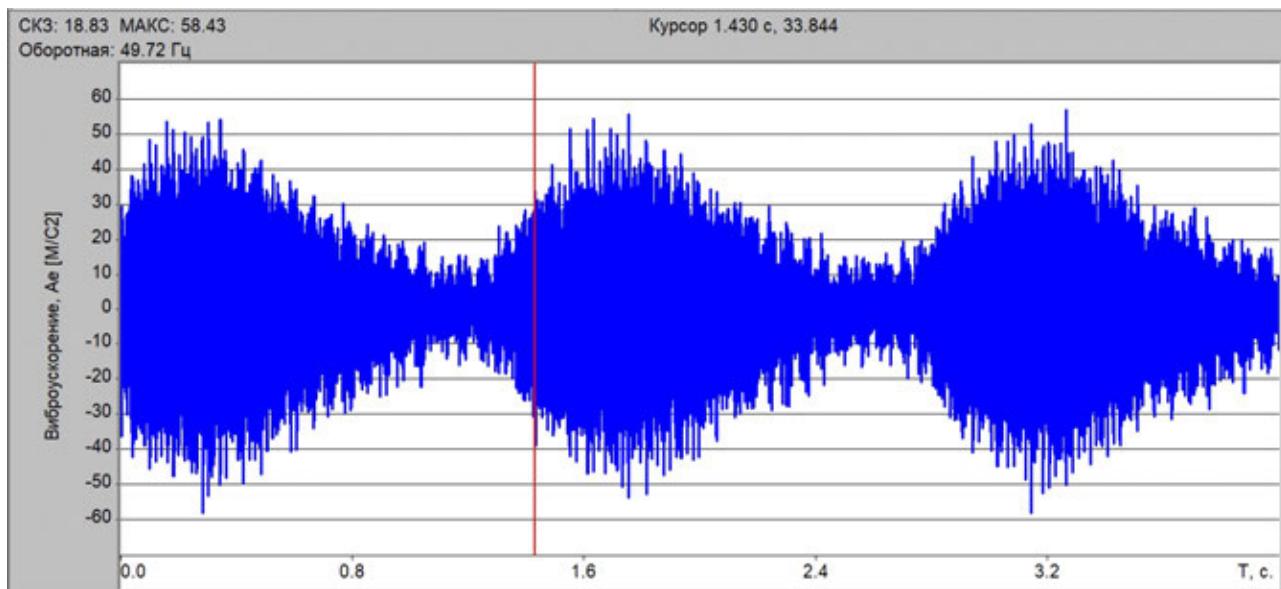


Рис. 5.8. Форма ВА сигнала при дефекте стержней ротора

Процедура обнаружения сломанных стержней ротора усложняется в случаях, когда имеются колебания нагрузки, поскольку могут индуцироваться гармонические составляющие на тех же частотах, что и является проблемой современных спектральных методов.

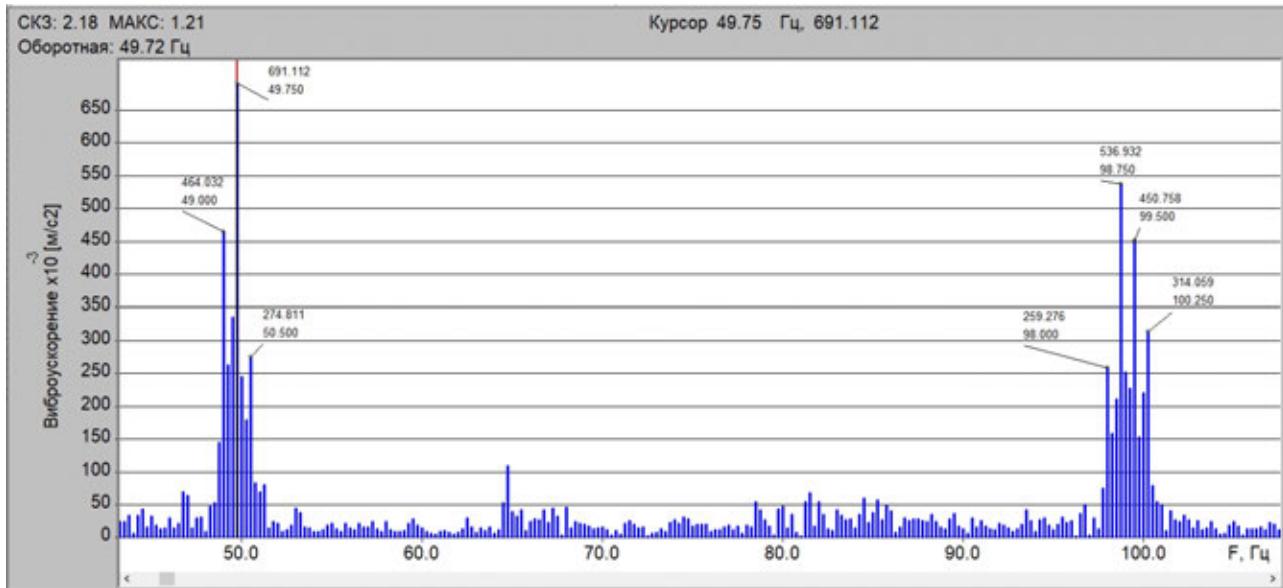


Рис. 5.9. Спектр огибающей с ППД в осевом направлении при дефекте стержней ротора

Основываясь на вышеперечисленных особенностях диагностических признаков, для повышения достоверности постановки диагноза целесообразно выполнять измерения вибраакустических сигналов электродвигателя при таких параметрах, чтобы в спектре сигнала можно было различить спектральные составляющие на интервалах от 0,4 Гц и более (разрешение по частоте 0,1 Гц).

Например, для двигателей типа 5АМ315М2, 6А315ЛВ2 номинальная частота вращения составляет 2975 об/мин; при частоте вращения $2975 / 60 = 49,59$ Гц разрешение должно быть $\Delta f = (50 - 49,59) / 4 = 0,1$ Гц, а длительность выборки – не менее 10 с.

5.6 ТЕРМИЧЕСКИЙ ИЗГИБ РОТОРА

Термический изгиб является следствием температурного градиента ротора, возникшего из-за неравномерной циркуляции токов в стержнях при их повреждении. Для такого типа неисправности ротора характерны признаки дисбаланса (см. раздел 0 данного практикума), а также изменение уровня вибрации при холодном запуске по сравнению с запуском

в горячем состоянии. Зафиксировать наличие термического изгиба можно на выбеге электродвигателя, т. е. при отключении питания: если в момент останова в спектре вибрационного сигнала отсутствуют признаки дисбаланса, то основной вклад в вибрацию осуществляют дефекты электромагнитного происхождения.

5.7 ОСЛАБЛЕНИЕ РОТОРА

Радиальное расширение и изгиб ротора в результате его нагрева ведёт к задеваниям. Иногда пакет металлических пластин ротора может скользить по валу. Обычно такое явление скачкообразно зависит от температуры. В результате возникает серьёзная вибрация на частоте f_0 и её гармониках. Этот тип неисправности иногда очень трудно определить, особенно из-за его скачкообразности. Внезапные изменения нагрузки или напряжения в сети могут инициировать скольжение ротора.

5.8 ПОВРЕЖДЕНИЕ ОБМОТОК И ИЗОЛЯЦИИ СТАТОРА

Срок службы изоляции обусловлен влиянием на статор различных нагрузок: электрических, механических, тепловых и факторов окружающей среды. Выход из строя обмотки произойдёт в том случае, когда какое-либо из вышеупомянутых воздействий станет значительным.

Известно [4], что неисправности статора составляют почти 37 % от общего числа неисправностей асинхронных двигателей, из них более 90 % связаны с повреждением обмотки. Наиболее частым типом неисправности статора является межвитковое короткое замыкание, которое относится к тяжёлым и быстро развивающимся из электрических неисправностей. Если зарождающаяся межвитковая неисправность остаётся необнаруженной, она может перерости в замыкания на землю одной фазы обмотки статора, замыкания между витками и многофазные короткие замыкания,

в конечном итоге к возникновению электрической дуги или замыканию обмотки на корпус, с катастрофическим повреждением двигателя.

К электрическим причинам, например, можно отнести временные нежелательные всплески или скачки напряжения в сети питающего напряжения, наличие частичных разрядов.

Температурные воздействия приводят к термическому старению и термическим перегрузкам: на каждые 10°C при повышении температуры срок службы изоляции уменьшается примерно вдвое.

В момент пуска электрический двигатель потребляет так называемый пусковой ток, который может быть в 3...8 раз больше номинального. Если двигатель подвергается многократным пускам в течение небольшого промежутка времени, температура обмотки будет быстро увеличиваться. Цикличность также приводит к другому ослабляющему эффекту – расширению и сжатию изоляционной системы.

Тепловая перегрузка также может возникнуть из-за колебаний приложенного напряжения, несбалансированного фазного напряжения, циклической перегрузки, затруднённой вентиляции, более высокой температуры окружающей среды и т. д.

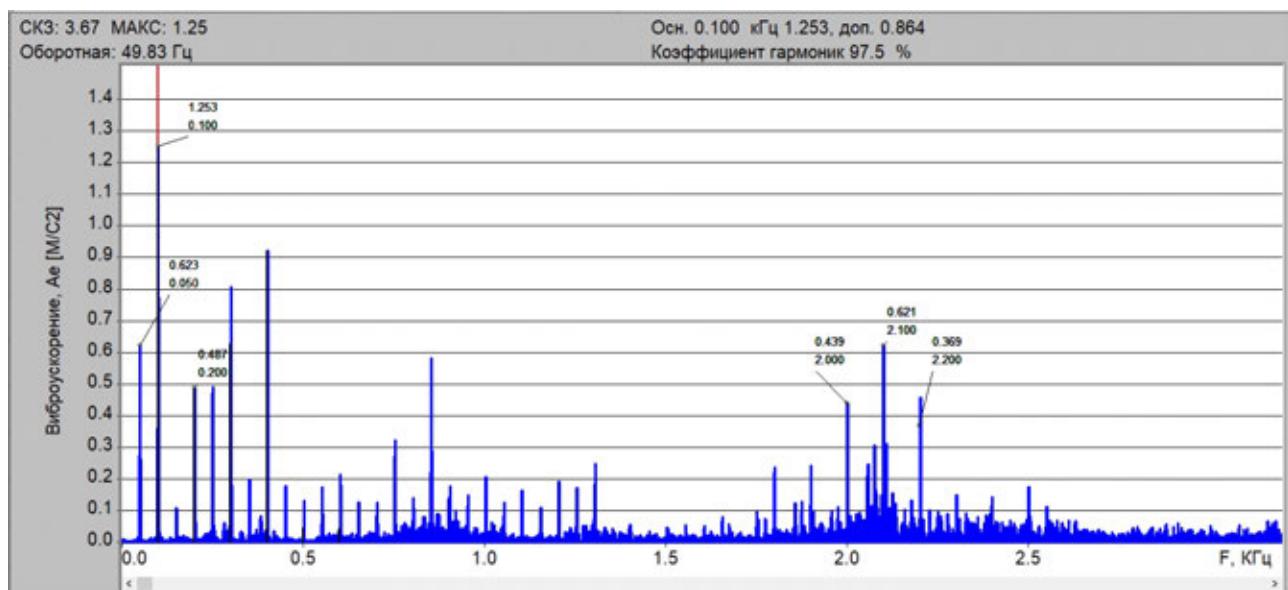


Рис. 5.10. Типичный спектр вибрации при нарушении целостности витков статора

Повреждение обмоток статора или изоляции характеризуется величиной 2-й гармоники сетевой частоты ($2f_C = 100$ Гц и $2f_C \cdot p \cdot k$) в спектре виброскорости. Кроме того, появляются составляющие на частоте, равной произведению количества стержней ротора и частоты вращения (Рис. 5.10). В спектре огибающей появляются гармоники частоты вращения. Повышается температура на поверхности корпуса в месте повреждения на 20–30 °С. Перегрев статора может даже изогнуть корпус. Вибрация в последнем случае непрерывно возрастает при работе.

5.9 ЭЛЕКТРИЧЕСКИ НАВЕДЁННАЯ ВИБРАЦИЯ

Электрическим машинам присущи все дефекты роторного оборудования, которые осложняются чисто электрическими эффектами. Магнитострикция, то есть деформация магнитных материалов в присутствии магнитного поля, вызывает вибрацию на частоте 100 Гц во всех электрических устройствах (например в двигателях, генераторах, трансформаторах и т. д.). В электродвигателях имеет место магнитное притяжение между статором и ротором, которое изменяется с частотой $f_{EM} = 100$ Гц. Поэтому статор также вибрирует с частотой 100 Гц (см. Рис. 5.4). Этот магнитный эффект иногда трудно отличить от второй гармоники оборотной частоты $2f_0$ в машинах, работающих на 3000 об/мин. Вибрация, наведённая электромагнитным полем, исчезает сразу же после отключения питания, в то время как гармоника $2f_0$ продолжает существовать на выбеге ротора.

Удвоенная сетевая частота (120 Гц в США и 100 Гц в России и Европе) практически всегда имеет вибрационную составляющую в спектре электродвигателя. С этой частотой изменяется притяжение между статором и ротором, кроме того, и металлические элементы изменяют свои размеры в присутствии переменного магнитного поля из-за магнитострикций.

Если в двигателе имеется несоосность, например, неконцентричность статора и ротора, то магнитные силы между ними будут несбалансированы.

ны и значительно увеличится вибрация на частоте 100 Гц. Это явление называют механической асимметрией. Если магнитное поле статора неоднородно, например, в случае разрывов или замыканий обмоток, то вибрация на частоте 100 Гц тоже увеличится. Такое состояние называется магнитной асимметрией. Оба типа асимметрии снижают КПД двигателя, увеличивая его энергопотребление и уменьшая выходную механическую мощность.

5.10 ЗАКОРОЧЕННЫЕ ПЛАСТИНЫ

Ротор и статор двигателя переменного тока собирают из отдельных тонких изолированных друг от друга пластин. Это ослабляет паразитные вихревые токи и уменьшает бесполезный нагрев статора и ротора. Если в каком-то месте происходит замыкание пластин, то возникает локальное повышение температуры и термическая деформация. Закорачивание пластин также сопровождается повышенными уровнями вибрации на частоте 100 Гц.

5.11 ФОРМУЛЫ ДЛЯ РАСЧЁТА ЧАСТОТ ВОЗБУЖДЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ

Для облегчения построения масок спектра и анализа вибросигналов в табл. 5.1 приведены формулы для расчёта частот возбуждения колебания при нарушении симметрии электромагнитного поля в асинхронном электродвигателе, а также некоторых механических дефектов. При расчётах принято, что частота напряжения электропитания двигателей составляет 50 Гц.

В нормальных режимах допустимые значения отклонения частоты равны $\pm 0,2$ Гц, а максимально допустимые $\pm 0,4$ Гц. В послеаварийных режимах работы электрической сети допускается отклонение частоты от $+0,5$ до -1 Гц общей продолжительностью по времени не более 90 ч. Качество электрической энергии по отклонению частоты считают соответ-

ствующим требованиям ГОСТ 13109–97, если все измеренные в течение 24 ч значения отклонений частоты находятся в интервале, ограниченном предельно допустимыми значениями, а не менее 95 % всех измеренных значений отклонения частоты находятся в интервале, ограниченном нормально допустимыми значениями.

Таблица 5.1

Формулы для расчёта частот возбуждения колебаний

Частоты вибрации в асинхронных электродвигателях		
Причина вибрации	Формула	Обозначения
Линейная частота сети (линейная электрическая частота) и её гармоники, Гц	$f_C;$ $k f_C$	$k = 1, 2, 3\dots$
Частота вращения ротора (рабочая частота), об/мин Частота вращения ротора (рабочая частота) и её гармоники, Гц	$n_0;$ $f_0 = n_0/60;$ $k f_0$	$k = 1, 2, 3\dots$
Синхронная частота, об/мин	$n_s = \frac{60 f_s}{p}$	f_s – частота источника питающего напряжения, Гц (например, частота сети $f_C = 50$ Гц); $p = N/2$ – число пар полюсов электродвигателя; N – число полюсов
Скольжение	$s = \frac{n_s - n_0}{n_s}$	
Частота скольжения, Гц	$f_{s1} = \frac{n_s - n_0}{60}$	
Частота прохода поля, Гц [24]	$f_p = f_{s1} \cdot N$	
Пазовая частота статора (частота прохода пазов статора) и её гармоники, Гц	$f_{\text{ПАЗС}} = Z_C \cdot f_0;$ $k \cdot f_{\text{ПАЗС}}$	
Пазовая частота ротора (частота прохода стержней ротора) и её гармоники, Гц	$f_{\text{ПАЗР}} = Z_P \cdot f_0;$ $k \cdot f_{\text{ПАЗР}}$	Z_C – число пазов статора; Z_P – число пазов или стержней ротора
Модуляция пазовых частот ротора (статора) удвоенной частотой сети и её гармониками, Гц	$k f_{\text{ПАЗР}} \pm 2k f_C;$ $k f_{\text{ПАЗС}} \pm 2k f_C$	

Частоты вибрации в асинхронных электродвигателях		
Причина вибрации	Формула	Обозначения
Модуляция пазовых частот ротора (статора) удвоенной частотой вращения и её гармониками, Гц	$k f_{\text{ПАЗР}} \pm 2k f_0;$ $k f_{\text{ПАЗС}} \pm 2k f_0$	
Частота колебаний воздушного потока вентилятора из-за неравномерности потока, Гц	$f_0 \cdot z_L \cdot i_B$	i_B – передаточное число редуктора вентилятора; z_L – число лопастей вентилятора

5.12 ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Работа включает в себя следующую последовательность действий:

1. Изучить название работы, её цель и задачи.
2. Изучить общие сведения, дефекты и неисправности асинхронных электродвигателей.
3. Изучить диагностические признаки неисправностей неисправности электродвигателей, характерные составляющие спектра виброакустического сигнала для каждой конкретной неисправности (маски спектров).
4. Для своего варианта задания (согласно номеру зачётной книжки) получить характеристики электродвигателя: частоты вращения, количество пазов ротора и статора (Таблица 5.).
5. Рассчитать характерные частоты вибрации электродвигателя согласно формулам в табл. 5.1.

Результаты расчёта частот основных дефектов и неисправностей асинхронного электродвигателя привести по форме табл. 5.2.

Таблица 5.2

Форма таблицы расчёта

Частоты вибраций в электродвигателях		
Причина вибрации	Формула	Результат

6. Привести требования к параметрам измерения ВА сигнала асинхронного электродвигателя (диапазон частот, частоту дискретизации, шаг по частоте).

7. Сформировать маски спектров, используя данные, полученные при выполнении задания п. 5:

- эксцентризитета статора;
- эксцентризитета ротора;
- дефектов стержней ротора;
- термического изгиба ротора;
- ослабления ротора;
- повреждения обмоток статора;
- электрически наведённой вибрации;
- закороченных пластин.

8. На основании полученных результатов оформить отчёт и сделать вывод.

Таблица 5.3

Исходные данные (величина скольжения $s = 0,02$)

Вариант	Число			Вариант	Число		
	полюсов, L	пазов статора	пазов ротора		полюсов	пазов статора	пазов ротора
1	2	12	15	1	4	24	18
2	2	18	22	2	4	36	28
3	2	24	32	3	4	36	48
4	2	30	40	4	4	36	46
5	2	36	44	5	4	48	38
6	2	36	47	6	4	48	56
7	2	42	50	7	4	48	62
8	2	48	56	8	4	60	50
9	2	48	40	9	4	60	64
10	2	12	9	10	4	12	15
11	2	24	18	11	4	18	22
12	2	24	20	12	4	24	30
13	2	24	26	13	4	36	34

Вариант	Число			Вариант	Число		
	полюсов, L	пазов статора	пазов ротора		полюсов	пазов статора	пазов ротора
14	2	24	31	14	4	42	54
15	2	24	33	15	4	48	59
16	2	24	34	16	4	60	71
17	2	36	26	17	4	72	83
18	2	36	28	18	6	36	47
19	2	36	46	19	6	54	65
20	2	48	53	20	6	72	83
21	2	48	38	21	6	90	101
22	2	36	45	22	8	48	44
23	2	48	55	23	8	72	85
24	2	36	47	24	8	84	98
25	2	48	57	25	8	96	83

5.13 ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЁТА

Известны следующие характеристики асинхронного электродвигателя:

- частота вращения $n_0 = 2900$ об/мин;
- число полюсов $N = 2$;
- количество пазов ротора $Z_P = 20$, статора $Z_C = 24$.

Расчёт частот возбуждения колебаний согласно формулам табл. 5.1 приведён в табл. 5.4.

Таблица 5.4

Сводные данные примера расчёта

Частоты вибрации в асинхронных электродвигателях		
Причина вибрации	Формула обозначения	Результат
Линейная частота сети (линейная электрическая частота) и её гармоники, Гц	f_C ; $k f_C$; $k = 1, 2, 3\dots$	$f_C = 50$ Гц; $2f_C = 100$ Гц; $3f_C = 150$ Гц

Частоты вибрации в асинхронных электродвигателях		
Причина вибрации	Формула обозначения	Результат
Частота вращения ротора (рабочая частота), об/мин Частота вращения ротора (рабочая частота) и её гармоники, Гц	$n_0;$ $f_0 = n_0 / 60;$ $k f_0, k = 1, 2, 3\dots$	$f_0 = 2900 / 60 = 48,3 \text{ Гц};$ $2f_0 = 96,6 \text{ Гц};$ $3f_0 = 144,9 \text{ Гц}$
Синхронная частота, об/мин	$n_s = \frac{60f_s}{p}$	$f_s = f_c = 50 \text{ Гц};$ $p = N / 2 = 2 / 2 = 1;$ $n_s = \frac{60 \cdot 50}{1} = 3000 \text{ об/мин}$
Скольжение	$s = \frac{n_s - n_0}{n_s}$	$s = \frac{3000 - 2900}{3000} = 0,03$
Частота скольжения, Гц	$f_{s1} = \frac{n_s - n_0}{60}$	$f_{s1} = \frac{3000 - 2900}{60} = 1,7 \text{ Гц}$
Частота прохода поля, Гц	$f_p = f_{s1} \cdot N$	$f_p = 1,7 \cdot 2 = 3,4 \text{ Гц}$
Пазовая частота статора (частота прохода пазов статора) и её гармоники	$f_{\text{ПАЗС}} = Z_C \cdot f_0;$ $k \cdot f_{\text{ПАЗС}}$	$f_{\text{ПАЗС}} = 24 \cdot 48,3 = 1159,2 \text{ Гц};$ $2f_{\text{ПАЗС}} = 2318,4 \text{ Гц};$ $3f_{\text{ПАЗС}} = 3477,6 \text{ Гц}$
Пазовая частота ротора (частота прохода стержней ротора) и её гармоники	$f_{\text{ПАЗР}} = Z_P \cdot f_0;$ $k \cdot f_{\text{ПАЗР}}$	$f_{\text{ПАЗР}} = 20 \cdot 48,3 = 966 \text{ Гц};$ $2f_{\text{ПАЗС}} = 1939 \text{ Гц};$ $3f_{\text{ПАЗС}} = 2898 \text{ Гц}$
Модуляция пазовых частот ротора (статора) удвоенной частотой сети и её гармониками	$k f_{\text{ПАЗС}} \pm 2mf_c;$ $k f_{\text{ПАЗР}} \pm 2mf_c$	$k = 1, m = 1;$ $1159,2 + 100 = 1259,2 \text{ Гц};$ $1159,2 - 100 = 1059,2 \text{ Гц};$ $966 + 100 = 1066 \text{ Гц};$ $966 - 100 = 866 \text{ Гц};$ $k = 1, m = 2;$ $1159,2 + 200 = 1359,2 \text{ Гц};$ $1159,2 - 200 = 959,2 \text{ Гц};$ $966 + 200 = 1166 \text{ Гц};$ $966 - 200 = 766 \text{ Гц}$

Частоты вибрации в асинхронных электродвигателях		
Причина вибрации	Формула обозначения	Результат
Модуляция пазовых частот ротора (статора) удвоенной частотой сети и её гармониками (продолжение)	$k f_{\text{ПАЗС}} \pm 2mf_c;$ $k f_{\text{ПАЗР}} \pm 2mf_c$	$k = 2, m = 1;$ $2318,4 + 100 = 2418,4 \text{ Гц};$ $2318,4 - 100 = 2218,4 \text{ Гц};$ $1939 + 100 = 2039 \text{ Гц};$ $1939 - 100 = 1839 \text{ Гц}$
Модуляция пазовых частот ротора (статора) удвоенной частотой вращения и её гармониками	$k f_{\text{ПАЗС}} \pm 2mf_0;$ $k f_{\text{ПАЗР}} \pm 2mf_0$	$k = 1, m = 1;$ $1159,2 + 96,6 = 1255,8 \text{ Гц};$ $1159,2 - 96,6 = 1062,6 \text{ Гц};$ $966 + 96,6 = 1062,6 \text{ Гц};$ $966 - 96,6 = 869,4 \text{ Гц};$ $k = 1, m = 2;$ $1159,2 + 193,2 = 1352,4 \text{ Гц};$ $1159,2 - 193,2 = 966 \text{ Гц};$ $966 + 193,2 = 1159,2 \text{ Гц};$ $966 - 193,2 = 772,8 \text{ Гц};$ $k = 2, m = 1;$ $2318,4 + 96,6 = 2415 \text{ Гц};$ $2318,4 - 96,6 = 2221,8 \text{ Гц};$ $1939 + 96,6 = 2035,6 \text{ Гц};$ $1939 - 96,6 = 1842,4 \text{ Гц}$

Требования к параметрам измерения ВА сигнала.

Максимальное значение частоты возбуждения вибрации составило 2898 Гц, а с учётом возможной её модуляции второй (100 Гц) и четвёртой (200 Гц) гармониками получаем максимальную частоту в спектре сигнала – 3300 Гц. Поэтому частота дискретизации должна быть больше: $3 \cdot 300 / 0,8 = 8250 \text{ Гц}$. Длительность сигнала определяем из следующих соображений (см. Приложение Б): если минимальное отличие составляющих по частоте $f_{S1} = 1,7 \text{ Гц}$, то разрешение по частоте должно быть: $\Delta f_R = f_{S1} / 4 = 0,425 \text{ Гц}$, тогда длительность реализации: $T_r = 1 / \Delta f = 2,35 \text{ с}$.

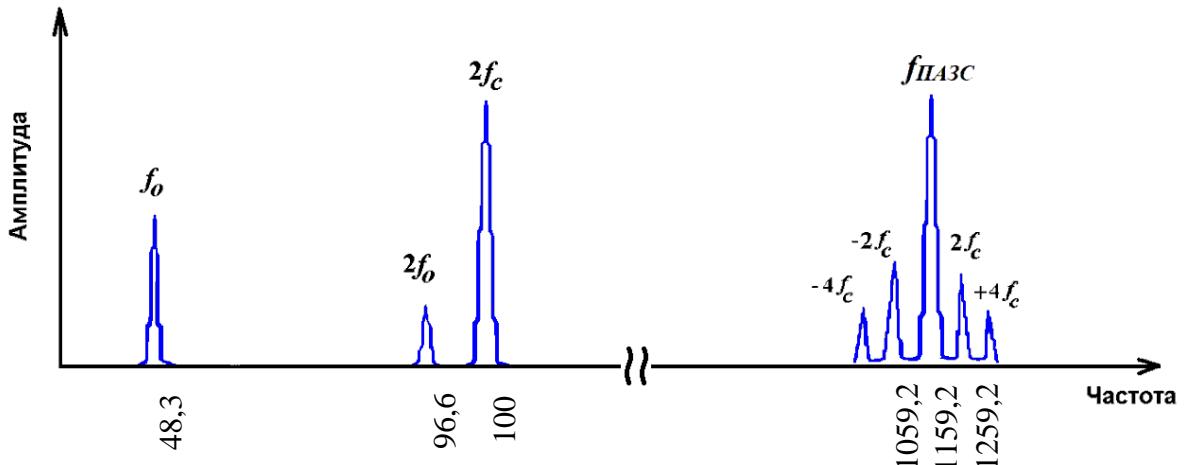


Рис. 5.11. Мaska спектра вибрации при статическом эксцентриките статора

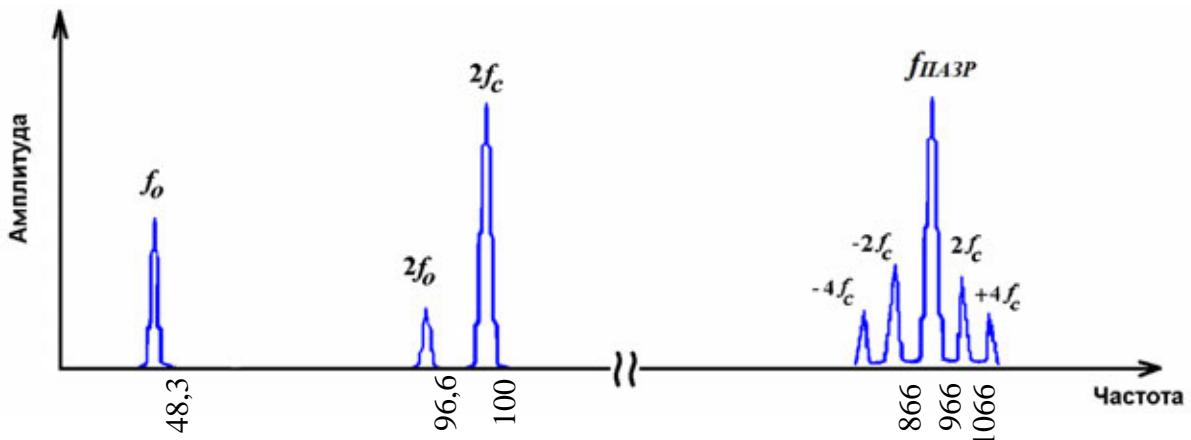


Рис. 5.12. Мaska спектра вибрации при статическом эксцентриките ротора

На основании результатов расчёта следует сформировать маски спектров дефектов и неисправностей асинхронных электродвигателей. Для примера приведены маски спектров при статическом эксцентриките статора (Рис. 5.11) и ротора (Рис. 5.12).

5.14 ПРИМЕР АНАЛИЗА СИГНАЛА

5.14.1 Подготовка к анализу

Запускаем программу «Анализ». В меню «Сигнал» выбираем пункт меню «Загрузить из файла» ($Alt + F$), выбираем нужный файл варианта и нажимаем на кнопку «Открыть». Загруженный сигнал представляет собой временную реализацию, которая получена с пьезоэлектрического датчика, – это виброускорение (Рис. 5.13).

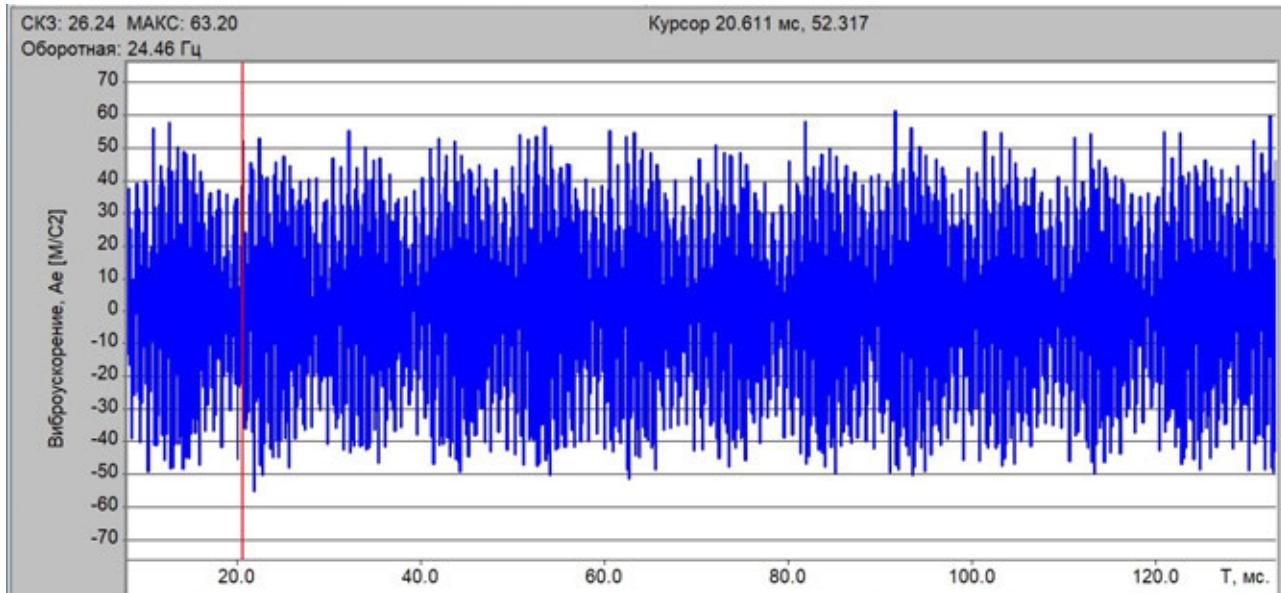


Рис. 5.13. Временная реализация сигнала виброускорения

В меню программы «Курсор» выбираем раздел «Параметры». Устанавливаем галочку в строке «Точный курсор». После этого программа будет использовать значения спектральных составляющих из ряда Фурье, а не отображаемых на экране значений, которые могут объединяться для корректного отображения спектра.

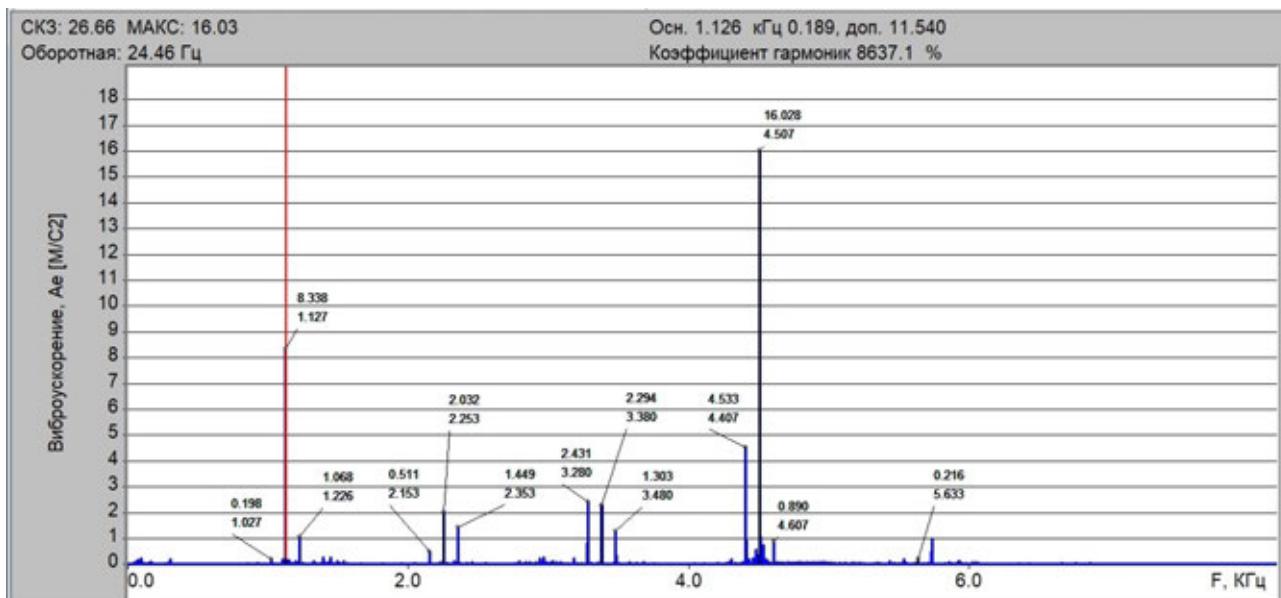


Рис. 5.14. Спектр виброускорения в линейном масштабе с выделенными гармониками пазовой частоты

Затем в меню «Режим» выбираем «Амплитудный спектр» (Shift + S) или нажимаем на иконку «Спектр»  и получаем спектр виброускорения (Рис. 5.14).

5.14.2 Анализ спектра виброускорения

В временной реализации сигнала виброускорения наблюдаются высокочастотные импульсы, которые, по-видимому, модулированы с периодом 10 мс или частотой 100 Гц (Рис. 5.13).

В спектре виброускорения присутствуют высокочастотные составляющие. Можно выделить ряд гармоник, которые кратны частоте 1126 Гц (Рис. 5.14).

5.14.3 Анализ спектра виброскорости

В временной реализации сигнала виброскорости также наблюдаются высокочастотные импульсы и при этом есть составляющая с периодом 10 мс (Рис. 5.15).

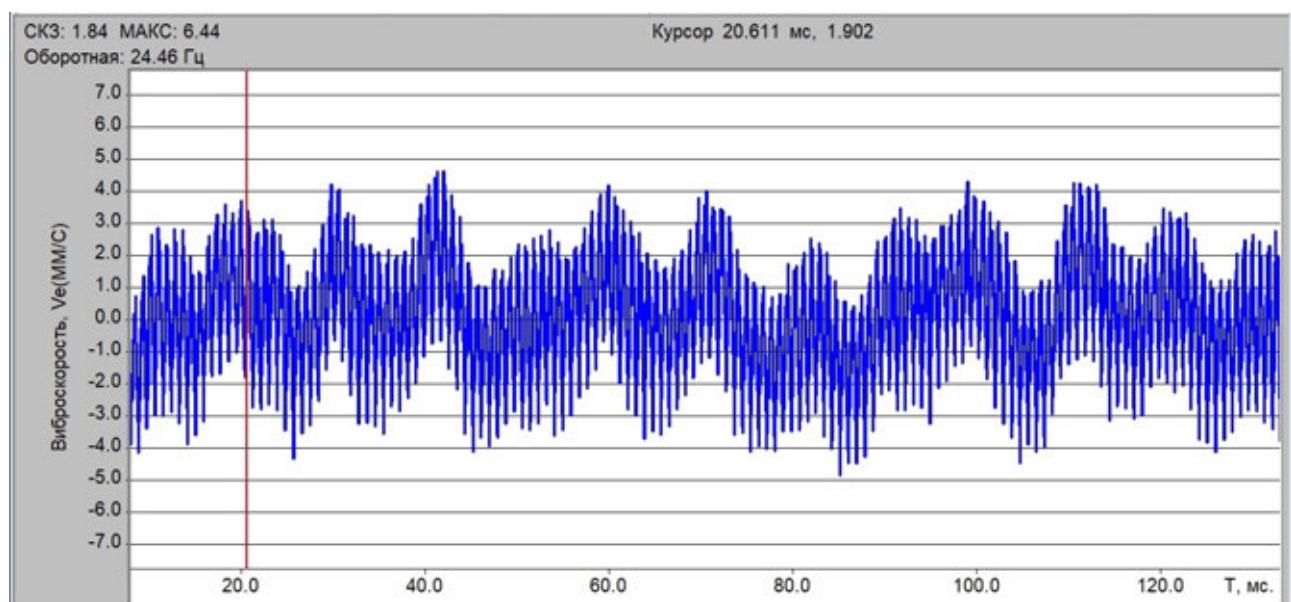


Рис. 5.15. Временная реализация сигнала виброскорости

В спектре виброскорости наблюдаются гармоники оборотной частоты 24,46 Гц (49 Гц, 73,5 Гц, 98 Гц) и составляющая с частотой 100 Гц. Следует отметить частоту 50 Гц (Рис. 5.16).

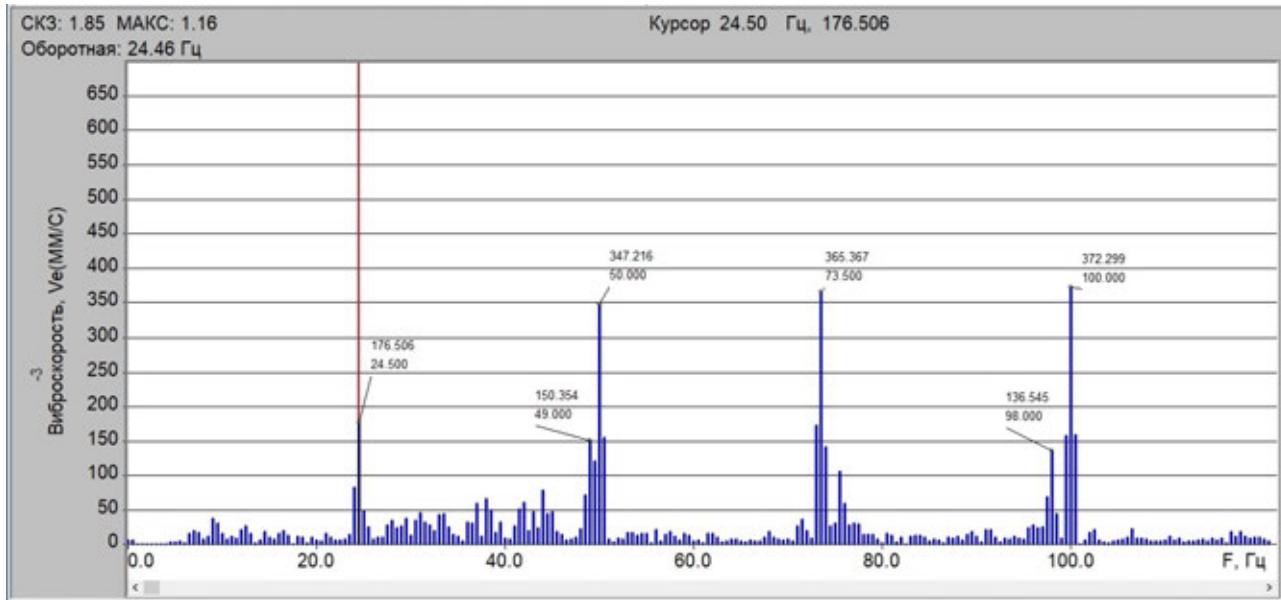


Рис. 5.16. Спектр выброскорости

5.14.4 Анализ спектра виброперемещения

Временная реализация сигнала виброперемещения имеет нестационарный характер, что свидетельствует о недостаточной длине выборки, т. е. в сигнале присутствуют составляющие с периодом, которые больше длительности временной реализации (Рис. 5.17).

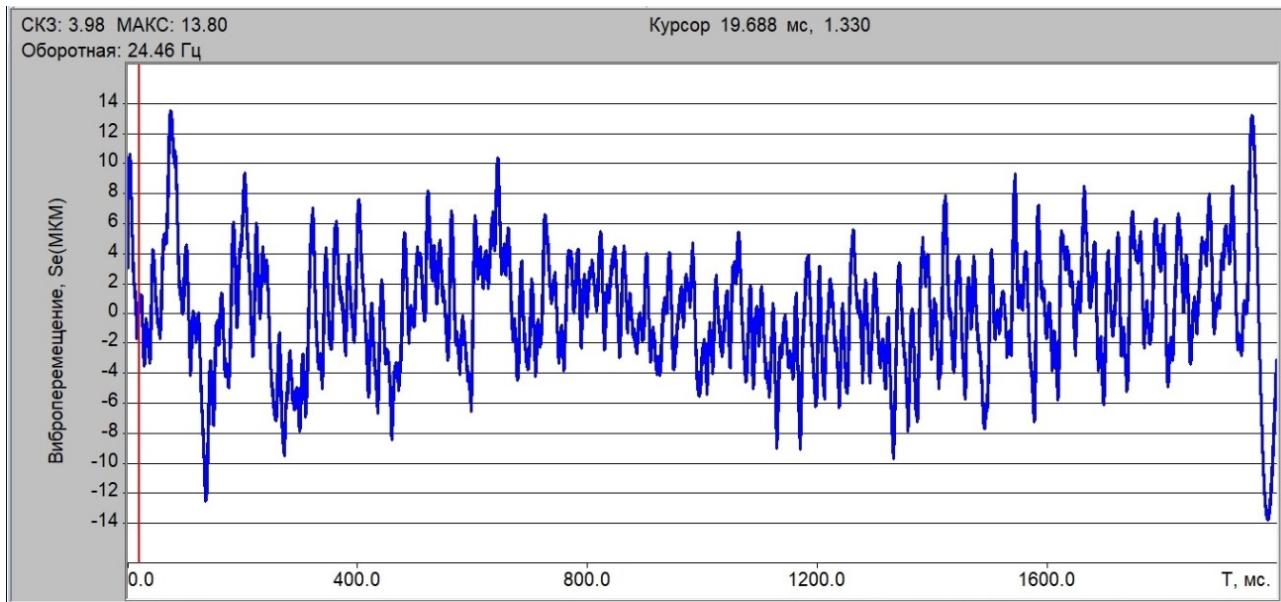


Рис. 5.17. Временная реализация сигнала виброперемещения

В спектре виброперемещения также присутствуют гармоники оборотной частоты 24,46 Гц (49 Гц, 73,5 Гц, 98 Гц) и составляющие с частотами 50 и 100 Гц (Рис. 5.18).

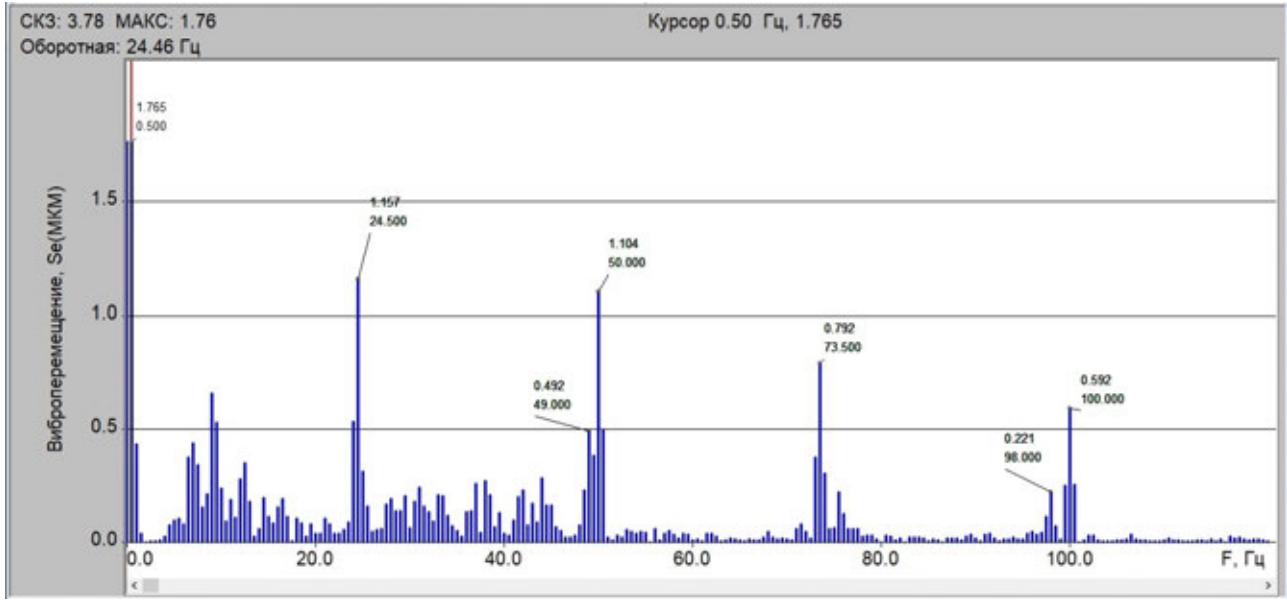


Рис. 5.18. Спектр виброперемещения

5.14.5 Анализ пазовых частот в спектре виброускорения

Для уточнения характера спектра виброускорения следует провести его анализ в логарифмическом масштабе по оси амплитуд. Анализ показывает наличие гармоник частоты 1126 Гц, которые модулированы удвоенной частотой сети и более низкочастотными составляющими (Рис. 5.19).

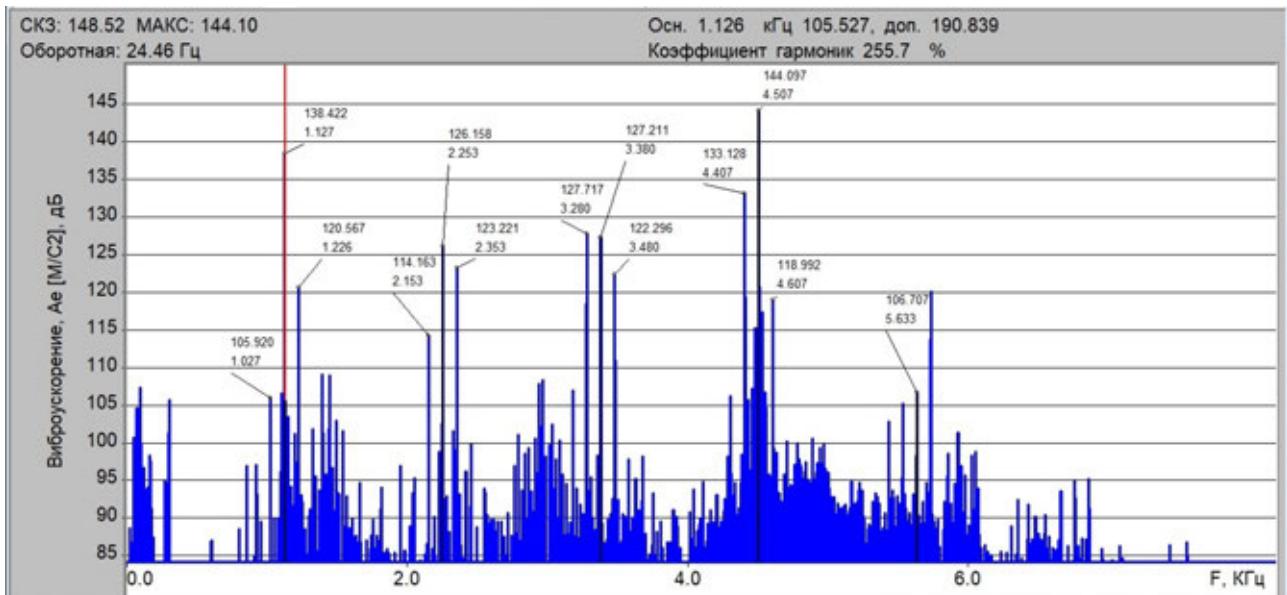


Рис. 5.19. Спектр виброускорения в логарифмическом масштабе с выделенными гармониками пазовой частоты

Примем в качестве исходных данных, что частота вращения вала составляет $f_0 = 24,46$ Гц, а частота сети $f_C = 50$ Гц.

Чтобы найти точную оборотную частоту, нужно сначала разделить пазовую частоту на примерную оборотную и получить количество пазов ротора n :

$$n = \frac{k f_{\text{ПАЗ}}}{f_0}.$$

По спектру определяем гармоники пазовой: 1126,5 Гц; 2253 Гц; 3380 Гц; 4506,5 Гц и уточняем количество пазов:

$$n = \frac{1126,5}{24,46} = 46,05 \approx 46; 2n = \frac{2253}{24,46} = 92,1 \approx 92;$$

$$3n = \frac{3380}{24,46} = 138,18 \approx 138; 4n = \frac{4506,5}{24,46} = 188,3 \approx 188.$$

Уточняем величину оборотной частоты по полученному количеству пазов:

$$f_0 = \frac{1126,5}{46} = 24,489 \text{ Гц}; f_0 = \frac{4506,5}{188} = 24,502 \text{ Гц}.$$

Следовательно, частота вращения приблизительно составляет 24,495 Гц.

По таблицам 5.5, 5.6, 5.7 для асинхронного электродвигателя при частоте вращения 1500 об/мин определяем, что число пазов ротора равно 46, число пазов статора 36, число полюсов 4 (табл. 5.6, табл. 5.7).

Уточним величины пазовых частот ротора:
для первой гармоники

$$f_{\text{ПАЗ1}} = f_0 \cdot 46 = 24,495 \cdot 46 = 1126,77 \text{ Гц},$$

для второй гармоники

$$f_{\text{ПАЗ2}} = f_0 \cdot 92 = 24,495 \cdot 92 = 2253,54 \text{ Гц},$$

для третьей гармоники

$$f_{\text{ПАЗ3}} = f_0 \cdot 138 = 24,495 \cdot 138 = 3380,3 \text{ Гц},$$

для четвёртой гармоники

$$f_{\text{ПАЗ4}} = f_0 \cdot 188 = 24,495 \cdot 188 = 4605,06 \text{ Гц}.$$

Рассчитанные частоты отличаются от величин в спектре виброускорения не более чем на 1 Гц, что является вполне удовлетворительным результатом.

Проведём анализ спектральных составляющих в окрестности каждой гармоники пазовой частоты.

Гармоника с частотой 1126,5 Гц имеет боковые частоты, которые сложно исследовать в линейном масштабе, так как их уровень значительно меньше величины самой гармоники (Рис. 5.20). Поэтому целесообразно рассмотреть спектр в логарифмическом масштабе по оси амплитуд (Рис. 5.21).

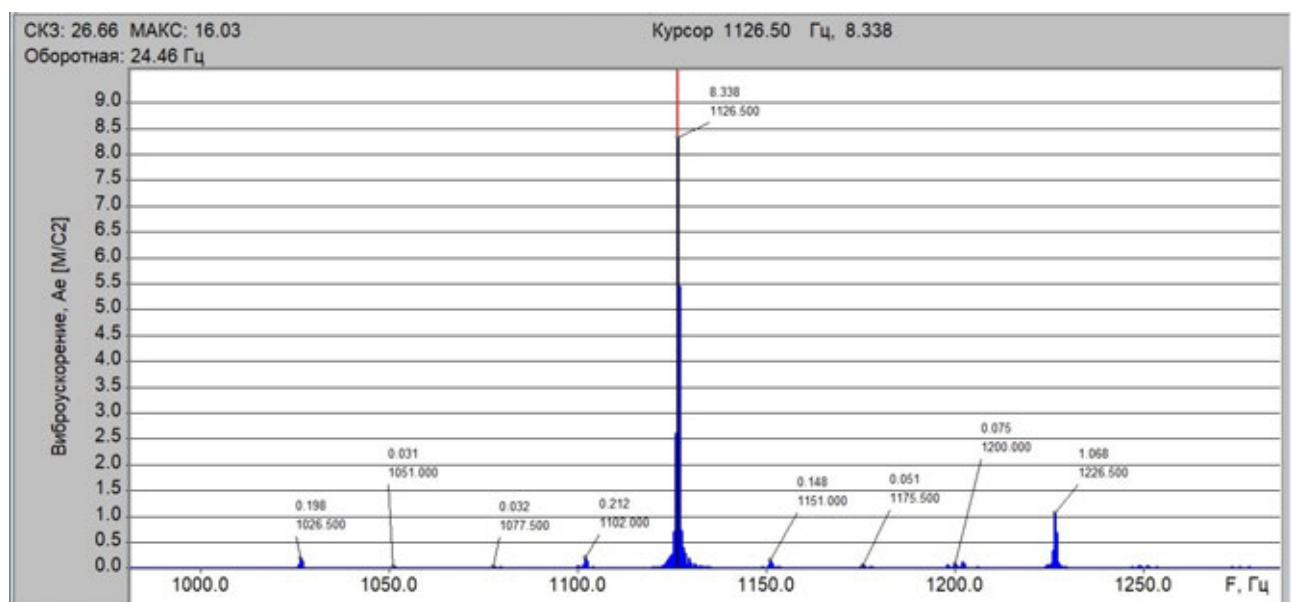


Рис. 5.20. Спектр в окрестности первой гармоники пазовой частоты
в линейном масштабе

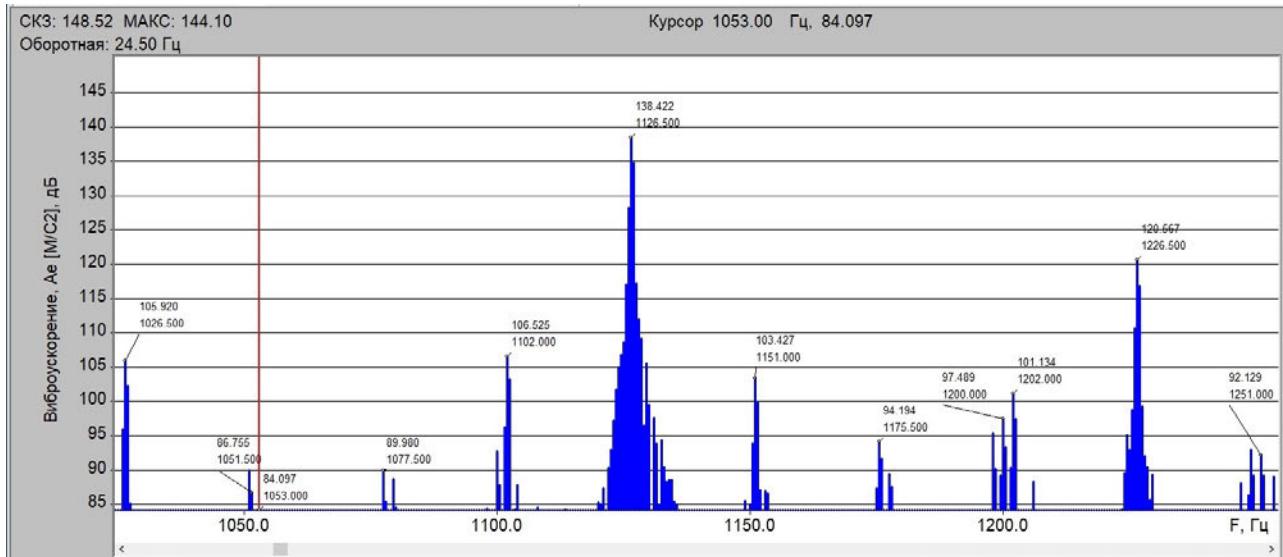


Рис. 5.21. Спектр в окрестности первой гармоники (1126,5 Гц) пазовой частоты в логарифмическом масштабе

Вокруг гармоники пазовой частоты 1126,5 Гц справа (1151 Гц; 1175,5 Гц; 1200 Гц) и слева (1102 Гц; 1077,5 Гц; 1053 Гц) присутствуют боковые частоты, которые кратны частоте вращения, а также боковые частоты, отстоящие от пазовой на величину удвоенной частоты сети – 1226,5 Гц и 1026,5 Гц. Следует заметить, что боковые частоты 1226,5 Гц и 1026,5 Гц в свою очередь модулированы частотой вращения ротора – 1202 Гц; 1251 Гц; 1051,5 Гц.

Если пазовая гармоника ротора модулирована удвоенной частотой сети (100 Гц), то это является следствием статического эксцентриситета ротора. У пазовой гармоники присутствуют боковые частоты, которые кратны частоте вращения ротора; это является следствием динамического эксцентриситета ротора.

Вторая гармоника пазовой частоты (2253 Гц) также модулирована удвоенной частотой сети (2153 Гц и 2353 Гц), а также гармониками частоты вращения, в частности, 2228,5 Гц; 2204 Гц; 2277,5 Гц; 2302 Гц (Рис. 5.22.).

Третья гармоника пазовой частоты (3380 Гц) также модулирована удвоенной частотой сети (3280 Гц и 3480 Гц), а также гармониками частоты вращения, в частности, 3355,5 Гц; 3404,5 Гц (Рис. 5.23).

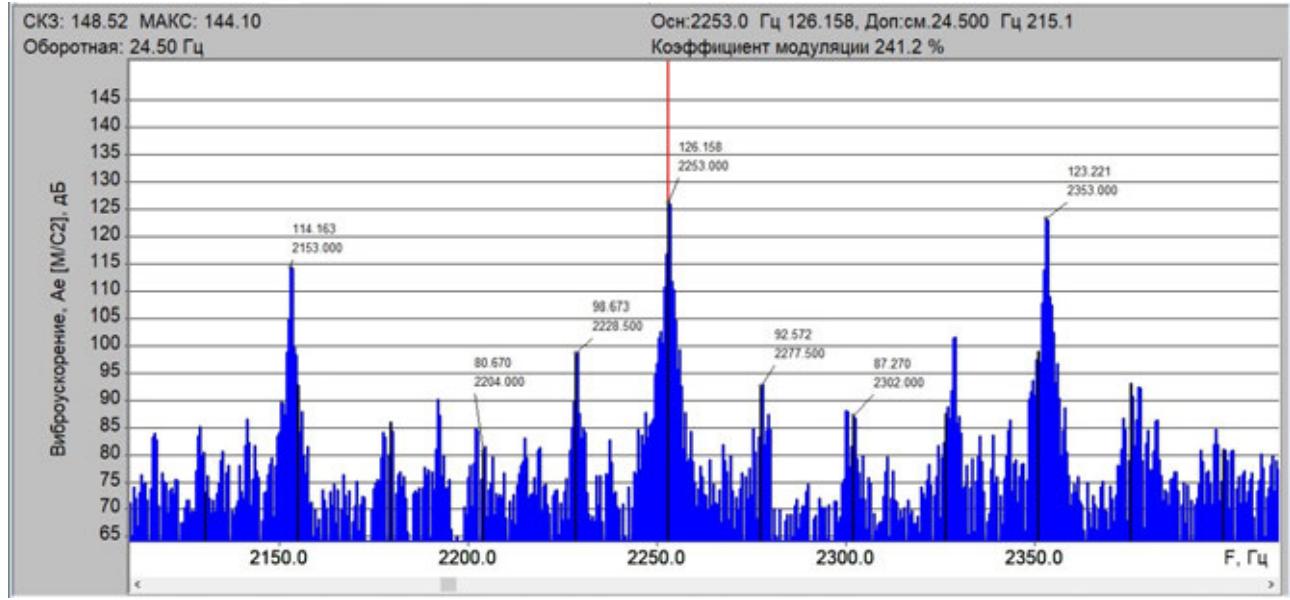


Рис. 5.22. Спектр в окрестности второй гармоники (2253 Гц) пазовой частоты

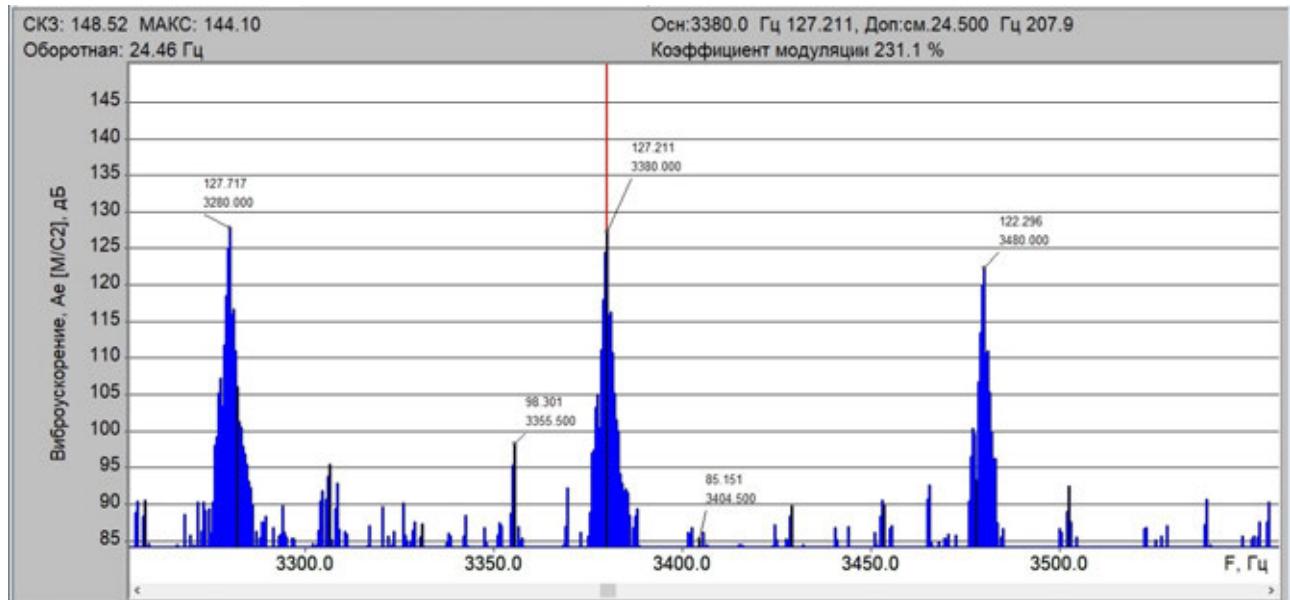


Рис. 5.23. Спектр в окрестности третьей гармоники (3380 Гц) пазовой частоты

Четвёртая гармоника пазовой частоты (4506,5 Гц) также модулирована удвоенной частотой сети (4406,5 Гц и 4606,5 Гц), а также гармониками частоты вращения, в частности, 4433 Гц; 4457,5 Гц; 4482 Гц; 4531 Гц; 4555,5 Гц (Рис. 5.24).

Наличие гармоник пазовой частоты ротора, которые модулированы удвоенной частотой сети: $1126,5 \pm 100$ Гц; 2253 ± 100 Гц; 3380 ± 100 Гц; $4506,5 \pm 100$ Гц, – свидетельствует о наличии статического эксцентриситета ротора, т. е. электромагнитная ось ротора не совпадает с электромаг-

нитной осью статора статически, например, оси перекрещиваются по длине ротора.

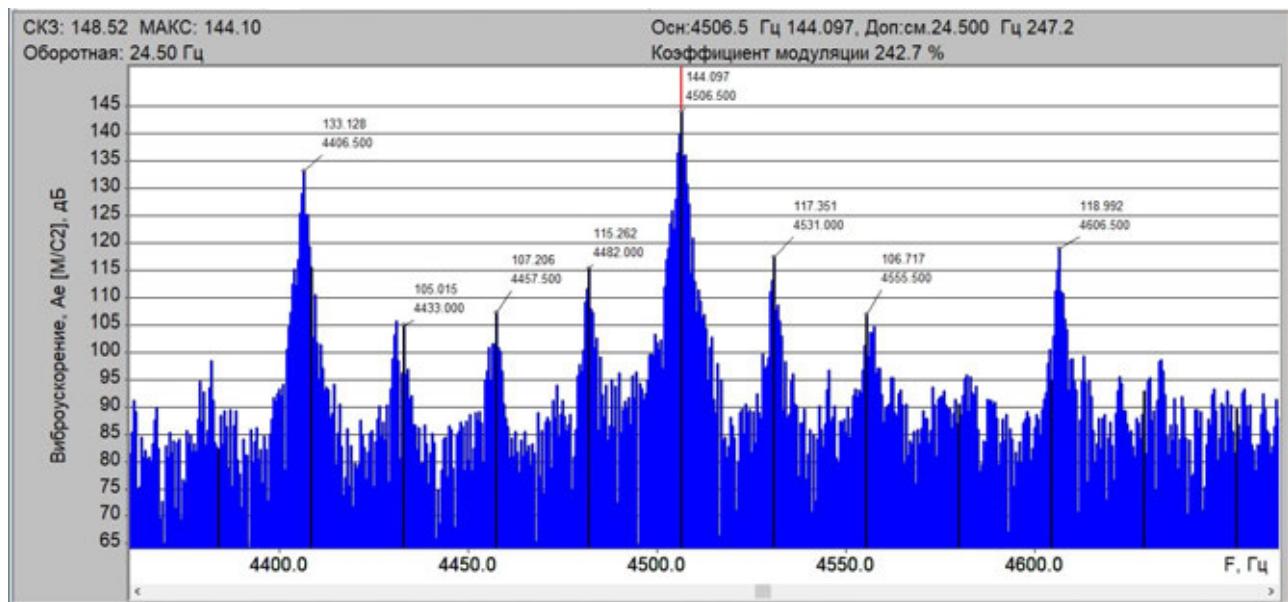


Рис. 5.24. Спектр в окрестности четвёртой гармоники (4506,5 Гц) пазовой частоты

5.14.6 Анализ спектра огибающей виброускорения

Если ротор имеет некруглое сечение, то, даже будучи отбалансированным, он возбуждает вибрацию на оборотной частоте f_0 и её гармониках, а также порождает несбалансированные магнитные силы, которые пульсируют с частотой вращения и частотой скольжения, вследствие несимметрии токов, протекающих по короткозамкнутым виткам стержней. В этом случае происходит модуляция гармоник пазовой частоты гармониками частоты вращения ($1126,5 \pm k \cdot 24,5$ Гц; $2253 \pm k \cdot 24,5$ Гц; $3380 \pm k \cdot 24,5$ Гц; $4506,5 \pm k \cdot 24,5$ Гц), что и говорит о наличии динамического эксцентриситета ротора. Но при этом следует проверить наличие в спектре частот скольжения, которые можно обнаружить при достаточно длинной выборке временной реализации (длительность выборки должна быть как минимум в четыре раза больше периода скольжения – см. Приложение А). В данном случае длина выборки составляет 2 с, а период частоты скольжения – тоже 2 с (частота 0,5 Гц). Условие не выполняется, но можно попробовать оценить наличие частоты скольжения.

Анализ спектр огибающей виброускорения в диапазоне 95...105 Гц показывает наличие составляющей 2 Гц. Но это, скорее всего, разностная между четвёртой оборотной гармоникой и удвоенной частотой сети. Частоты скольжения и её гармоник в спектре не обнаружено (Рис. 5.25).

В спектр огибающей виброускорения в диапазоне 145...155 Гц обнаруживаем удвоенную частоту скольжения (1 Гц) (Рис. 5.26).

В спектр огибающей виброускорения в диапазоне 295...305 Гц (третья гармоника удвоенной частоты сети появляется при питании электродвигателей тремя фазами напряжения и часто является наиболее информативной в плане нарушения электропитания) присутствуют частота скольжения (0,5 Гц) и удвоенная частота скольжения (1 Гц) (Рис. 5.27).

Наличие частоты скольжения и её гармоник подтверждает предположение о динамическом эксцентризите ротора [1; 4].

Наличие же в спектре частот 4,5 Гц, 8 Гц, 8,5 Гц может говорить об ослаблении посадки подшипника в гнезде. Однако, учитывая, что уровни составляющих достаточно малы, можно говорить лишь о зарождающемся дефекте.

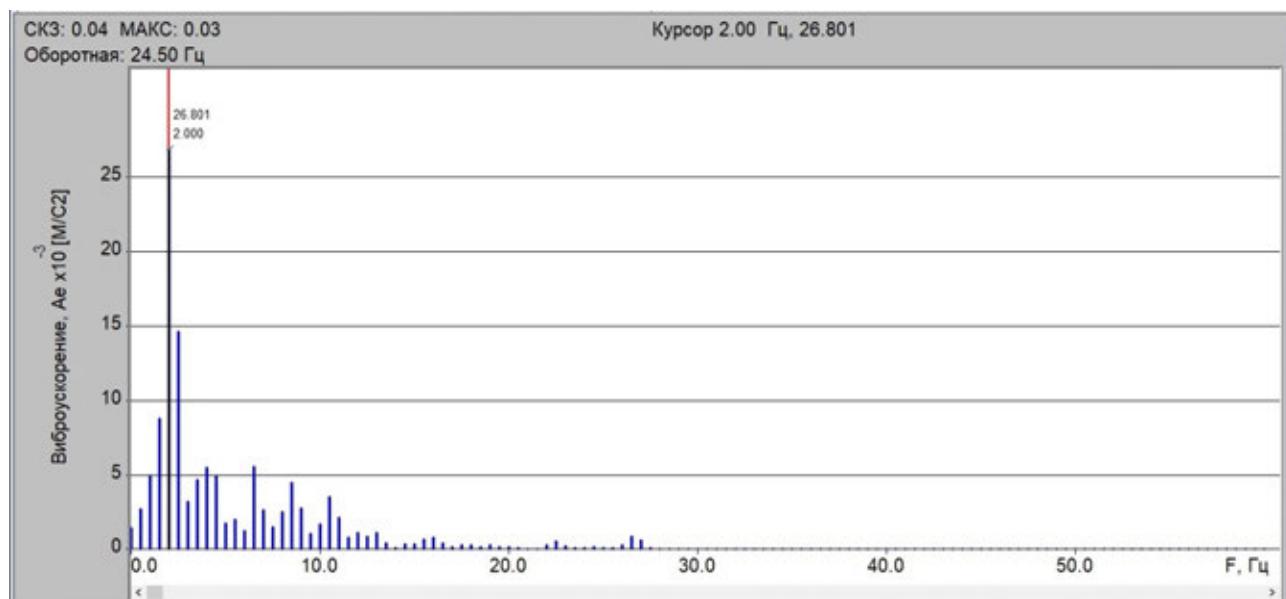


Рис. 5.25. Спектр огибающей виброускорения в диапазоне 95...105 Гц

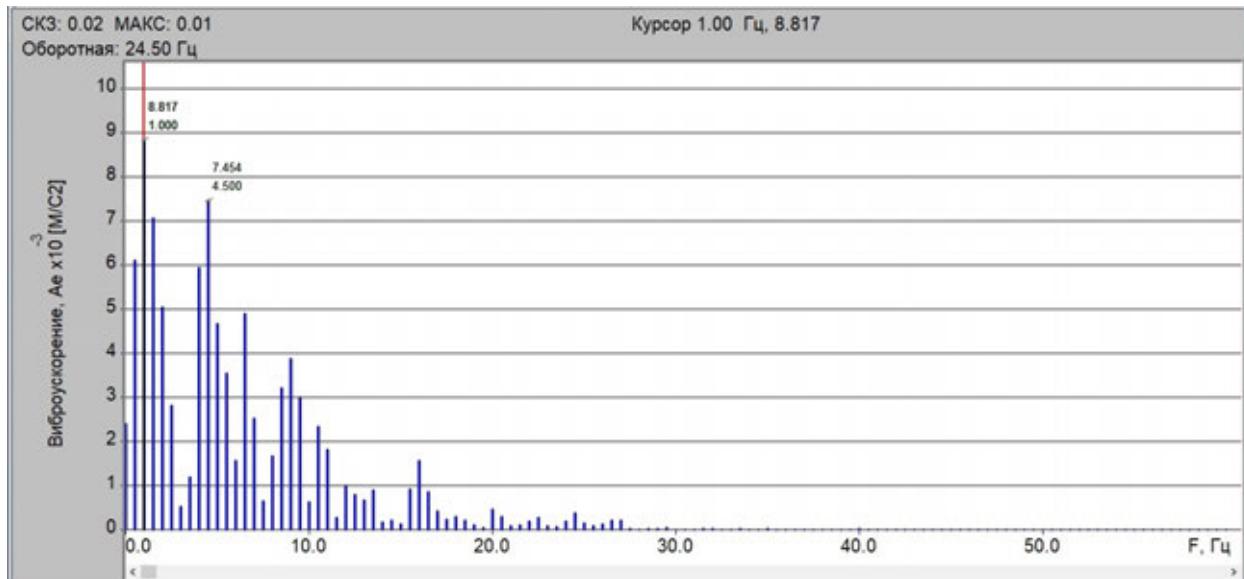


Рис. 5.26. Спектр огибающей виброускорения в диапазоне 145...155 Гц

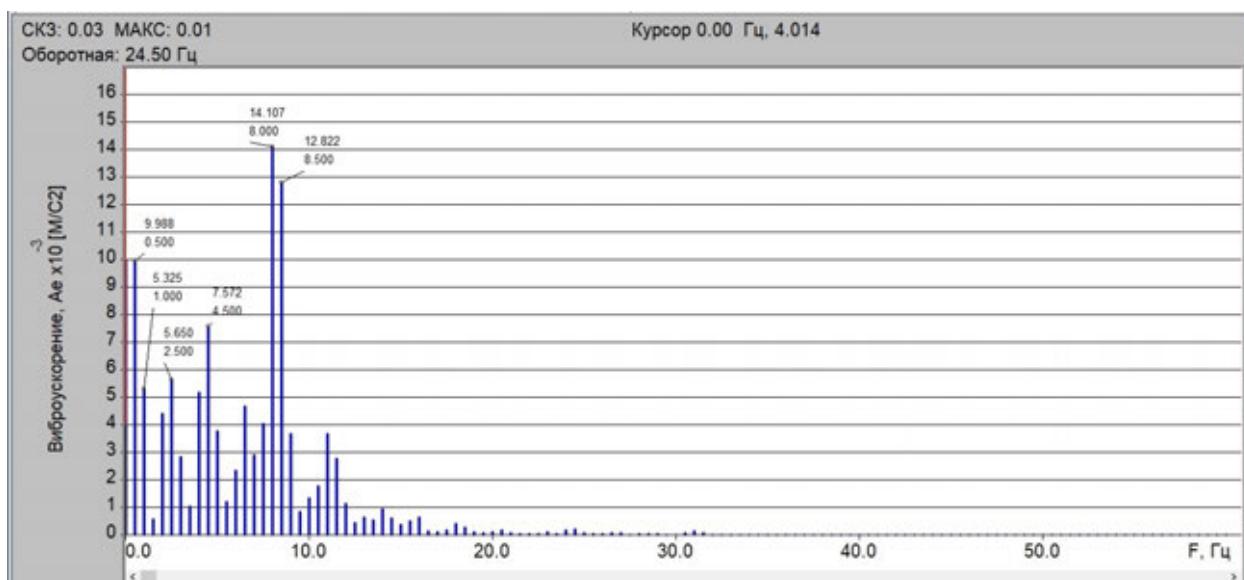


Рис. 5.27. Спектр огибающей виброускорения в диапазоне 295...305 Гц

5.14.7 Расчёт пазовых частот статора

Марка двигателя неизвестна, но поскольку установлено, что двигатель имеет 46 стержней (пазов ротора), то наиболее вероятно, что количество пазов статора составляет 36. Рассчитаем пазовые частоты статора: для первой гармоники

$$f_{\text{ПАЗС1}} = f_0 \cdot 36 = 24,489 \cdot 36 = 881,604 \text{ Гц},$$

для второй гармоники

$$f_{\text{ПАЗС2}} = f_{\text{ПАЗС1}} \cdot 2 = 881,604 \cdot 2 = 1763,208 \text{ Гц},$$

для третьей гармоники

$$f_{\text{ПАЗС3}} = f_{\text{ПАЗС1}} \cdot 3 = 881,604 \cdot 3 = 2644,812 \text{ Гц}.$$

Рассчитанные частоты не обнаружены в спектре виброускорения (Рис. 5., Рис. 5.).

5.14.8 Диагноз по результатам анализа спектра вибрации

Состояние.

В качестве критерия оценки состояния объекта согласно ГОСТ 32106 [21] для электродвигателей с высотой центра до 225 мм выбраны уровни СКЗ виброускорения, виброскорости и вибропреремещения (Таблица 5.).

Диагноз.

Высокий уровень пазовых частот ротора и их модуляция удвоенной частотой сети и оборотными гармониками свидетельствуют о неисправности ротора.

Дефект критический, состояние по СКЗ виброускорения – «Недопустимо»; требуется немедленный ремонт.

Рекомендации: провести ревизию ротора и правильность его монтажа.

Таблица 5.5

Сводные данные по результатам анализа

Параметр	Границы	Состояние	Норма	Реальное	Примечание
Виброускорение a_{rms} , м/с ²	A/B	Допустимо	9		
	B/C	ТПМ	12		
	C/D	НДП	16	26	НДП
Виброскорость v_{rms} , мм/с	A/B	Допустимо	4,5	1,8	Хорошо
	B/C	ТПМ	7,1		
	C/D	НДП	11,2		
Вибропреремещение d_{rms} , мкм	A/B	Допустимо	18	4	Хорошо
	B/C	ТПМ	28		
	C/D	НДП	36		

5.15 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. К чему приводит неравномерный нагрев ротора?
2. В чём заключается природа эксцентрикитета статора? Каковы причины его возникновения?
3. В чём выражается влияние эксцентрикитета статора на спектр вибрации ВА сигнала электродвигателя?
4. Какие частотные составляющие характеризуют динамический эксцентрикитет статора?
5. Какие частотные составляющие характеризуют статический эксцентрикитет статора?
6. Каким образом проявляется ослабление ротора?
7. Назовите причины возникновения эксцентрикитета ротора? В чём выражается влияние эксцентрикитета ротора на спектр вибрации ВА сигнала электродвигателя?
8. Уровень каких частотных составляющих в спектре вибрации электродвигателя характеризует повреждение обмоток или изоляции?
9. В чём заключается природа электрически наведённой вибрации и чем она характеризуется?
10. Укажите причины возникновения вибрации вследствие скольжения.
11. В чём состоит природа возникновения дефектов стержней ротора? Приведите диагностические признаки дефектов стержней ротора.
12. Уровень каких спектральных составляющих ВА сигнала говорит о наличии дефектов стержней ротора?
13. Какие способы (помимо вибродиагностики) позволяют определить дефекты стержней ротора? Укажите основные диагностические признаки.
14. Поясните причины появления неравномерности воздушного зазора и его влияние на параметры ВА сигнала.

Таблица 5.6

**Используемые числа пазов ротора асинхронных двигателей
с короткозамкнутым ротором**

Число		Число пазов ротора (z_2)	
плюс- сов	пазов статора (z_1)	без скоса пазов	со скосом пазов
2	12	9*, 15*	
	18	11*, 12*, 15*, 21*, 22	14*, (18), 19*, 22*, 26, 28*, (30), 31, 33, 34, 35
	24	15*, (16)*, 17*, 19, 32	18, 20, 26, 31, 33, 34, 35
	30	22, 38	(18), 20, 21, 23, 24, 37, 39, 40
2	36	26, 28, 44, 46	25, 27, 29, 43, 45, 47
	42	32, 33, 34, 50, 52	
	48	38, 40, 56, 53	37, 39, 41, 55, 57, 59
4	12	9*	15*
	18	10*, 14*	18*, 22*
	24	15*, 16*, 17, (32)	16, 18, (20), 30, 33, 34, 35, 36
	36	26, 44, 46	(24), 27, 28, 30, (32), 34, 45, 48
	42	(34), (50), 52, 54	(33), 34, (38), (51), 53
	48	34, 38, 56, 58, 62, 64	(36), (38), (39), 40, (44), 57, 59
	60	50, 52, 68, 70, 74	48, 49, 51, 56, 64, 69, 71
	72	62, 64, 80, 82, 86	61, 63, 68, 76, 81, 83
6	36	26, 46, (48)	28*, 33, 47, 49, 50
	54	44, 50, 64, 66, 68	42, 43, 51, 65, 67
	72	56, 58, 62, 82, 84, 86, 88	57, 59, 60, 61, 83, 85, 87, 90
	90	74, 76, 78, 80, 100, 102, 104	75, 77, 79, 101, 103, 105
8	48	(34), 36, 44, 62, 64	35, 44, 61, 63, 65
	72	56, 58, 86, 88, 90	56, 57, 59, 85, 87, 89
	84	66, (68), 70, 98, 100, 102, 104	(68), (69), (71), (97), (99), (101)
	96	78, 82, 110, 112, 114	79, 80, 81, 83, 109, 111, 113
10	60	44, 46, 74, 76	57, 69, 77, 78, 79
	90	68, 72, 74, 76, 104, 106, 108, 110, 112, 114	70, 71, 73, 87, 93, 107, 109
	120	86, 88, 92, 94, 96, 98, 102, 104, 106, 134, 136, 138, 140, 142, 146	99, 101, 103, 117, 123, 137, 139
12	72	56, 64, 80, 88	69, 75, 80, 89, 91, 92
	90	68, 70, 74, 88, 98, 106, 108, 110	(71), (73), 86, 87, 93, 94, (107), (109)
	108	86, 68, 92, 100, 116, 124, 128, 130, 132	84, 89, 91, 104, 105, 111, 112, 125, 127
	144	124, 128, 136, 152, 160, 164, 166, 168, 170, 172	125, 127, 141, 147, 161, 163

Примечания: 1) в скобках указаны числа пазов, при которых возможно повышение вибрации двигателей; 2) звёздочкой отмечены числа пазов, применяемые в основном в машинах малой мощности.

Таблица 5.7

**Соотношения чисел пазов статора (z_1) и ротора (z_2)
для асинхронных двигателей серии 4А**

Высота оси вращения, мм	z_1/z_2 при $2p$					
	2	4	6	8	10	12
Двигатели с kortkозамкнутым ротором						
50	12/9	12/15	—	—	—	—
56	24/18	24/18	—	—	—	—
63	24/18	24/18	36/28	—	—	—
71	24/20	24/18	36/28	36/28	—	—
80–100	24/20	36/28	36/28	36/28	—	—
112	24/22	36/34	54/51	48/44	—	—
132	24/19	36/34	54/51	48/44	—	—
160	36/28	48/38	54/50	48/44	—	—
180, 200	36/28	48/38	72/58	72/58	—	—
225	36/28	48/38	72/56	72/56	—	—
250	48/40	60/50	72/56	72/56	90/76	—
280–355	48/38	60/50	72/82	72/86	90/106	90/106
Двигатели с фазным ротором						
160	—	48/36	54/36	48/36	—	—
180, 200	—	48/36	72/54	72/48	—	—
225	—	48/66	72/81	72/84	—	—
250–355	—	60/72	72/81	72/84	90/120	90/108

Таблица 5.8

**Данные о частоте вращения, количеству пазов статора (z_1) и ротора (z_2)
для асинхронных двигателей серии АО**

№	Наименование	Оборотная частота	Число пазов статора	Число пазов ротора
1.	АОЛ2-11-2	2815	24	20
2.	АОЛС2-11-2	2670	24	20
3.	АОЛ2-11-4	1360	24	30
4.	АОЛС2-11-4	1300	24	30
5.	АОЛ2-11-2-III	1370	24	30
6.	АОЛ2-11-6	915	36	26
7.	АОЛ2-11-6	870	36	26
8.	АО2-11-6	916	36	26
9.	АОЛ2-12-6-III	920	36	26

Окончание табл. 5.8

№	Наименование	Оборотная частота	Число пазов статора	Число пазов ротора
10.	АОЛ2-21-2	2860	24	20
11.	АОЛС2-21-2	2730	24	20
12.	АО2-21-4	1400	24	30
13.	АОС2-21-4	1300	24	30
14.	АОТ2-21-4	1420	24	30
15.	АОЛС2-21-6	930	36	26
16.	АОТ2-21-6	920	36	26
17.	АОС2-21-6	870	36	26
18.	АОЛ2-31-2	2880	24	20
19.	АОЛС2-31-2	2760	24	20
20.	АОС2-31-2	2700	24	20
21.	АОЛ2-31-4	1430	36	26
22.	АОЛС2-31-4	1350	36	26
23.	АОЛ2-31-6	950	36	44
24.	АОЛС2-31-6	870	36	44
25.	АО2-31-6	950	36	33
26.	АОС2-31-6	870	36	33
27.	АО2-31-6-III	950	36	46
28.	АОЛ2-32-6	950	36	44
29.	АОЛС2-32-6	870	36	44
30.	АО2-32-6-III	950	36	46
31.	АО2-41-2	2900	24	20
32.	АОС2-41-2	2760	24	20
33.	АО2-42-2	2910	24	20
34.	АО2-41-4	1450	36	26
35.	АОС2-41-4	1350	36	26
36.	А2-61-2	2900	36	28
37.	А2-61-4	1450	36	46
38.	А2-61-6	965	54	64
39.	А2-82-4	1460	48	58
40.	А2-81-2	970	72	82
41.	А2-91-2	2920	48	40
42.	А2-91-4	1470	60	70
43.	АО2-91-6-X	980	72	86

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Изучение способов выявления свойств и параметров вибраакустических (ВА) колебаний технических систем при изменении их состояний является нетривиальной задачей. Анализ ВА колебаний сводится к исследованию параметров их характеристик. В частном случае рассматривается спектр ВА сигнала и исследуются величины и соотношения спектральных составляющих таких параметров вибрации, как ускорение, скорость, перемещение.

Собственно величины спектральных составляющих параметров вибрации однозначно связаны между собой, но в совокупности они формируют процессы (виброускорение, виброскорость, виброперемещение), которые практически всегда являются статистически независимыми между собой. Это является тем фундаментальным свойством ВА колебаний, которое и обуславливает способность ВА диагностики обеспечивать распознавание различных дефектов и неисправностей.

Рассмотренные основы анализа ВА сигнала с целью выявления признаков дефектов и неисправностей обеспечивают начальный уровень компетенций специалиста в области вибродиагностики. Дальнейшее повышение квалификации потребует изучения способов анализа ВА сигнала по спектру его огибающей, анализа некоторых его статистических характеристик и, в частности, его характеристической функции. При этом важно не забывать, что процесс анализа нельзя отрывать от результатов синтеза. Именно изучение моделей формирования ВА сигналов позволит глубже понять необходимые принципы и способы анализа, а также требуемые для выявления дефектов и неисправностей характеристики сигналов.

В заключение будущим специалистам в области вибраакустической диагностики хочется пожелать успехов в столь сложной области науки и техники и всегда помнить слова Карла Маркса: «В науке нет широкой столбовой дороги, и только тот может достигнуть её сияющих вершин, кто, не страшась усталости, карабкается по её каменистым тропам» (Предисловие к французскому изданию «Капитала», 18 марта 1872 г.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Костюков, В. Н. Основы вибраакустической диагностики и мониторинга машин : учеб. пособие / В. Н. Костюков, А. П. Науменко. – 2-е изд. – Новосибирск : Изд-во СО РАН, 2014. – 377 с. – ISBN 978-5-7692-1383-0.
2. Костюков, В. Н. Мониторинг безопасности производства / В. Н. Костюков. – Москва : Машиностроение, 2002. – 204 с. – ISBN 5-217-03151-4.
3. СА 03-001-05. Центробежные насосные и компрессорные агрегаты опасных производств. Эксплуатационные нормы вибрации : стандарт ассоциации / Ростехэкспертиза. – Москва : Компрессорная и химическая техника, 2005. – 24 с.
4. Неразрушающий контроль : справ. : в 8 т. Т. 7 : в 2 кн. Кн. 1. Иванов, В. И. Метод акустической эмиссии / В. И. Иванов, И. Э. Власов. Кн. 2. Балицкий, Ф. Я. Вибродиагностика / Ф. Я. Балицкий [и др.]. – Москва : Машиностроение, 2006. – 829 с. – ISBN 5-217-03298-7.
5. Герике, Б. Л. Вибродиагностика горных машин и оборудования : учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по спец. «Горные машины и оборудование» направления подготовки «Технологические машины и оборудование» / Б. Л. Герике, И. Л. Абрамов, П. Б. Герике ; Кузбас. гос. техн. ун-т. – Кемерово : Изд-во КузГТУ, 2007. – 166 с. – ISBN 978-5-89070-581-5.
6. Вибрации в технике : справ. : в 6 т. Т. 5. Измерения и испытания / под ред. М. Д. Генкина. – Москва : Машиностроение, 1981. – 496 с.
7. Костюков, В. Н. Практические основы вибраакустической диагностики машинного оборудования / В. Н. Костюков, А. П. Науменко : Ом. гос. техн. ун-т. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2002. – 105 с. – ISBN 5-8149-0138-1.
8. Костюков, В. Н. Основы вибраакустической диагностики и мониторинга машин : учеб. пособие для вузов по направлению подготовки

200100 «Приборостроение» и приборостроительным спец. / В. Н. Костюков, А. П. Науменко ; Ом. гос. техн. ун-т. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2011. – 360 с. – ISBN 978-5-8149-1101-8.

9. Попков, В. И. Вибраакустическая диагностика и снижение вибраактивности судовых механизмов / В. И. Попков. – Ленинград : Судостроение, 1974. – 224 с.

10.Павлов, Б. В. Акустическая диагностика механизмов / Б. В. Павлов. – Москва : Машиностроение, 1971. – 224 с.

11.Костюков, В. Н. Вибраакустическая диагностика как основа мониторинга технического состояния машин и механизмов / В. Н. Костюков, А. П. Науменко. – DOI 10.12737/article_5992d69c02e679.92866971 // В мире неразрушающего контроля. – 2017. – Т. 20, № 3. – С. 4–10.

12.Науменко, А. П. Введение в техническую диагностику и неразрушающий контроль / А. П. Науменко : Ом. гос. техн. ун-т. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2019. – 152 с. – ISBN 978-5-8149-2812-2.

13.Костюков, В. Н. Система мониторинга технического состояния поршневых компрессоров нефтеперерабатывающих производств / В. Н. Костюков, А. П. Науменко // Нефтепереработка и нефтехимия. Научно-технические достижения и передовой опыт. – 2006. – № 10. – С. 38-47.

14.Методы контроля состояния и диагностирования подшипников качения центробежных машин и механизмов / Е. А. Бурда, Г. В. Зусман, И. С. Кудрявцева, А. П. Науменко. – DOI 10.14489/td.2021.12.pp.046-062 // Контроль. Диагностика. – 2021. – Т. 24, № 12 (282). – С. 46–62.

15.Диагностические признаки неисправностей на основе характеристической функции вибраакустических колебаний / И. С. Кудрявцева, А. П. Науменко, А. И. Одинец, В. Е. Богданов // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства : материалы 9 Междунар. науч.-техн. конф. (Омск, 26–28 февр. 2019 г.) / Ом. гос. техн. ун-т. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2019. – С. 200–201.

16.Костюков, В. Н. Характеристическая функция как информативный диагностический признак / В. Н. Костюков, А. П. Науменко, И. С. Кудрявцева // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства : материалы 6 Междунар. науч.-техн. конф. (Омск, 25–30 апр. 2016 г.) / Ом. гос. техн. ун-т. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2016. – С. 113–114.

17.Кудрявцева, И. С. Оценка количественных критериев параметров характеристической функции для различных состояний объекта диагностирования / И. С. Кудрявцева, А. П. Науменко // Наука, образование, бизнес : материалы Междунар. науч.-практ. конф. ученых, преподавателей, аспирантов, студентов, специалистов пром-сти и связи, посвящ. Дню радио (Омск, 12 мая 2016 г.). – Омск : Образование-информ, 2016. – С. 193–209.

18.Костюков, В. Н. Диагностика подшипников качения по параметрам характеристической функции / В. Н. Костюков, А. П. Науменко, И. С. Кудрявцева // Динамика систем, механизмов и машин. – 2014. – № 4. – С. 142–145.

19.Исследование влияния условий испытаний подшипников качения на информативность оценки их технического состояния / И. С. Кудрявцева, А. П. Науменко, А. И. Одинец, В. В. Басакин // Проблемы машиноведения : материалы IV Междунар. науч.-техн. конф. (Омск, 17–19 марта 2020 г.) / Ом. гос. техн. ун-т ; науч. ред. П. Д. Балакин. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2020. – С. 361–367. – 1 CD-ROM.

20.Науменко, А. П. Вероятностно-статистические методы принятия решений : теория, примеры, задачи / А. П. Науменко, И. С. Кудрявцева, А. И. Одинец : Ом. гос. техн. ун-т. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2018. – 108 с. – ISBN 978-5-8149-2720-0.

21.ГОСТ 32106-2013. Контроль состояния и диагностика машин. Мониторинг состояния оборудования опасных производств. Вибрация центробежных насосных и компрессорных агрегатов : межгос. стандарт : изд. офиц. : утв. и введ. в действие Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 22 нояб. 2013 г. № 1642-ст : дата введ. 2014-

11-01 / подгот. Автономной некоммерческой организацией «Науч.-исслед. центр контроля и диагностики техн. систем». – Москва : Стандартинформ, 2014. – 8 с.

22. Гольдин, А. С. Вибрация роторных машин / А. С. Гольдин. – Москва : Машиностроение, 2000. – 344 с. – ISBN 5-217-02927-7.

23. Вибрация энергетических машин : справ. пособие / под ред. Н. В. Григорьева. – Ленинград : Машиностроение, 1974. – 464 с.

24. Лукьянов, А. В. Классификатор вибродиагностических признаков дефектов роторных машин : справ. пособие / А. В. Лукьянов. – Иркутск : Изд-во Иркут. гос. техн. ун-та, 1999. – 228 с. – ISBN 5-8038-0088-0.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

СПЕКТР СИГНАЛОВ

Определение дефектов и неисправностей машин и механизмов по параметрам вибраакустического (ВА) сигнала основывается, прежде всего, на анализе его спектра. Спектральный анализ ВА сигналов сегодня производится путём его дискретизации и преобразования в цифровой вид с последующим расчётом спектра с помощью различных алгоритмов.

Для эффективного анализа спектрального состава ВА сигнала необходимо понимание сути математического преобразования, знание алгоритмов цифровой обработки сигналов и представление о разложении в спектр элементарных сигналов.

А.1. Ряд Фурье для периодических сигналов

Для описания периодических сигналов наиболее часто используют ортогональную систему тригонометрических функций $\{\cos(\omega t) \text{ и } \sin(\omega t)\}$. Описание сигналов тригонометрическими функциями называют *обычным*, или *обобщённым рядом Фурье*. В этом случае любой периодический сигнал $s(t)$ можно представить на интервале $(t_0, t_0 + T)$ рядом элементарных сигналов:

$$\begin{aligned} s(t) &= a_0 + a_1 \cos \omega_0 t + b_1 \sin \omega_0 t + a_2 \cos 2\omega_0 t + b_2 \sin 2\omega_0 t + \dots + \\ &+ a_k \cos k\omega_0 t + b_k \sin k\omega_0 t = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \cos k\omega_0 t + \sum_{k=1}^{\infty} b_k \sin k\omega_0 t = \\ &= a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos k\omega_0 t + b_k \sin k\omega_0 t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos \omega_k t + b_k \sin \omega_k t), \end{aligned} \quad (\text{A.1})$$

где a_0 – постоянная составляющая (среднее значение) сигнала; a_k и b_k – амплитуды соответственно косинусной и синусной составляющих k -й гармоники основной частоты; ω_k – частота k -й гармоники основной частоты ω_0 , при этом $\omega_0 = 1\omega_0 = \omega_1; 2\omega_0 = \omega_2$.

Коэффициенты ряда Фурье определяются по формулам

$$a_0 = \frac{2}{T} \int_0^T s(t) dt, \quad a_k = \frac{2}{T} \int_0^T s(t) \cos(\omega_k t) dt, \quad b_k = \frac{2}{T} \int_0^T s(t) \sin(\omega_k t) dt.$$

Если объединить косинусные и синусные составляющие, то (A.1) можно представить в виде

$$s(t) = c_0 + \sum_{k=1}^{\infty} C_k \cos(\omega_k t + \varphi_k), \quad (\text{A.2})$$

где C_k – амплитуда k -й гармоники; φ_k – фаза k -й гармоники.

Смысл выражения (A.2) состоит в том, что всякий периодически повторяющийся процесс может быть представлен состоящим из суммы гармонических колебаний определённых частот. Бесконечная последовательность импульсов произвольной формы является периодической функцией времени $s(t)$, и её разложение производится при помощи ряда Фурье (A.2). Совокупность величин C_k называется **спектром амплитуд**, а совокупность величин φ_k – **спектром фаз**.

Разложив косинус суммы в выражении (A.2), получим

$$s(t) = c_0 + \sum_{k=1}^{\infty} C_k (\cos(\omega_k t) \cdot \cos(\varphi_k) - \sin(\omega_k t) \cdot \sin(\varphi_k)), \quad (\text{A.3})$$

откуда находим

$$\begin{aligned} a_k &= C_k \cos \varphi_k, \quad b_k = -C_k \sin \varphi_k, \\ C_k &= \sqrt{a_k^2 + b_k^2} \quad \text{и} \quad -tg \varphi_k = b_k / a_k, \quad \varphi_k = -\arctg(b_k / a_k), \quad \omega_0 = \frac{2\pi}{T}. \end{aligned}$$

Периодический сигнал $s(t)$ можно также представить суммой комплексных экспоненциальных сигналов – с помощью экспоненциального

ряда Фурье. Экспоненциальный ряд Фурье для периодической функции является второй формой ряда Фурье.

Комплексную форму записи ряда Фурье получают на основании формулы Эйлера

$$\cos(\alpha) = \frac{1}{2} \left(e^{i\alpha} + e^{-i\alpha} \right).$$

Примем $c = C_k \cos(\omega_k t + \varphi_k)$ и введём обозначения:

- $\dot{C}_k = C_k \exp(jk\omega_0 t)$ – комплексная амплитуда k -й гармоники (содержит информацию о фазе и амплитуде);
- $\dot{C}_{-k} = C_k \exp(-jk\omega_0 t) = \dot{C}_k^*$ – комплексно сопряжённая амплитуда.

Тогда ряд (A.3) можно записать в комплексной форме:

$$s(t) = s_0 + \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{\infty} \left(\dot{C}_k e^{ik\omega_0 t} + \dot{C}_{-k} e^{-ik\omega_0 t} \right) = \frac{1}{2} \sum_{k=-\infty}^{\infty} \dot{C}_k e^{ik\omega_0 t}. \quad (\text{A.4})$$

Коэффициенты \dot{C}_k ряда (A.4) вычисляются по формуле

$$\dot{C}_k = \frac{1}{T} \int_0^T s(t) e^{-ik\omega_0 t} dt. \quad (\text{A.5})$$

Суммы, определяемые выражениями (A.2) и (A.4), будут тождественны при выполнении условий $C_k = C_{-k}$, $\varphi_{-k} = \varphi^*$, $\varphi_0 = 0$. При этом модуль комплексной амплитуды будет равен амплитуде соответствующей гармонической составляющей, а аргумент равен начальной фазе составляющей.

Дискретный спектр периодического сигнала, определяемый с помощью специальных средств измерения (анализаторов гармоник), характеризуется совокупностью важных информативных параметров сигнала $s(t)$ – значениями амплитуд и фаз отдельных гармоник, полосой частот и др.

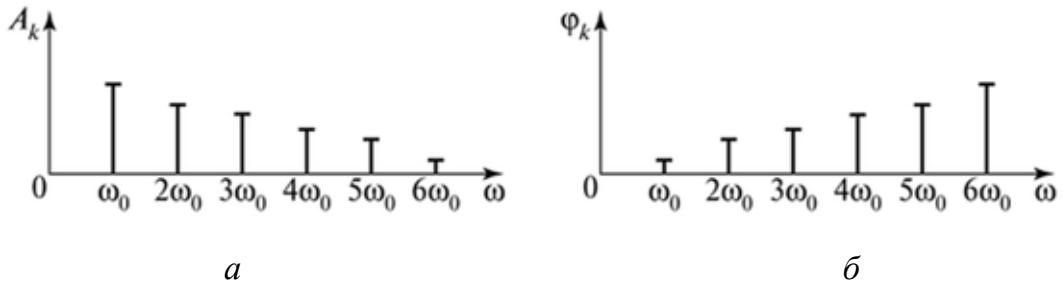
В результате представления периодического сигнала рядом Фурье имеем:

- спектр сигналов – дискретный;
- расстояния между спектральными линиями – кратны основной частоте;
- амплитудный спектр – чётная функция частоты;
- фазовый спектр – нечётная функция частоты;
- амплитуда спектральных коэффициентов тригонометрического ряда Фурье совпадает с амплитудой гармоник сигнала;
- амплитуда спектральных коэффициентов комплексного ряда Фурье вдвое короче (кроме постоянной составляющей);
- спектр сигнала при этом – двусторонний, т. е. спектральные линии расположены симметрично влево и вправо относительно оси ординат.

Физическое представление отрицательных частот для комплексного ряда Фурье – математическая абстракция. Область отрицательных частот надо учитывать, чтобы избежать ошибок при спектральном представлении сигналов.

В качестве примера рассмотрим периодический импульсный сигнал $s(t)$ с периодом повторения T , который согласно (A.1) можно представить состоящим из периодических синусоидальных сигналов с частотами $\omega_0 = 2\pi/T, 2\omega_0, 3\omega_0, \dots, k\omega_0$ и амплитудами $A_0, A_1, A_2, A_3, \dots, A_k$. Периодический сигнал $s(t)$ обладает дискретным (линейчатым) спектром, графически изображающимся в виде вертикальных (спектральных) линий вдоль оси частот в точках $\omega_0, 2\omega_0, 3\omega_0$ и т. д. Высота каждой из этих спектральных линий пропорциональна амплитуде данной частотной составляющей. В общем случае сумма (A.1) представляет бесконечный ряд, но на практике пренебрегают очень малыми значениями амплитуд, т. е. спектр сигнала искусственно ограничивают. Частотные составляющие спектра являются комплексными числами, и поэтому для представления сложной периодической функции необходимо иметь два дискретных спектра: спектр амплитуд (Рис. А.1, *a*) и спектр фаз (Рис. А.1, *б*). Спектром фаз называют со-

вокупность начальных фаз и соответствующих частот гармоник. Спектр амплитуд и спектр фаз однозначно определяют сигнал. Часто на практике ограничиваются рассмотрением только спектра амплитуд.



*Рис. А.1. Спектральное представление сложной периодической функции:
а – спектр амплитуд; б – спектр фаз*

Так как для периодических сигналов спектр неограничен, то для передачи такого сигнала по измерительному каналу последний должен иметь бесконечно большую полосу пропускания. Практически же все каналы связи имеют ограниченную полосу пропускания, и поэтому форма сигналов при передаче по каналу изменяется даже при отсутствии в этой полосе амплитудных и фазовых искажений. В идеальном случае для передачи сигнала без искажения необходимо передавать всё бесконечное число гармоник. На практике при передаче сигнала его спектр ограничивают, пропуская через канал связи наиболее существенную часть спектра. В связи с этим введено понятие *практической ширины спектра сигнала*, под которой понимают диапазон частот, в пределах которого находится наиболее существенная часть спектра сигнала. Выбор практической ширины спектра сигнала определяется по двум критериям: энергетическому и критерию допустимых искажений формы сигнала. С энергетической точки зрения практическая ширина спектра периодического сигнала определяется как область частот, в пределах которой сосредоточена основная часть мощности сигнала, и она зависит от длительности импульса τ .

Например, для периодической последовательности однополярных прямоугольных импульсов амплитудой A , длительностью τ и скважностью $Q = 2$ ряд Фурье имеет вид:

$$s(t) = A_0 + A_1 \cos \frac{2\pi}{T} t + A_2 \cos \frac{4\pi}{T} t + A_3 \cos \frac{6\pi}{T} t + \dots, \quad (\text{A.6})$$

$$\text{где } A_0 = A \frac{\tau}{T}; A_1 = \frac{2A}{\pi} \sin \frac{\pi\tau}{T}; A_2 = \frac{2A}{2\pi} \sin \frac{2\pi\tau}{T}; A_3 = \frac{2A}{3\pi} \sin \frac{3\pi\tau}{T}; \dots$$

Спектр такого сигнала состоит из постоянной составляющей и большого числа гармоник, амплитуды которых A_1, A_2, A_3 и т. д. постепенно уменьшаются с увеличением частоты. Для примера зададим исходные параметры периодической последовательности импульсов: амплитуда импульсов – 1 В, длительность импульсов $\tau = 20$ мс, скважность $Q = T / \tau = 6$. Подставив исходные данные в (A.6), получим значения амплитуд гармоник, входящих в первый лепесток спектра: $A_0 = 0,16$ В, $A_1 = 0,31$ В, $A_2 = 0,27$ В, $A_3 = 0,21$ В, $A_4 = 0,16$ В, $A_5 = 0,1$ В (Рис. А.12). Амплитуда шестой гармоники $A_6 = 0$ В (аргумент синуса равен π). Далее амплитуды гармоник начнут возрастать, а амплитуда 12-й гармоники опять обратится в ноль. Частота первой гармоники, равная частоте следования импульсов, есть $f_1 = 1 / (120 \cdot 10^{-3}) = 8,33$ Гц, $f_2 = 16,6$ Гц, $f_3 = 24,9$ Гц, $f_4 = 33,2$ Гц, $f_5 = 41,67$ Гц, $f_6 = 50$ Гц. Частоты гармоник, амплитуды которых обращаются в ноль: $1 / \tau, 2 / \tau, 3 / \tau, 4 / \tau$ и т. д. Если для передачи этой серии импульсов выделяется полоса частот, равная $\Delta F_c =$

$= 1 / \tau = 1 / (20 \cdot 10^{-3}) = 50$ Гц, то передача будет осуществляться в нашем случае пятью гармониками (от $f_1 = 8,3$ Гц до $f_5 = 41,67$ Гц). Если увеличим частоту следования импульсов втрое, то уравнение (A.6) будет иметь вид

$$s(t) = \frac{1}{2} A + 0,635 A \sin \Omega t + 0,212 A \sin 3\Omega t + \dots$$

Амплитуды постоянной составляющей и первой гармоники при этом увеличились (первый лепесток спектра содержит всего одну гармонику), амплитуда второй гармоники равна нулю ($f_2 = 1 / \tau = 50$ Гц).

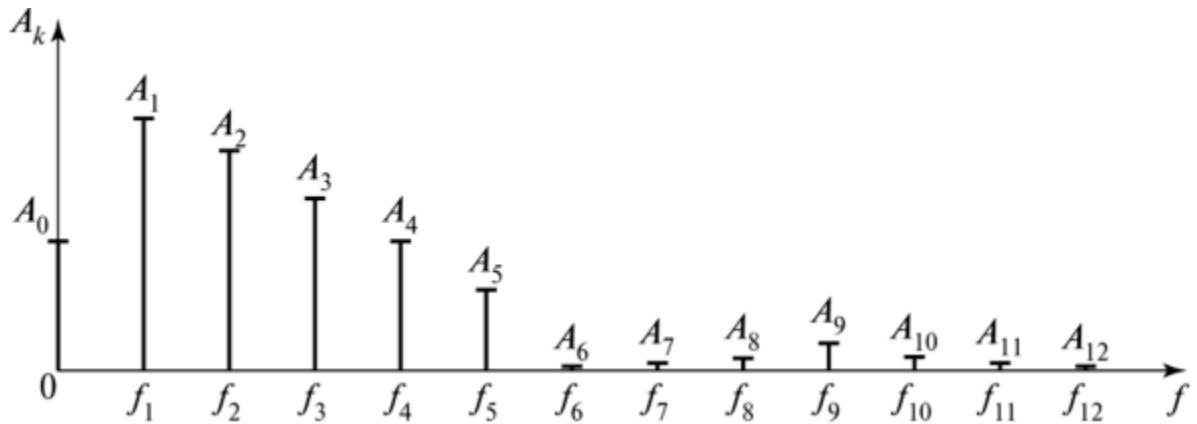


Рис. A.2. Спектр амплитуд последовательности однополярных импульсов

Если передача будет происходить по-прежнему в полосе $\Delta F_c = 1 / \tau = 1 / (20 \cdot 10^{-3}) = 50$ Гц, то будут переданы только постоянная составляющая и первая гармоника. Однако, несмотря на разное количество передаваемых гармоник, воспроизведение формы импульса в обоих случаях будет почти одинаковым. *Воспроизведение формы видеоимпульса зависит только от полосы частот ΔF , которая определяется его длительностью τ .* Практически ширина спектра последовательности прямоугольных импульсов выбирается из соотношения:

$$\Delta F = \frac{\mu}{\tau}. \quad (\text{A.7})$$

При $\mu = 1$ обеспечивается передача основной части энергии сигнала, которая складывается из суммы энергии постоянной составляющей и всех гармоник. В полосе частот $\Delta F = 1 / \tau$ сосредоточено более 90 % всей энергии сигнала, достаточно точно передаётся амплитуда импульсов, и данный диапазон частот может быть принят в качестве практической ширины спектра одиночного прямоугольного импульса.

Для некоторых сигналов (треугольный, экспоненциальный, трапециoidalный) их форма передаётся хуже. На практике μ берётся в пределах (1...2). Увеличение μ приводит не только к более точному воспроизведению формы импульса, но и к значительному расширению полосы частот,

что обычно неrationально. Иногда в целях экономии полосы частот, а также если форма импульса не важна, выбирают $\mu = 1 / 2$.

Важным условием передачи сообщений по каналу без искажения является выполнение требования $\Delta F_c < F_{\text{канала}}$, т. е. полоса частот, занимаемая полезным сигналом, не должна превышать диапазон частот канала.

Передача всех значений сигнала $x(t)$ является не обязательной, если спектр у него ограничен. Согласно *теореме равномерных отсчётов*, сигнал с ограниченным спектром, не имеющий спектральных составляющих с частотами выше f_m , однозначно определяется своими мгновенными значениями (отсчёты), разделёнными одинаковыми интервалами времени, равными или меньше $1 / (2f_m)$.

Отсчёты функции осуществляются через интервал ($\Delta t < 1 / (2f_m)$) или с частотой, большей или равной $2f_m$ отсчётов в секунду. Частота отсчётов должна быть в 2 раза больше высшей частоты f_m , имеющейся в спектре сигнала, т. е. на каждый период наивысшей частотной составляющей сигнала должно приходиться по крайней мере по два отсчёта. Информация о непрерывном сигнале полностью определяется $2f_m$ отсчётами в секунду. Количество информации зависит от того, сколько различных уровней или значений могут принимать отсчёты.

Если подходить к выбору практической ширины спектра сигнала по критерию допустимых искажений формы сигнала, то достаточно точно будет воспроизведена форма прямоугольного сигнала уже при пятой гармонике сигнала, т. е. $k = 5$ в выражении (A.6).

A.2. ИНТЕГРАЛ ФУРЬЕ ДЛЯ НЕПЕРИОДИЧЕСКИХ СИГНАЛОВ

Непериодический сигнал можно рассматривать как периодический с периодом следования $T \rightarrow \infty$. Из выражения $\omega_0 = 2\pi / T$ следует, что при увеличении периода следования импульсов $T \rightarrow \infty$ разности частот соседних частотных составляющих спектра сигнала становятся ничтожно малыми, равными $d\omega(2\pi / \omega \rightarrow d\omega)$. Частота близко стоящих гармоник пере-

ходит в текущее значение непрерывной частоты ($k\omega_0 \rightarrow \omega$), и дискретный спектр частот превращается в бесконечное число бесконечно малых по амплитуде и бесконечно близких по частоте гармонических колебаний, т. е. в сплошной. Дискретная сумма в выражении (A.4) заменяется интегралом. Сигнал формируется непрерывными спектральными составляющими со своими начальными фазами:

$$s(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) e^{i\omega t} d\omega, \quad (\text{A.8})$$

где

$$S(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} s(t) e^{-i\omega t} dt. \quad (\text{A.9})$$

Функцию $S(\omega)$ называют спектральной плотностью или комплексным спектром непериодического сигнала $s(t)$. *Спектральная плотность $S(\omega)$ определена при положительных и отрицательных частотах и характеризует распределение энергии по участкам спектра.* Выражение (A.9) полностью описывает сигнал в частотной области. Сигнал (A.8), представленный во временной области, полностью определяется своим спектром и формируется непрерывными спектральными составляющими со своими начальными фазами. Эти преобразования (A.9) и (A.8) называют прямым и обратным преобразованиями Фурье для непериодических (одиночных) сигналов. Они связывают между собой вещественную функцию времени $s(t)$ и комплексную функцию частоты $S(\omega)$, и их называют, соответственно, прямым и обратным преобразованиями Фурье.

Спектральная плотность сигнала $S(\omega)$ является комплексной величиной:

$$S(\omega) = A(\omega) + iB(\omega), \quad (\text{A.10})$$

где $A(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} s(t) \cos \omega t dt$, $B(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} s(t) \sin \omega t dt$.

Модуль и фаза спектральной плотности определяются по формулам

$$|S(\omega)| = \sqrt{A(\omega)^2 + B(\omega)^2}, \quad \varphi(\omega) = \arctg \frac{B(\omega)}{A(\omega)}. \quad (\text{A.11})$$

Непрерывный спектр непериодического сигнала, определяемый с помощью анализаторов спектра, также характеризуется совокупностью таких важных информативных параметров, как полоса частот и экстремальные значения, по которым могут быть определены информативные параметры исследуемого непериодического сигнала $s(t)$. В результате представления непериодического сигнала интегралом Фурье имеем:

- спектр сигналов сплошной (непрерывный) и бесконечный;
- спектр в общем случае является комплексным;
- математический спектр простирается по всей оси частот от минус до плюс бесконечности;
- физический спектр имеет место на положительной полуоси частот;
- размерность спектра одиночных сигналов равна размерности физической величины, делённой на размерность частоты.

A.3. СПЕКТРАЛЬНОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ТИПОВЫХ СИГНАЛОВ

A.3.1. Спектр гармонического сигнала

Представив гармонический сигнал $x(t) = X_m \cos(\omega_0 t)$ (Рис. A.3, *a*), где $\omega_0 = 2\pi / T_0$ в комплексной форме $x(t) = X_m e^{j\omega_0 t}$, согласно преобразованию Фурье, спектр $S(\omega)$ можно записать

$$\begin{aligned} S(\omega) &= X_m \int_{-\infty}^{\infty} e^{j\omega_0 t} e^{-j\omega t} dt = \int_{-\infty}^{\infty} e^{j(\omega - \omega_0)t} dt = \\ &= X_m (\delta(\omega + \omega_0) + \delta(\omega - \omega_0)). \end{aligned} \quad (\text{A.12})$$

Из полученного выражения следует, что спектр гармонического сигнала (Рис. А.3, б) представляет собой две симметрично расположенные линии на частотах $-\omega_0$ и $+\omega_0$ высотой (амплитудой) X_m .

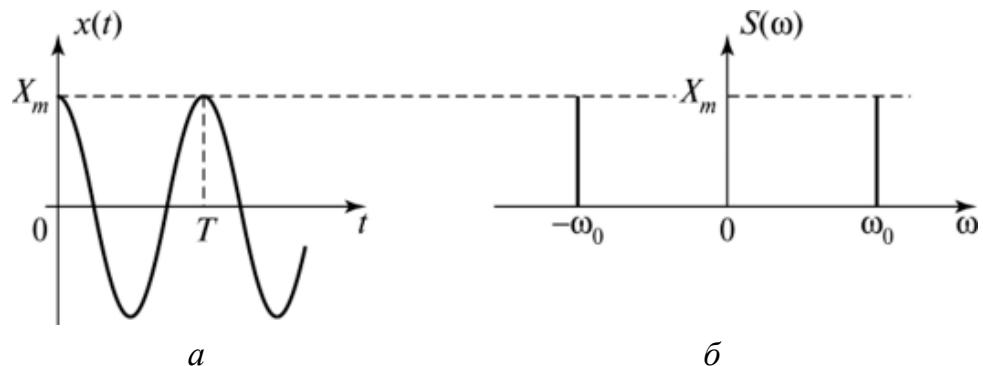


Рис. А.3. Гармонический сигнал:
а – графическая модель; б – спектр

A.3.2. Спектр дельта-функции (функции Дирака)

Дельта-функция (или δ -функция, δ -функция Дирака, дираковская дельта, единичная импульсная функция) – обобщённая функция, которая позволяет записать точечное воздействие, а также пространственную плотность физических величин (масса, заряд, интенсивность источника тепла, сила и т. п.), сосредоточенных или приложенных в одной точке.

Рассмотрим импульсный сигнал прямоугольной формы, заданный в следующем виде (Рис. А.4, а):

$$v(t, \tau) = \frac{1}{\tau} \left[v\left(t + \frac{\tau}{2}\right) - v\left(t - \frac{\tau}{2}\right) \right]. \quad (\text{A.13})$$

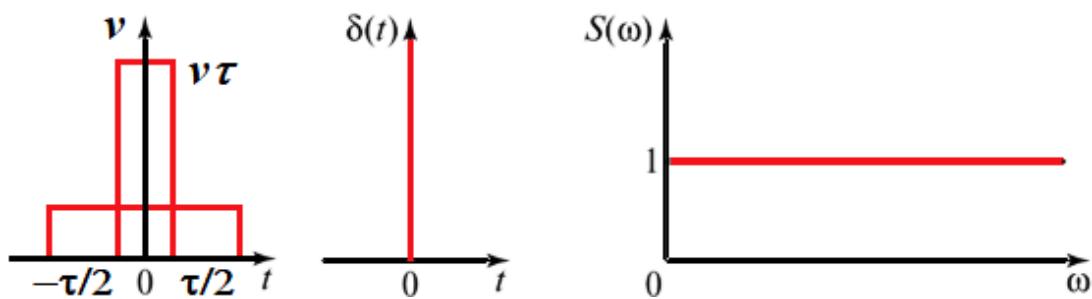


Рис. А.4. Дельта-функция:
а – импульсный сигнал; б – графическая модель; в – спектр

При любом выборе параметра τ площадь этого импульса равна единице:

$$\Pi_v \int_{-\infty}^{\infty} v dt = 1. \quad (\text{A.14})$$

Например, если v – напряжение, то $\Pi_v = 1 \text{ В}\cdot\text{с}$.

Пусть теперь величина τ стремится к нулю. Импульс, сокращаясь по длительности, сохраняет свою площадь, поэтому его высота должна неограниченно возрастать. Предел последовательности таких функций при $\tau \rightarrow 0$ носит название *дельта-функции*, или *функции Дирака*:

$$\delta(t) = \lim_{\tau \rightarrow \infty} v(t, \tau). \quad (\text{A.15})$$

Обычно дельта-функцию для моментов времени $t = 0$ и $t = a$ описывают следующим образом:

$$\delta(t) = \begin{cases} 0, & t \neq 0 \\ 1, & t = 0 \end{cases} \quad \text{и} \quad \delta(t - a) = \begin{cases} 0, & t \neq a \\ 1, & t = a \end{cases}. \quad (\text{A.16})$$

Запишем сигнал $x(t)$ как единичный импульс, умноженный на постоянный коэффициент:

$$x(t) = X_m \delta(t). \quad (\text{A.17})$$

Согласно интегралу Фурье (с учётом фильтрующих свойств дельта-функции), находим

$$S(\omega) = X_m \int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) e^{-j\omega t} dt = X_m. \quad (\text{A.18})$$

При $X_m = 1$ спектр дельта-функции постоянный (равномерный) на всей частотной оси $S(\omega) = 1$ (рис. A.4, в), т. е. содержит все частоты с одинаковой плотностью амплитуд.

Взяв обратное преобразование, получим интегральное аналитическое выражение функции Дирака

$$\delta(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{j\omega t} d\omega. \quad (\text{A.19})$$

«Фильтрующее» свойство дельта-функций:

$$X_m \int_{-\infty}^{\infty} \delta(t-a) f(t) dt = X_m f(a). \quad (\text{A.20})$$

Как показано выше, дельта-импульс имеет равномерный в диапазоне частот спектр. Поэтому любые помехи, имеющие форму коротких импульсов или скачкообразное изменение сигнала, приводят к появлению в спектре составляющих, которые искажают свойства сигнала.

A.3.3. Спектр функции включения

Функция Хевисайда (единичная ступенчатая функция, функция единичного скачка, включённая единица, «ступенька») – кусочно-постоянная функция, равная нулю для отрицательных значений аргумента и единице – для положительных (Рис. A.5, a). В нуле эта функция, вообще говоря, не определена, однако её обычно доопределяют в этой точке некоторым числом, чтобы область определения функции содержала все точки действительной оси. Чаще всего не важно, какое значение функция принимает в нуле, поэтому могут использоваться различные определения функции Хевисайда, удобные по тем или иным соображениям, например:

$$1(t) = \begin{cases} 0, & t < 0 \\ 1, & t \geq 0 \end{cases} \quad \text{или} \quad 1(t) = \begin{cases} 0, & t < 0 \\ \frac{1}{2}, & t = 0 \\ 1, & t > 0 \end{cases} \quad (\text{A.21})$$

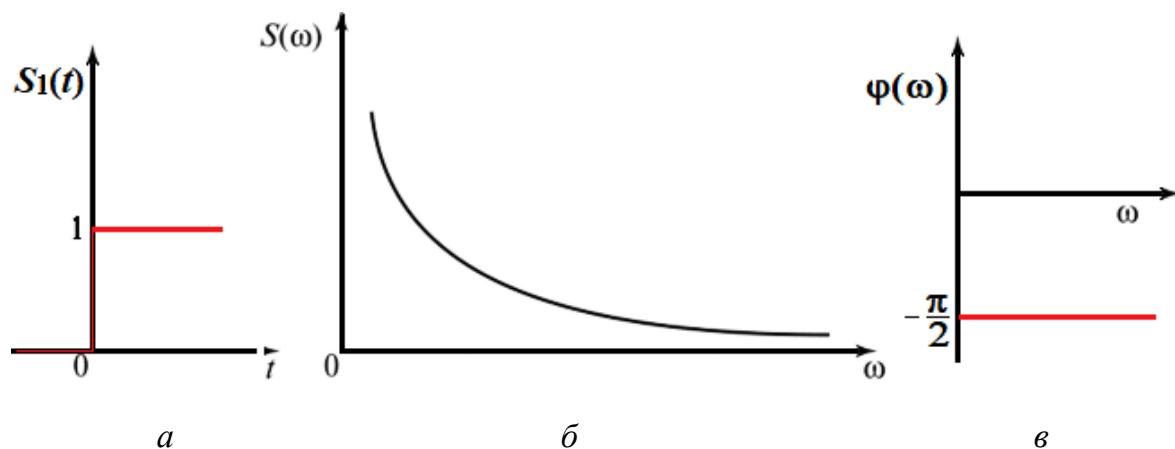
Так как между функцией включения и дельта-функцией имеется связь:

$$\delta(t) = \frac{d1(t)}{dt}; \quad 1(t) = \int_0^t \delta(t) dt, \quad (\text{A.22})$$

то для вычисления спектральной плотности функции включения можно воспользоваться теорией интегрирования, которая заключается в том, что если исходный сигнал $S(t)$ имеет спектральную плотность $S(j\omega)$, то сигнал, полученный путём интегрирования исходного сигнала $S_1(t)$

$$\int_{-\infty}^t S(t) dt = S_1(t), \text{ имеет спектральную плотность } S_1(\omega) = \frac{S(j\omega)}{j\omega}.$$

Так как $S_{\delta(t)}(j\omega) = 1$, то $S_{1(t)}(j\omega) = \frac{S_{\delta(t)}(j\omega)}{j\omega} = \frac{1}{j\omega} = \frac{1}{\omega} \exp(-j\frac{\pi}{2})$. Следовательно, амплитудный спектр единичного скачка имеет вид гиперболической функции $S_{1(t)}(\omega) = \frac{1}{\omega}$ (Рис. A.5, б) и постоянный фазовый спектр $\varphi_{1(t)}(\omega) = -\frac{\pi}{2}$ (Рис. A.5, в).



Rис. A.5. Функция включения:
а – графическая модель; б – спектр;
в – спектр

A.3.4. Спектр прямоугольного импульса

Прямоугольный видеоимпульс является основой построения очень многих дискретных сигналов. Математическая модель прямоугольного импульса, расположенного симметрично относительно начала координат, с амплитудой X_m и продолжительностью $\pm \tau / 2$ (Рис. A.6, *a*) запишется как

$$x(t) = \begin{cases} X_m, & |t| < \frac{\tau}{2} \\ 0, & |t| > \frac{\tau}{2} \end{cases}. \quad (\text{A.23})$$

Спектральная плотность сигнала (Рис. A.6, *б*) определяется так:

$$\begin{aligned} S(\omega) &= \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt = X_m \int_{-\tau/2}^{\tau/2} e^{-j\omega t} dt = -\frac{X_m}{j\omega} [e^{-j\omega\tau/2} - e^{j\omega\tau/2}] = \\ &= X_m \tau \frac{\sin(\omega\tau/2)}{\omega\tau/2}. \end{aligned} \quad (\text{A.24})$$

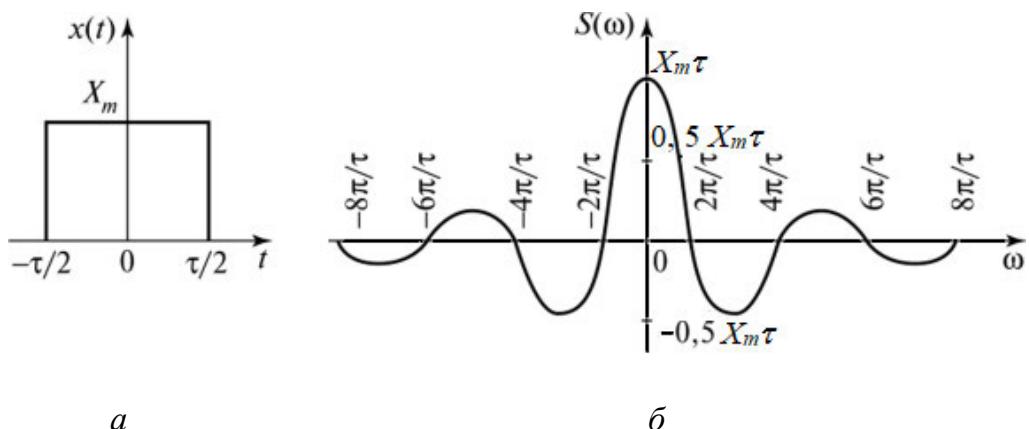


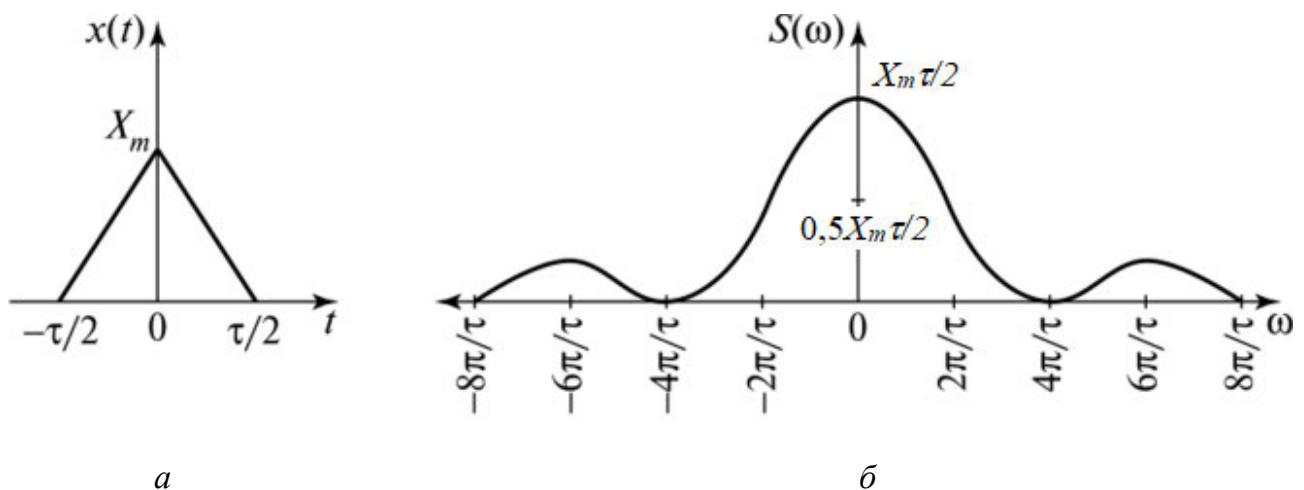
Рис. A.6. Прямоугольный импульс:
а – графическая модель; *б* – спектр

Таким образом, спектр импульса комплексный. Для чётных сигналов он содержит только действительную часть. Спектр обращается в ноль в точках $\omega(\tau / 2) = k\pi$, откуда $\omega = 2k\pi / \tau$. Для циклической частоты $f = k / \tau$ в первом лепестке содержится 90 % энергии сигнала, в двух лепестках –

95 %. Считается, что для передачи сигнала практически без искажений необходимо обеспечить полосу пропускания $\Delta f = (3\dots 5) / \tau$. Значение спектральной плотности на нулевой частоте равно площади видеоимпульса $S(0) = X_m \tau$. Чем уже импульс, т. е. чем меньше его протяжённость, тем шире расползается его спектральная плотность вдоль оси частот, тем больше вес высокочастотных составляющих в формировании такого импульса.

A.3.5. Спектр треугольного импульса

Графическое представление сигнала треугольной формы и его спектр, вычисленный по общему правилу преобразования Фурье, имеют вид, представленный на Рис. A.7, *a* и *б*.



Rис. A.7. Треугольный импульс:
а – графическая модель; *б* – спектр

Аналитическое описание сигнала и его спектра имеют вид:

$$x(t) = \begin{cases} X_m \left(\frac{2t}{\tau} + 1 \right), & -\frac{\tau}{2} \leq t \leq 0 \\ X_m \left(1 - \frac{2t}{\tau} \right), & 0 \leq t \leq \frac{\tau}{2} \\ 0, & t < -\frac{\tau}{2}, t > \frac{\tau}{2} \end{cases}; \quad (\text{A.25})$$

$$S(\omega) = \frac{X_m \tau}{2} \cdot \frac{\sin^2(\omega\tau/4)}{(\omega\tau/4)^2}. \quad (\text{A.26})$$

Нули спектра имеют место в точках $\omega = 4k\pi / \tau$.

A.3.6. Спектр колоколообразного импульса

Аналитическое описание гауссовского сигнала имеет вид $x(t) = X_m \exp(-\beta^2 t^2)$ (Рис. A.8). Известно, что Фурье-преобразование гауссовского сигнала приводит также к гауссовой функции. Следовательно, спектр такого сигнала:

$$S(\omega) = X_m \frac{\sqrt{\pi}}{\beta} \exp\left(-\frac{\omega^2}{4\beta^2}\right). \quad (\text{A.27})$$

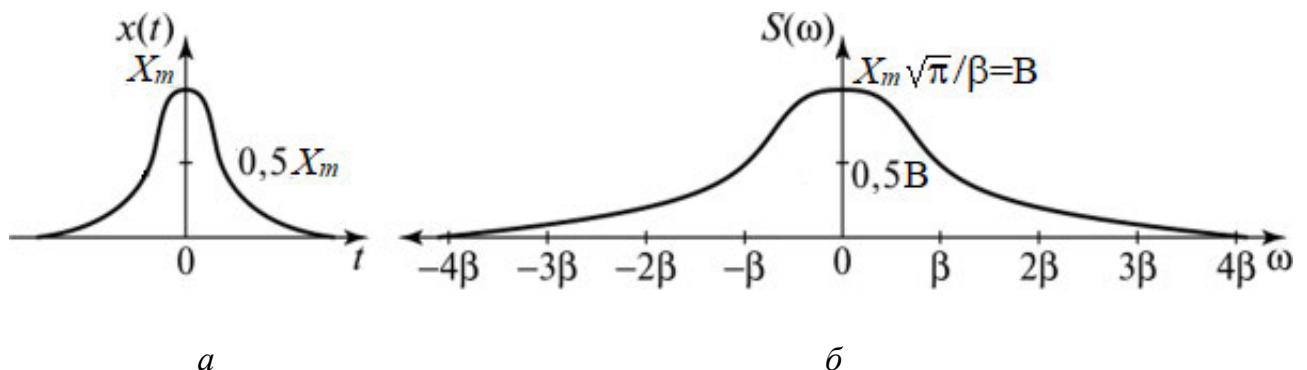


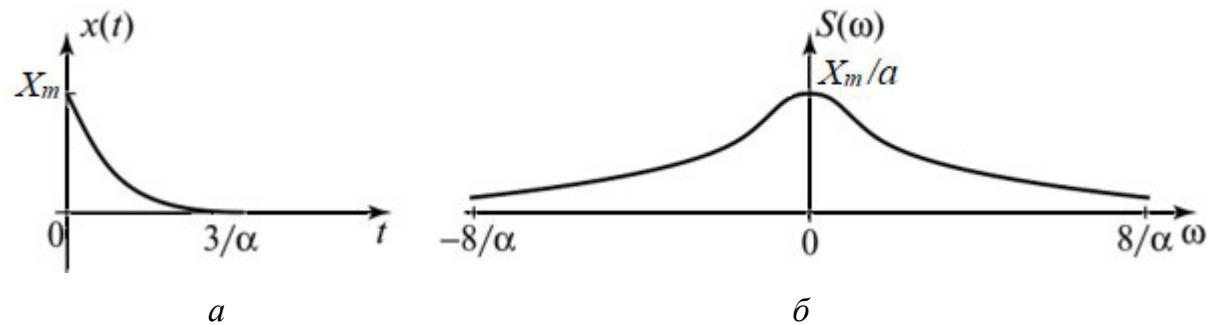
Рис. A.8. Колоколообразный импульс:

a – графическая модель; *б* – спектр

A.3.7. Спектр экспоненциального затухающего импульса

Аналитическое описание экспоненциального затухающего сигнала имеет вид $x(t) = X_m e^{-\alpha t}$ (Рис. A.9), где α – величина, обратная постоянной времени экспоненты. Применяя преобразование Фурье, находим спектр сигнала:

$$S(j\omega) = \int_0^{\infty} X_m e^{-\alpha t} e^{-j\omega t} dt = \frac{X_m}{\alpha + j\omega}; |S(j\omega)| = \frac{X_m}{\sqrt{\alpha^2 + \omega^2}}. \quad (\text{A.28})$$



Rис. А.9. Экспоненциальный импульс:
а – графическая модель; б – спектр

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

АНАЛИЗ СПЕКТРОВ

Б.1. АНАЛИЗ СПЕКТРА ВИБРАЦИИ ДИСКРЕТИЗИРОВАННОГО СИГНАЛА, ИЛИ ЦИФРОВОЙ СПЕКТРАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ

В основе цифрового спектрального анализа лежит аппарат дискретного преобразования Фурье (ДПФ). При этом ДПФ имеет высокоэффективные быстрые алгоритмы (БПФ). Однако при использовании ДПФ часто возникают трудности, обусловленные конечностью интервала обработки.

Б.1.1. Спектр ограниченного во времени сигнала

Пусть имеется сигнал $s_0(t)$, который бесконечен во времени. В простейшем случае мы можем задать этот сигнал как гармоническое колебание с частотой ω_0 . Преобразование Фурье этого сигнала будет представлять собой дельта-импульс на частоте сигнала, т. е. $S_0 = \delta(\omega - \omega_0)$. Исходный сигнал и его спектр показаны на рис. Б.1 синим цветом.

На практике мы не можем произвести расчёт спектра путём численного интегрирования по всей оси времени (разумеется, за исключением, когда мы можем получить аналитическое выражение для спектра сигнала, как в приведённом примере), поэтому мы зафиксируем интервал времени T , на котором будем рассчитывать спектр сигнала. Таким образом мы получим сигнал $s(t)$, который совпадает с исходным на интервале времени T , но вне интервала наблюдения считаем $s(t) = 0$. Математически $s(t)$ можно представить как произведение исходного бесконечного сигнала $s_0(t)$ и прямоугольного импульса $w(t)$ длительностью T , $s(t) = s_0(t) \cdot w(t)$. Спектр же сигнала $s(t)$, согласно свойствам преобразования Фурье, будет равен свёртке спектров исходного сигнала и спектра $W(\omega)$ прямоугольного импульса:

$$S(\omega) = S_0(\omega) * W(\omega) = \delta(\omega - \omega_0) * W(\omega) = W(\omega - \omega_0). \quad (\text{Б.1})$$

В выражении (3.17) было использовано фильтрующее свойство дельта-функции. Сигнал $s(t)$ и его спектр $S(\omega)$ показаны на рис. Б.1 красным цветом.

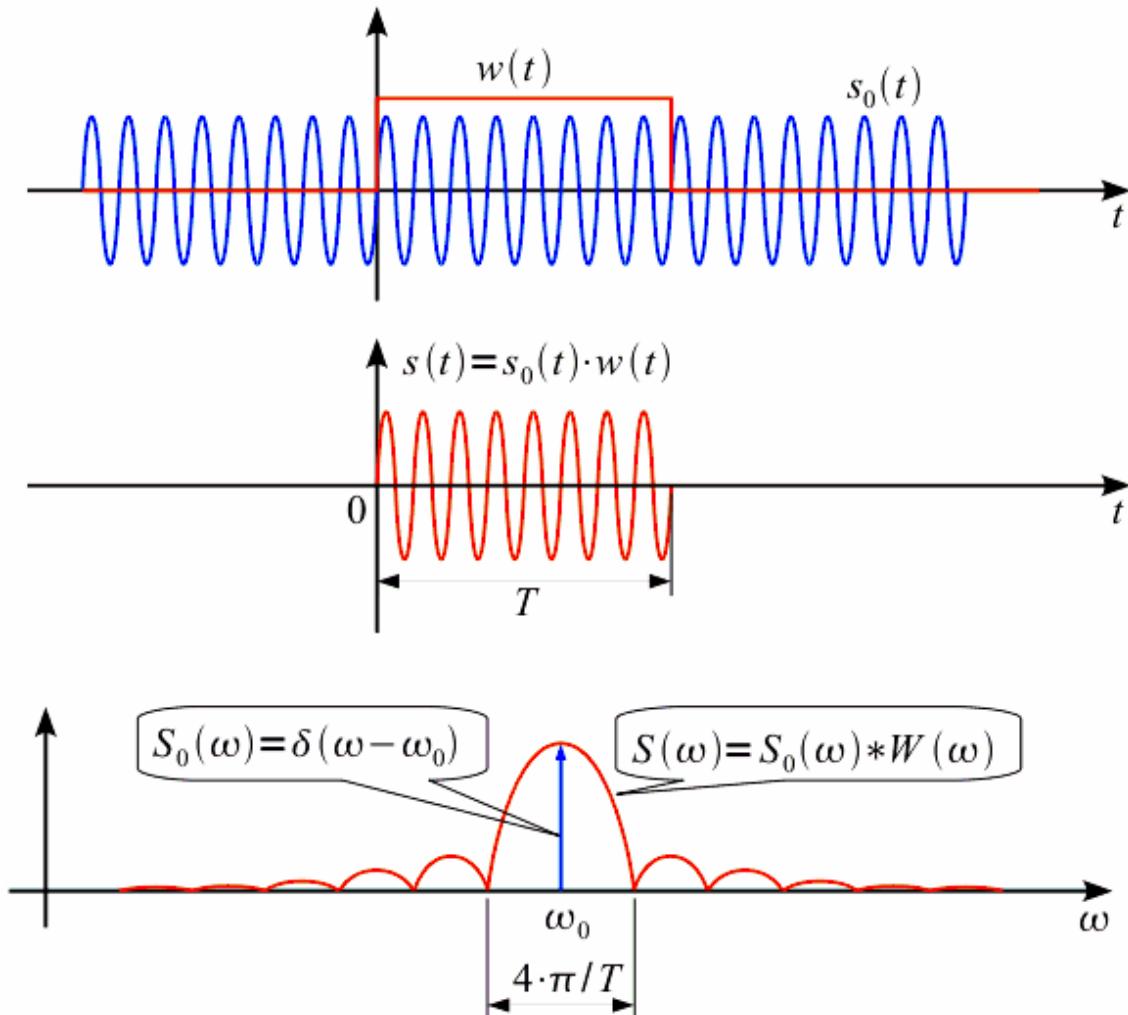


Рис. Б.1. Вместо дельта-импульса спектр сигнала (красный) превратился в функцию типа $\sin(x) / x$ (спектр прямоугольного импульса функции)

Таким образом, из дельта-импульса спектр $S(\omega)$ превратился в функцию типа $\sin(x) / x$ (спектр прямоугольного импульса функции $w(t)$), причём ширина лепестка зависит от длительности интервала анализа, как это наглядно показано на рис. Б.2.

Если увеличивать интервал анализа T до бесконечности, то спектр будет сужаться и стремиться к дельта-импульсу. Прямоугольный импульс $w(t)$ назовём оконной функцией.

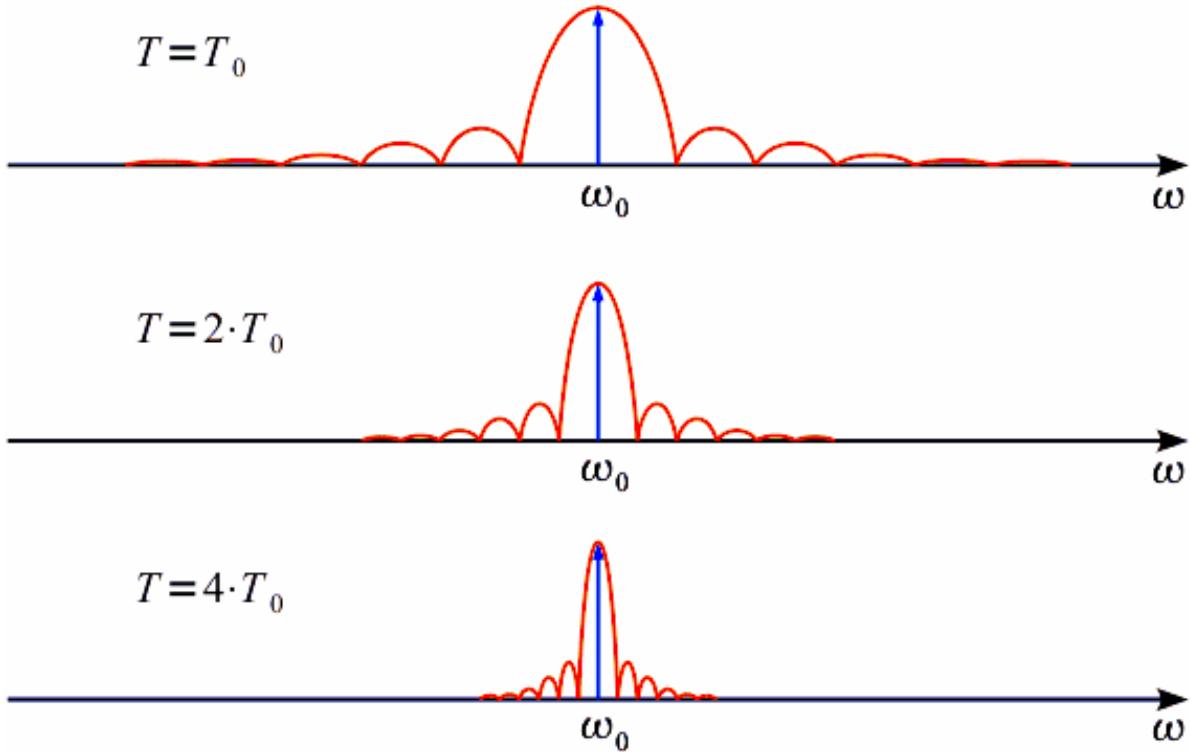


Рис. Б.2. Изменение ширины спектра с увеличением интервала анализа

Ширина лепестка зависит от длительности интервала анализа (рис. Б.2).

Б.1.2. ДПФ ограниченного во времени сигнала

Теперь рассмотрим случай ДПФ. ДПФ N отсчётом сигнала $s(n)$ ставит в соответствие $N - 1$ отсчётов спектра, взятых на одном периоде повторения спектра: $S(k)$, $k = 1, 2, \dots, N - 1$. Отсчёты сигнала взяты через равные промежутки времени $\Delta t = 2\pi / \omega_d$, где ω_d – частота дискретизации (рад/с). Таким образом интервал анализа $T = N \cdot \Delta t = N \cdot \pi / \omega_d$, тогда спектральные отсчёты берутся через интервал $\Delta\omega = 2\pi / T$. Ширина главного лепестка спектра $S(\omega)$ (см. Рис. Б.3) равна $4\pi / T$, тогда можно рассмотреть два случая. Первый случай: частота сигнала совпадает с k -ой частотой спектра $\omega_0 = \omega(k)$ (верхний график Рис. Б.3). При дискретизации получим только отсчёт на частоте $\omega_0 = \omega(k)$ по амплитуде, соответствующей амплитуде сигнала, остальные спектральные отсчёты будут равны нулю, так как моменты дискретизации спектра совпадут с нулями спектра оконной функции.

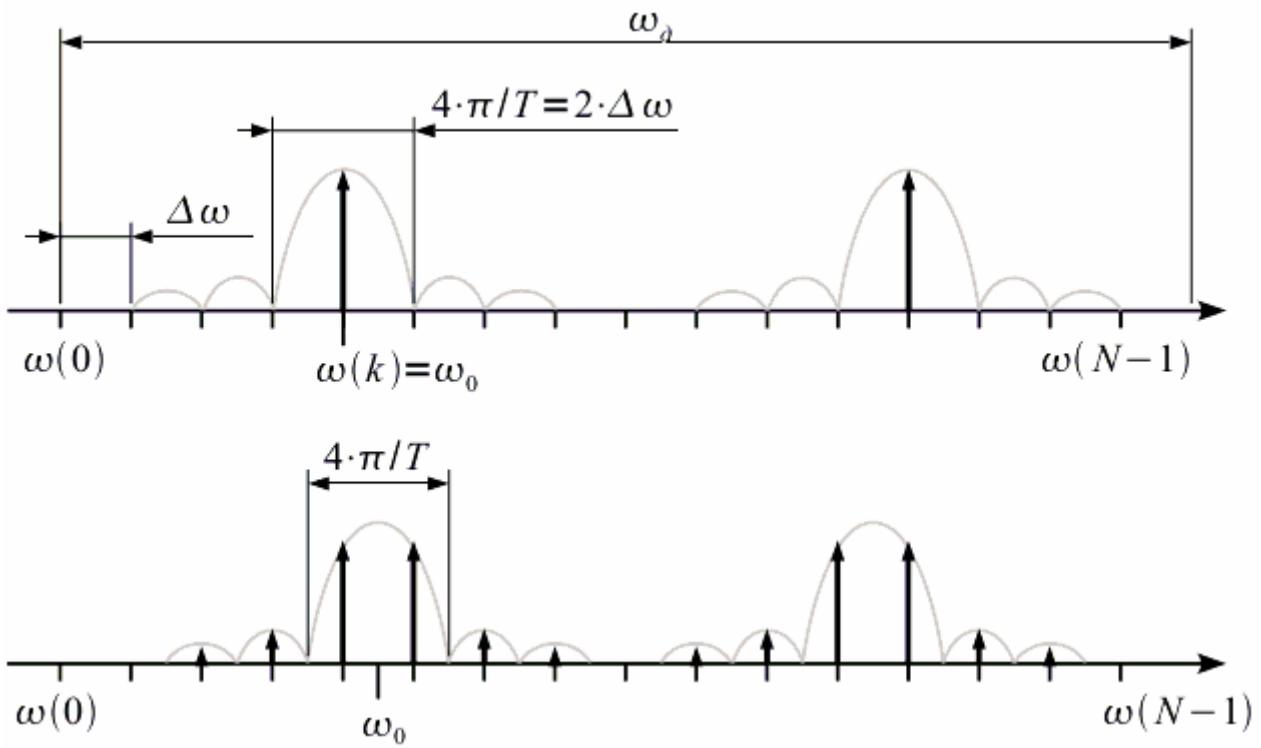


Рис. Б.3. Дискретное преобразование Фурье при совпадении и несовпадении частоты сигнала и сетки частот спектра. Здесь $\Delta t = 2\pi / \omega_d$, ω_d – частота дискретизации (рад/с).

Если интервал анализа $T = N \cdot \Delta t = N \cdot \pi / \omega_d$, то спектральные отсчёты берутся через интервал $\Delta\omega = 2\pi / T$

Второй случай, когда частота ω_0 не совпадает ни с одной частотой из сетки спектральных отсчётов (нижний график Рис. Б.3). В этом случае спектр сигнала «размывается». Вместо одного спектрального отсчёта получаем множество отсчётов, так как дискретизация производится уже не в нулях спектра функции окна, и все боковые лепестки проявляются в спектре. Кроме того, амплитуда спектральных отсчётов также уменьшается.

Совпадение частоты с сеткой спектральных отсчётов будет в том случае, если на интервале обработки укладывается целое количество периодов сигнала. В противном случае спектр «размажется».

Размазывание спектра – негативный эффект, с которым необходимо бороться.

Б.2. ИЗМЕРЕНИЕ ВА СИГНАЛА

При анализе дискретизированных сигналов приходится учитывать проблемы «размазывания» спектра (см. раздел 5 в [1]).

Напомним, что теорема В. А. Котельникова (1933 г.) определяет, что «любую функцию $x(t)$, состоящую из частот от 0 до f_1 , можно непрерывно передавать с любой точностью при помощи чисел, следующих друг за другом через $1 / (2f_1)$ секунд».

Поэтому максимальная частота в спектре сигнала f_{\max} (без учёта теоремы Найквиста) составляет половину частоты дискретизации f_d :

$$f_{\max} = \frac{f_d}{2}. \quad (\text{Б.2})$$

Шаг по частоте или разрешение спектра Δf (без учёта нормированной среднеквадратичной ошибки спектральной оценки) обратно пропорционально длине временной реализации (выборки) T_r или равно величине частоты дискретизации f_d , разделённой на количество отсчётов N в спектре (именно в спектре):

$$\Delta f = \frac{1}{T_r} = \frac{f_d}{N}. \quad (\text{Б.3})$$

Разрешающая способность двух частотных составляющих оценивается по интервалу частот Δf_R между двумя гармоническими составляющими одинаковой амплитуды, при котором получается двугорбая кривая с провалом до -6 дБ от максимального значения.

В случае, если для выделения спектральной составляющей используется фильтр, описываемый дифференциальным уравнением второго порядка, что эквивалентно присутствию в спектре составляющих, источником которых являются колебания механической системы, описываемой

подобным уравнением, разрешающая способность по частоте должна удовлетворять соотношению:

$$\Delta f_R \geq 4 \cdot \Delta f \quad \text{или} \quad \Delta f \leq \frac{\Delta f_R}{4}. \quad (\text{Б.4})$$

Таким образом, между двумя анализируемыми пиками в спектре сигнала должно укладываться не менее четырёх интервалов разрешения по частоте Δf .

Анализируемые пики – это, как правило, частоты возможных дефектов.

Количество отсчётов временной реализации (количество дискретных значений выборки), подвергаемое быстрому ДПФ по алгоритму Джона Тьюки и Джеймса Кюли, должно быть выбрано из ряда $N = 2^n$, где $n = 1, 2, \dots$ (целое число). Как правило, используется следующий ряд количества отсчётов: 512; 1024; 2048; 4096; 8192; 16384; 32768; 65536.

Частоту дискретизации также удобно выбрать из ряда 2^n .

Как правило, в переносных виброизмерительных приборах длину выборки назначают максимальной при проведении целенаправленного анализа сигналов. Однако при проведении мониторинга состояния как переносными, так и стационарными системами с целью экономии памяти и увеличения быстродействия сбора и анализа данных длину выборки стараются предельно уменьшить. Как правило, в таких ситуациях длину выборки устанавливают 8192 отсчёта, реже 16384.

Обычно максимальная частота спектра (с учётом аппаратурных особенностей) составляет до 80 % от частоты Найквиста:

$$f_{\max} = \frac{0,8}{2\Delta t} = 0,8 \frac{N}{2} \Delta f. \quad (\text{Б.5})$$

Значение $N/2$ определяет число спектральных линий.

В табл. Б.1 приведены примеры возможных длин реализаций, частот дискретизаций и разрешений по частоте для различных их сочетаний.

Количество линий в спектре (N_s) в два раза меньше количества отсчётов в выборке, а с учётом частоты Найквиста, т. е. работы фильтра нижних частот, количество линий необходимо умножить на 0,8. В результате такого «усечения» спектра увидим привычные для большинства аппаратуры спектрального анализа числа линий в спектре: 400, 800, 1600 и т. д.

Из приведённой таблицы видно, что для получения разрешения по частоте 0,25 Гц длина выборки, т. е. время измерения, должна составлять 4 секунды. А для разрешения 0,031 Гц – более 32 секунд. Понятно, что такое время измерений обычно неприемлемо при проведении в условиях эксплуатации промышленного оборудования.

Таблица Б.1
Параметры дискретизации сигнала

$N = 2^n$	f_d , Гц	$f_d / 2$, Гц	f_{\max} , Гц	T_r , с	Δf , Гц	N_s
512	512	256	200	1	1	200
1024	1024	512	400	1	1	400
2048	2048	1024	800	1	1	800
4096	4096	2048	1600	1	1	1600
8192	8192	4096	3200	1	1	3200
16384	16384	8192	6400	1	1	6400
32768	32768	16384	12800	1	1	12800
65536	65536	32768	25600	1	1	25600
65536	512	256	200	128	0,0078	200
32768	1024	512	400	32	0,0312	400
65536	32768	16384	12560	2	0,5	12560
32768	8192	4096	3200	4	0,25	3200
65536	8192	4096	3200	8	0,125	3200
65536	16384	8192	6400	4	0,25	6400
8192	20480	10240	8000	0,4	2,5	8000

Тем не менее существуют ситуации, когда приходится брать выборки такой длительности. Предположим, что необходимо произвести измерения на асинхронном электродвигателе с частотой вращения 2988 об/мин. Частота вращения $f_0 = 49,8$ Гц. При частоте сети $f_C = 50$ Гц частота скольжения будет составлять $f_C - f_0 = 0,2$ Гц. Таким образом, первая обратная гармоника будет составлять $f_1 = 49,8$ Гц, вторая гармоника $2f_1 = f_2 = 99,6$ Гц. При возникновении дефектов, приводящих к возбуждению вибрации на частоте сети и её гармониках, встаёт задача разлить частоты f_1 и f_C , а также $2f_1$ и $2f_C = 100$ Гц. Следовательно, интервал между частотами составляет $\Delta f_R = \Delta f_1 = f_C - f_1 = 50 - 49,8 = 0,2$ Гц, и $\Delta f_R = \Delta f_2 = 2f_C - 2f_1 = 100 - 99,6 = 0,4$ Гц.

Согласно выражению (Б.4) шаг (разрешение) по частоте должно быть не хуже, чем 0,05 Гц для $\Delta f_R = \Delta f_1$ и 0,1 Гц для $\Delta f_R = \Delta f_2$. Таким образом, время выборки должно составлять соответственно 20 секунд и 10 секунд. При этом максимальная частота в спектре должна быть не менее $(5\dots 10)f_0$, т. е. не менее 500 Гц. Обычно для таких измерений выбирают верхнюю частоту 1000 Гц.

Б.3. ПРИМЕРЫ РЕАЛЬНЫХ СПЕКТРОВ ВА СИГНАЛОВ

На рис. Б.4 приведён спектр виброскорости, полученный при частоте дискретизации $f_d = 20480$ Гц, количество отсчётов $N = 8192$. При этом шаг по частоте получился $\Delta f = 2,5$ Гц. Длительность выборки составляет $T_r = 400$ мс. Частота вращения вала электродвигателя составляла $f_0 = 49,8$ Гц. Естественно, что частота $f_0 = 49,8$ Гц не попала в сетку частот спектра (см. Рис. Б.3). Поэтому имеем «размазанный» спектр в области первой обратной гармоники. При этом имеем значимые по амплитуде составляющие на частотах 47,5 Гц, 50 Гц, 52,5 Гц. Аналогичная ситуация получилась и в области второй обратной $f_2 = 99,6$ Гц: имеем составляющие на частотах 97,5 Гц, 100 Гц, и 102,5 Гц. Однако, если в области 50 Гц можно с большой долей уверенности сказать, что все значимые составляющие принадлежат обратной частоте, то в области второй обратной для электродвигателя велика вероятность присутствия, кроме второй обратной гармоники на частоте

99,6 Гц, ещё и удвоенной частоты сети 100 Гц. Тем не менее имеет смысл оценить уровень колебаний на каждой гармонике.

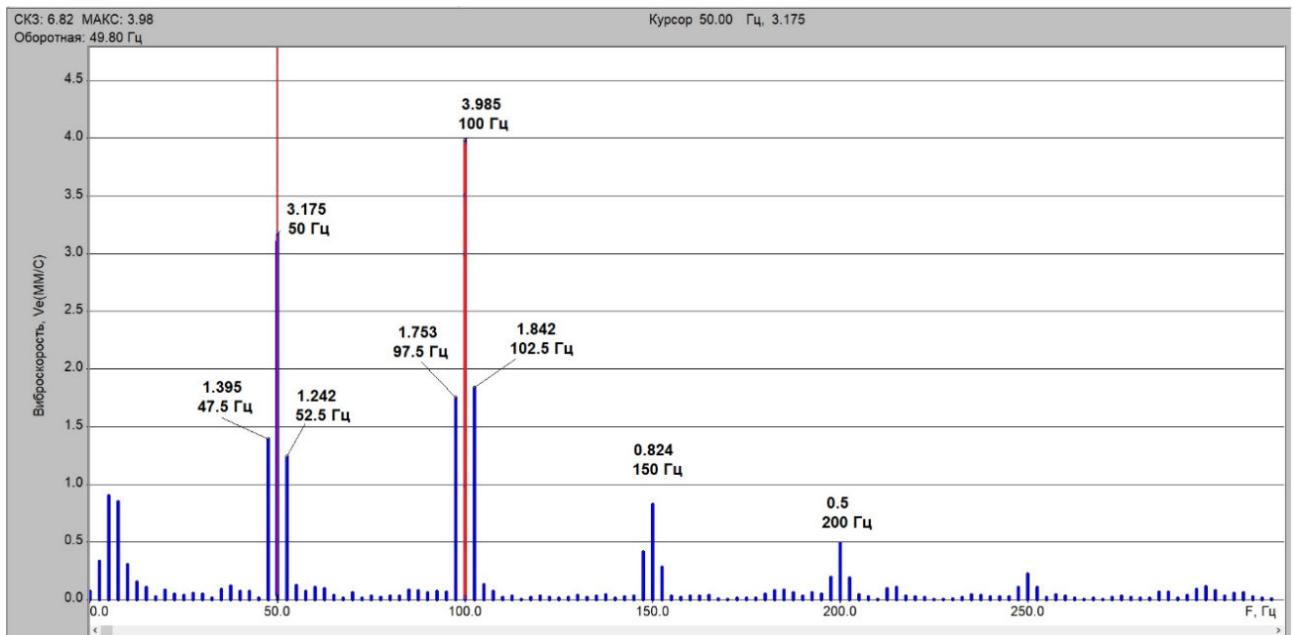


Рис. Б.4. Спектр сигнала при $f_\delta = 20480$ Гц, $N = 8192$, $\Delta f = 2,5$ Гц

Если известна спектральная плотность мощности колебания $G(\omega)$ в диапазоне частот от ω_{\min} до ω_{\max} , то дисперсия (и СКЗ) этого колебания в указанном диапазоне определяется в соответствии с равенством Парсеваля:

$$\sigma^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} G(\omega) d\omega. \quad (\text{Б.6})$$

Тогда СКЗ первой гармоники можно определить следующим образом:

$$v_{f_0} = \sqrt{v_{47,5}^2 + v_{50}^2 + v_{52,5}^2} = \sqrt{1,395^2 + 3,175^2 + 1,242^2} = 3,93 \text{ мм/с};$$

$$v_{2f_0} = \sqrt{v_{97,5}^2 + v_{100}^2 + v_{102,5}^2} = \sqrt{1,753^2 + 3,985^2 + 1,842^2} = 4,73 \text{ мм/с};$$

$$v_{3f_0} = \sqrt{v_{147,5}^2 + v_{150}^2 + v_{152,5}^2} = \sqrt{0,45^2 + 0,5^2 + 0,3^2} = 0,73 \text{ мм/с.}$$

Исходя из этих данных можно оценить СКЗ виброскорости:

$$v = \sqrt{v_{50}^2 + v_{100}^2 + v_{150}^2 + v_{200}^2} = \sqrt{3,93^2 + 4,73^2 + 0,73^2 + 0,5^2} = 6,21 \text{ мм/с.}$$

Полученная величина СКЗ 6,21 мм/с виброскорости близка к СКЗ по всему спектру сигнала, равному 6,82 мм/с.

По имеющимся данным можно оценить и величину СКЗ виброперемещения как каждой гармоники, так и всего сигнала. По известным соотношениям [1, раздел 3] произведём расчёты:

$$s_{f_0} = \frac{v_{f_0}}{2\pi f_0} = \frac{3,93}{2\pi \cdot 50} = 0,012 \text{ мм} = 12 \text{ мкм}; \quad s_{2f_0} = \frac{v_{2f_0}}{2\pi 2f_0} = \frac{4,73}{2\pi \cdot 100} = 7,52 \text{ мкм};$$

$$s_{3f_0} = \frac{v_{3f_0}}{2\pi 3f_0} = \frac{0,73}{2\pi \cdot 150} = 0,78 \text{ мкм}; \quad s_{4f_0} = \frac{v_{4f_0}}{2\pi 4f_0} = \frac{0,5}{2\pi \cdot 200} = 0,4 \text{ мкм.}$$

Тогда СКЗ виброперемещения всего сигнала определится как

$$s = \sqrt{s_{50}^2 + s_{100}^2 + s_{150}^2 + s_{200}^2} = \sqrt{12^2 + 7,5^2 + 0,78^2 + 0,4^2} = 14,2 \text{ мкм.}$$

Следующий спектр (Рис. Б.5) получен при частоте дискретизации $f_d = 20480$ Гц, количество отсчётов $N = 16384$. При этом шаг по частоте $\Delta f = 1,25$ Гц. Длительность выборки $T_r = 800$ мс. На этом спектре видно, что составляющая на частоте 48,75 Гц (1,586 мм/с) больше боковой составляющей на частоте 51,25 Гц (1,027 мм/с). Это свидетельствует о том, что реально в спектре колебания происходят не на частоте 50 Гц, а несколько ниже.

$$\text{При этом } v_{f_0} = \sqrt{v_{48,75}^2 + v_{50}^2 + v_{51,25}^2} = 3,51 \text{ мм/с, } v_{2f_0} = 3,2 \text{ мм/с, } \\ v_{3f_0} = 0,96 \text{ мм/с.}$$

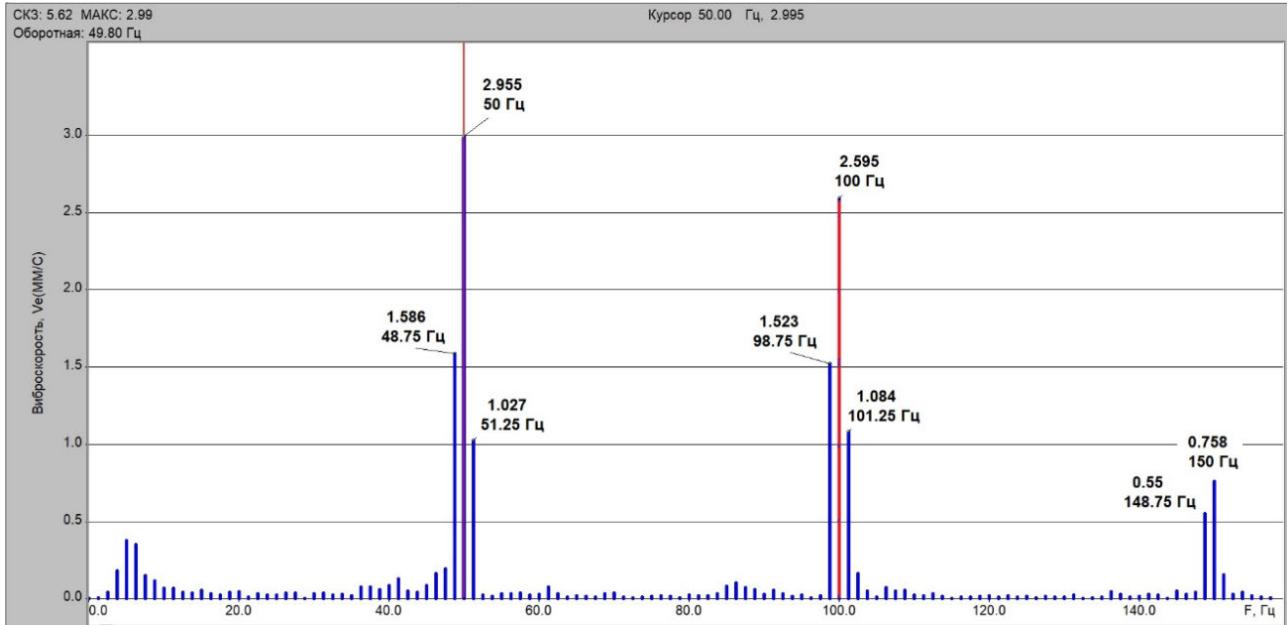


Рис. Б.5. Спектр сигнала при $f_\delta = 20480$ Гц, $N = 16384$, $\Delta f = 1,25$ Гц

Следующий спектр получен при частоте дискретизации $f_\delta = 20480$ Гц, количество отсчётов $N = 32768$. При этом шаг по частоте получился $\Delta f = 0,625$ Гц. Длительность выборки составляет $T_r = 1600$ мс (Рис. Б.6.).

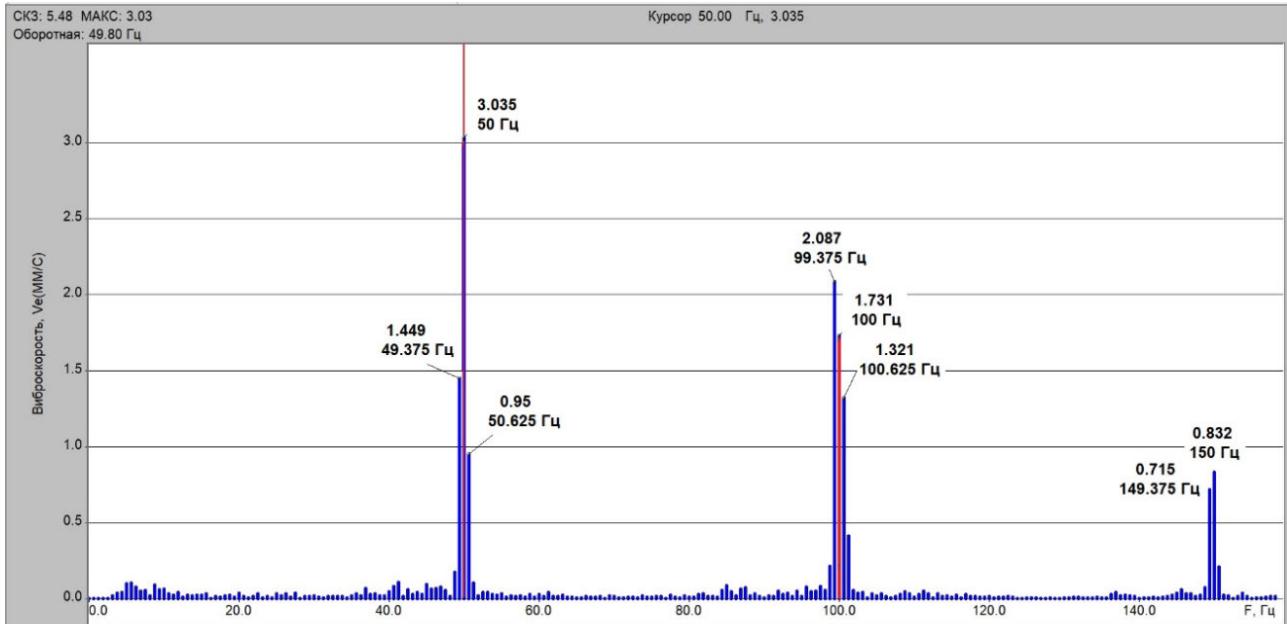


Рис. Б.6. Спектр сигнала при $f_\delta = 20480$ Гц, $N = 32768$, $\Delta f = 0,625$ Гц

И на этом спектре видно, что составляющая на частоте 49,375 Гц (1,449 мм/с) в полтора раза больше боковой составляющей на частоте

50,625 Гц (0,95 мм/с). Это свидетельствует о том, что реально в спектре колебания происходят не на частоте 50 Гц, а несколько ниже. На частоте 99,375 Гц составляющая больше, чем на частотах 100 Гц и 100,625 Гц, поскольку частота 99,375 Гц ближе к второй оборотной 99,6 Гц, чем частота 100 Гц. При этом $v_{f_0} = 3,5$ мм/с, $v_{2f_0} = 3,2$ мм/с, $v_{3f_0} = 1,11$ мм/с.

Из сравнения полученных данных можно сделать вывод о том, что, чем меньше шаг по частоте (выше разрешение), тем с меньшей погрешностью можно оценить величины спектральных составляющих и СКЗ сигнала. Поскольку величина каждой составляющей есть площадь прямоугольника с длиной основания, равной шагу по частоте, и высотой, равной СКЗ реальной гармонической составляющей, то, чем меньше шаг, тем меньше площадь, тем меньше вклад шумов в оценку величины составляющей. Проанализированные спектры иллюстрируют теоретические графики, приведённые на рис. Б.2 и Б.3.

Проведём анализ ещё одного сигнала, полученного при другой частоте дискретизации f_δ (Рис. Б.7.) с того же самого датчика на двигателе примерно через минуту после предыдущего. С большой долей вероятности можно считать, что характеристики сигнала за указанный интервал времени не изменились и находятся в пределах погрешности измерений (т. е. не более 5 %). Снижение частоты f_δ до 10240 Гц позволило увеличить длительность выборки T_r и, таким образом, увеличить разрешение по частоте (уменьшить шаг по частоте Δf).

При длине выборки $N = 8192$, $f_\delta = 10240$ Гц имеем разрешение по частоте $\Delta f = 1,25$ Гц (ранее было 2,5 Гц). В спектре составляющая на $f = 48,75$ Гц больше составляющей на $f = 51,25$ Гц, что говорит о смещении пика спектра ниже частоты 50 Гц. Аналогично и составляющая на $f = 98,75$ Гц больше спектральной линии на $f = 101,25$ Гц – спектральный пик находится ниже частоты 100 Гц. Таким образом, можно предположить, что на спектре отображены первая и вторая гармоники оборотной

частоты. Расчёты показывают, что $v_{f_0} = 3,574 \text{ мм/с}$, $v_{2f_0} = 3,249 \text{ мм/с}$, $v_{3f_0} = 0,994 \text{ мм/с}$.

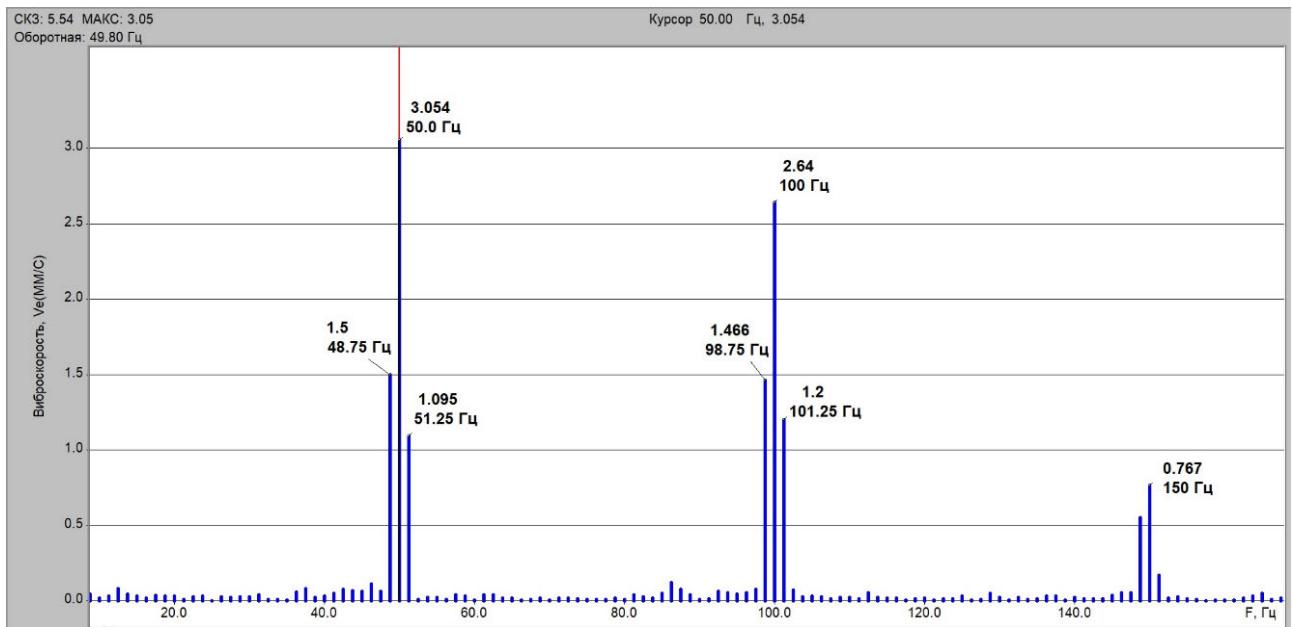


Рис. Б.7. Спектр сигнала при $f_\delta = 10240 \text{ Гц}$, $N = 8192$, $\Delta f = 1,25 \text{ Гц}$

Следующий спектр получен с разрешением $\Delta f = 0,625 \text{ Гц}$ (длительность выборки $T_r = 1,6 \text{ с}$). Данный спектр также подтверждает, что спектральные составляющие имеют максимум ниже частот 50 Гц (первая оборотная) и 100 Гц (вторая оборотная). Уровни гармоник составляют: $v_{f_0} = 3,49 \text{ мм/с}$, $v_{2f_0} = 2,875 \text{ мм/с}$, $v_{3f_0} = 1,15 \text{ мм/с}$.

Анализ спектра при длительности выборки $T_r = 6,4 \text{ с}$ и разрешении $\Delta f = 0,1556 \text{ Гц}$ (Рис. Б.9.) показывает, что при попадании спектральной линии точно на частоту колебательного процесса боковые частоты становятся равными по величине: 49,644 Гц и 49,955 Гц равны 1,383 мм/с. Уровни гармоник составляют: $v_{f_0} = 3,79 \text{ мм/с}$, $v_{2f_0} = 3,34 \text{ мм/с}$, $v_{3f_0} = 0,92 \text{ мм/с}$.

Вторая гармоника оборотной частоты оказалась более «размытой». Дополнительный анализ показал наличие в спектре, кроме второй гармоники оборотной частоты, ещё и составляющей с удвоенной частотой сети, что явилось следствием наличия дефекта электромагнитной системы двигателя.

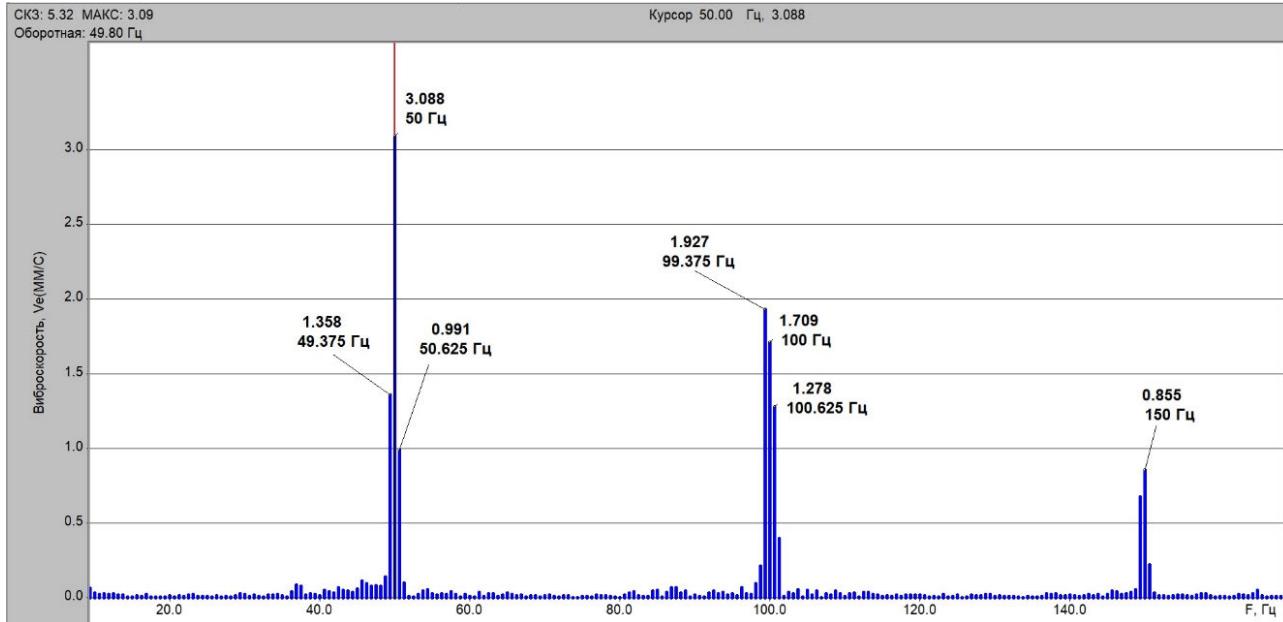


Рис. Б.8. Спектр сигнала при $f_d = 10240$ Гц, $N = 16384$, $\Delta f = 0,625$ Гц

Таким образом, при анализе спектров ВА сигналов необходимо учитывать «размытие» спектральных составляющих вследствие недостаточной разрешающей способности по частоте, и для правильной постановки диагноза необходимо производить расчёт величины каждой составляющей с учётом «размытия» спектра.

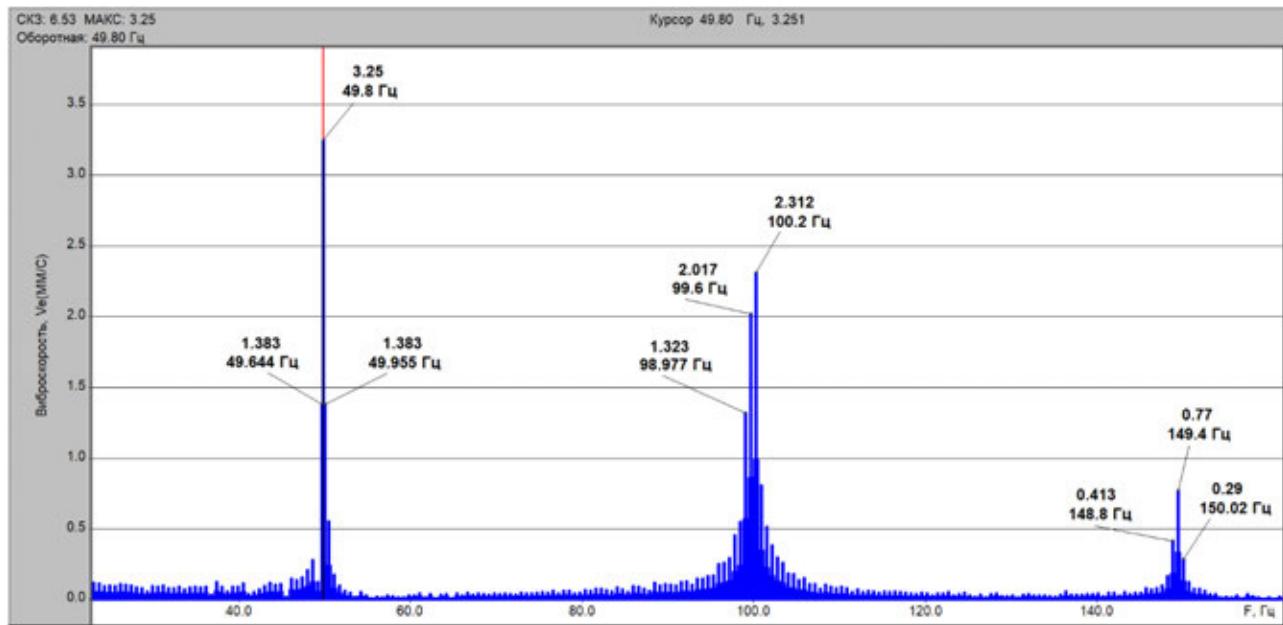


Рис. Б.9. Спектр сигнала при $f_d = 10200$ Гц, $N = 65536$, $\Delta f = 0,156$ Гц

ПРИЛОЖЕНИЕ В

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ НОРМЫ ВИБРАЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ И КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ (ГОСТ 32106-2013)

Таблица В.1

Параметр	Границы зон	Критерий 1						Критерий 2	
		Насос			Электродвигатель				
		Мощность, кВт			Высота оси вала, мм				
		<50	<200	>200	<132	<225	<400		
a_{rms} , $\text{м}/\text{с}^2$	A/B	6,5	9	13,5	6,5	9	13,5	—	
	B/C	8	12	16	8	12	16	$2,5 \text{ м}/\text{с}^2/\text{ч}$	
	C/D	12	16	24	12	16	24	$5 \text{ м}/\text{с}^2/\text{ч}$	
v_{rms} , $\text{мм}/\text{с}$	A/B	2,8	4,1	5,4	2,8	4,5	7,1	—	
	B/C	6,3	8,7	11,2	4,5	7,1	11,2	$1,5 \text{ мм}/\text{с}/\text{ч}$	
	C/D	8,7	11,2	14,1	7,1	11,2	18	$3 \text{ мм}/\text{с}/\text{ч}$	
d_{rms} , мкм	A/B	9	14,1	18	9	18	28	—	
	B/C	18	28	36	14,1	28	36	$4 \text{ мкм}/\text{ч}$	
	C/D	28	36	45	23	36	57	$8 \text{ мкм}/\text{ч}$	

Таблица В.2

Параметр	Границы зон	Критерий 1				Критерий 2
		Вентилятор	Компрессор	Мульти-пликатор (редуктор)	Паро-привод	
a_{rms} , $\text{м}/\text{с}^2$	A/B	4,5	12	12	7,1	—
	B/C	7,1	24	24	11,2	$2,5 \text{ м}/\text{с}^2/\text{ч}$
	C/D	11,2	36	36	14,5	$5 \text{ м}/\text{с}^2/\text{ч}$
v_{rms} , $\text{мм}/\text{с}$	A/B	2,8	4,5	4,5	2,8	—
	B/C	4,5	7,1	7,1	4,5	$1,5 \text{ мм}/\text{с}/\text{ч}$
	C/D	6,3	11,2	11,2	7,1	$3 \text{ мм}/\text{с}/\text{ч}$
d_{rms} , мкм	A/B	9	18	18	18	—
	B/C	14,1	28	28	28	$4 \text{ мкм}/\text{ч}$
	C/D	23	45	45	45	$8 \text{ мкм}/\text{ч}$

Для оборудования, установленного на податливом фундаменте, границы зон, приведённые в таблицах В.1 и В.2, могут быть увеличены в 1,6 раза.

Для специального оборудования особых конструкций и видов могут быть установлены границы зон иные, нежели указанные в таблицах В.1 и В.2.

Нормы вибрации для машин, конструктивно подобных тем, которые указаны в справочном приложении [3, прил. Г], необходимо брать из таблицы в соответствии с их размерно-мощностной группой.

Машины специфических производств, особых конструкций и видов могут иметь предельные уровни вибрации, отличающиеся от приведённых в таблице.