

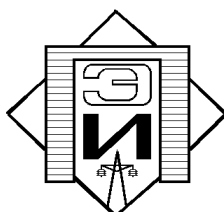
ПЕТЕРБУРГСКИЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ПОВЫШЕНИЯ КВАЛИФИКАЦИИ
МИНИСТЕРСТВА ЭНЕРГЕТИКИ (РОССИЯ)

КАФЕДРА ДИАГНОСТИКИ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Розенберг Г. Ш., Мадорский Е. З.,
Голуб Е. С., Виницкий М. Л., Неелов А. Н.,
Поросенков Ю. В., Таджибаев А. И.

ВИБРОДИАГНОСТИКА

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ



2003 г.

УДК 620.178.5

ББК 30.82

В 41

Авторы: **Розенберг Генрих Шоломович**
Мадорский Евсей Залманович
Голуб Евгений Степанович
Виницкий Михаил Львович
Неелов Анатолий Николаевич
Порасенков Юрий Викторович
Таджибаев Алексей Ибрагимович

Под редакцией **Г.Ш. Розенберга**

Рецензенты: **Монастырский А.Е.**, к.т.н., доцент
Халилов Ф.Х., профессор, д.т.н.

Вибродиагностика: Моногр. / Розенберг Г.Ш., Мадорский Е.З., Голуб Е.С. и др.;
Под ред. Г.Ш. Розенберга. – СПб.: ПЭИПК, 2003. – 284 с.

Одобрено и рекомендовано к опубликованию Ученым Советом ПЭИПК.
Протокол № 2 от 20.11.2002 г.

В монографии освещены вопросы вибродиагностики в соответствии с требованиями к знаниям специалистов в области технической диагностики.

Издание Петербургского энергетического института повышения
квалификации руководящих работников
и специалистов Минэнерго РФ
2003 г.

© ПЭИПК Минэнерго РФ, 2003

Содержание

Основные обозначения	8
Предисловие.....	9
Глава 1. Основные понятия вибрационного мониторинга состояния и диагностики	9
1.1. Мониторинг состояния и диагностика	9
1.1.1. Общие положения.....	9
1.1.2. Категории технического состояния	10
1.1.3. Ресурс при обслуживании и ремонте по состоянию и регламенту .	12
1.1.4. Общие принципы организации вибрационного мониторинга состояния и диагностики	15
1.1.5. Маршрутные технологии	17
1.2. Основные формы колебаний (вибрации)	17
1.2.1. Классификация вибрации	17
1.2.2. Виды колебаний (вибрации).....	18
1.2.3. Гармонические колебания	19
1.2.4. Резонансные колебания.....	21
1.2.5. Распространение колебаний	22
1.2.6. Стационарность вибрации	22
1.2.7. Виды систем, рассматриваемых при вибрационном анализе	22
1.3. Параметры вибрации	23
1.3.1. Основные параметры вибрации	23
1.3.2. Среднее квадратическое значение колеблющейся величины.....	25
1.3.3. Относительные единицы вибрации	27
1.3.4. Жесткость	28
1.4. Спектр колебаний	28
1.4.1. Характеристики спектра колебаний	28
1.4.2. Спектральный анализ	30
1.4.3. Спектральный анализ с использованием БПФ	33
1.4.4. Вероятностные распределения и статистические методы обработки спектров вибрации	34
1.5. Построение регрессионной модели	36
1.5.1. Построение модели.....	36
1.5.2. Статистические методы проверки адекватности математических моделей	39
1.6. Модальный анализ	43
1.7. Методы испытаний на воздействие вибрации	44

Глава 2. Измерение параметров вибрации	45
2.1. Типовые измерения вибрации	45
2.2. Переносная виброизмерительная аппаратура	46
2.2.1. Классификация виброизмерительной аппаратуры	46
2.2.2. Стандартные требования к виброизмерительной аппаратуре	47
2.2.3. Виброметры общего уровня и комбинированные малогабаритные виброметры с набором дополнительных диагностических функций 48	
2.2.4. Специализированные виброизмерительные приборы	50
2.2.5. Портативные сборщики-виброанализаторы	51
2.2.6. «Переносные компьютеры» – сборщики-виброанализаторы	54
2.3. Стационарные виброизмерительные системы	54
2.3.1. Области применения	54
2.3.2. Система «Каскад»	55
2.3.3. Виброизмерительная диагностическая автоматизированная система «Видас» ЦКТИ	57
2.3.4. Система вибрационной диагностики гидроагрегатов «НПО ЦКТИ»..	58
2.3.5. Система «Алмаз-700I» (Диамех)	58
2.3.6. Система Enwatch	60
2.3.7. Система VM600 фирмы Vibro-meter	62
2.4. Вибропреобразователи	66
2.4.1. Классификация вибропреобразователей	66
2.4.2. Акселерометры	75
2.4.3. Электродинамические преобразователи	80
2.4.4. Вихретоковые преобразователи	80
2.4.5. Калибровка датчиков вибрации	80
2.5. Выбор точек измерения вибрации	83
2.5.1. Общие правила выбора точек измерения	83
2.5.2. Точки измерения вибрации по рекомендации разработчиков норм	84
2.5.3. Крепление вибропреобразователей	85
2.6. Измерение перемещения вала	86
2.6.1. Способы измерения перемещения вала	86
2.6.2. Использование анализа орбиты шейки вала в подшипнике для обнаружения неисправностей	91
2.7. Измерение частоты вращения и фазы	91

2.8. Измерение ударных импульсов	94
2.8.1. Сущность метода ударных импульсов	94
2.8.2. Выбор точек измерения ударных импульсов	98
2.9. Измерение собственных частот.....	98
2.10. Погрешность виброизмерительной аппаратуры и ее поверка.....	101
2.10.1. Погрешности виброизмерительной аппаратуры	101
2.10.2. Поверка виброметров с пьезоэлектрическими и индукционными преобразователями.....	101
Глава 3. Измерение и обработка вибрационных сигналов	108
3.1. Преобразование аналоговых сигналов в цифровые	108
3.2. Усреднение параметров вибрации.....	109
3.3. Фильтрация сигнала и частотные диапазоны.....	111
3.4. Динамический диапазон и сигнал / шум	113
3.5. Выбор окна при БПФ.....	113
3.6. Запуск измерений	114
3.7. Мгновенный и усредненный спектр вибрации	114
3.8. Шкалирование и калибровка.....	115
3.9. Представление результатов измерения вибрации диаграммами.....	115
3.10. Создание «опорных спектров» и «опорных масок»	119
3.11. Метод огибающей (преобразование Гильберта)	119
3.12. Использование комбинационных частот	123
3.13. Использование пик-фактора.....	124
3.14. Использование кепстра.....	124
3.15. Использование эксцесса	126
3.16. Использование нарушения корреляционных связей для обнаружения неисправностей машин и механизмов.....	129
3.17. Использование измерения высокочастотной вибрации для определения неисправностей машин и механизмов	129
3.18. Прогноз развития вибрации и периодичность измерений.....	131
3.18.1. Прогнозные модели развития неисправности	131
3.18.2. Периодичность измерений диагностических параметров, характеризующих техническое состояние.....	135
3.18.3. Управление техническим состоянием	138
3.19. Измерение при пуске и остановке машины (режим разгон/выбег)	139

Глава 4. Определение неисправностей машин и механизмов вибрационными методами	140
4.1. Нормы вибрации	140
4.1.1. Методика разработки норм вибрации	140
4.1.2. Норма вибрации по ГОСТ Р ИСО 10816-1-97	145
4.1.3. Нормы вибрации стационарных паротурбинных агрегатов	145
4.1.4. Нормы вибрации гидроагрегатов (гидротурбины и генераторы)..	147
4.1.5. Нормы вибрации стационарных энергетических газотурбинных установок	148
4.1.6. Нормы вибрации машин с возвратно-поступательным движением	149
4.1.7. Нормы вибрации электрических машин	152
4.1.8. Нормы вибрации для редукторов и зубчатых передач	153
4.1.9. Нормы вибрации для насосов	157
4.1.10. Нормы вибрации вентиляторов	158
4.1.11. Нормы вибрации судовых механизмов	159
4.1.12. Нормы вибрации промышленных машин	169
4.1.13. Специальные нормы модуляции	169
4.1.14. Использование отклонения от обобщенного спектра для оценки вибрационного состояния машины	171
4.2. Определение вибрационными методами общих типов неисправностей, встречающихся в машинах	174
4.2.1. Определение неисправностей, связанных с дисбалансом	174
4.2.2. Определение неисправностей, связанных с изгибом и боем вала.	177
4.2.3. Определение неисправностей связанных с несоосностью (расцентровкой)	177
4.2.4. Определение неисправностей, связанных с нарушением крепления механизма к фундаменту и жесткостью опор	179
4.2.5. Резонанс	180
4.2.6. Задевание при вращении деталей механизма	181
4.2.7. Неравномерное нагружение на корпус или фундамент	181
4.2.8. Определение неисправности муфт	181
4.2.9. Определение неисправностей ременной передачи (цепного привода)	183
4.3. Неисправности подшипников скольжения	184
4.4. Определение неисправностей подшипников качения	187
4.5. Определение неисправностей паровых турбин	192
4.6. Определение неисправностей газотурбинных двигателей	199
4.7. Определение неисправностей электрических машин	205

4.8. Определение неисправностей насосов	212
4.8.1. Центробежные насосы	212
4.8.2. Шестеренные насосы.....	215
4.8.3. Винтовые насосы	217
4.8.4. Аксиально-поршневые насосы.....	218
4.9. Определение неисправностей паровых котлов и теплообменников...	219
4.10. Определение неисправностей дизелей	220
4.11. Определение неисправностей зубчатых передач (редукторов).....	223
4.12. Определение неисправностей вентиляторов и центробежных компрессоров	228
4.13. Определение неисправностей центробежных сепараторов	232
4.14. Определение неисправностей поршневых компрессоров.....	233
4.15. Анализ динамической совместимости газоперекачивающих агрегатов с трубопроводами	236
4.16. Системы автоматического установления диагноза.....	237
4.17. Устранение вибрации	244
4.17.1. Устранение расцентровки (несоосности)	244
4.17.2. Балансировка	248
4.17.3. Отстройка от резонанса	255
4.17.4. Основы виброизоляции и демпфирования	256
Глава 5. Виброзащитные средства энергетического оборудования	258
5.1. Оценка технического состояния крепежных резьбовых соединений	258
5.1.1. Критерий оценки работоспособности резьбовых соединений	258
5.1.2. Силы при затяжке соединений	259
5.1.3. Оценка расчетных сил в затянутом соединении	261
5.1.4. Измерение осевых сил.....	261
5.1.5. Стопорение резьбовой пары	262
5.1.6. Оценка виброустойчивости и вибропрочности оборудования.....	264
5.2. Анализ технических требований, предъявляемых к пружинным виброизоляторам	265
5.2.1. Недостатки пружинных виброизоляторов	265
5.2.2. Характеристики упругих элементов колебательных систем	266
5.3. Новые средства виброзащиты оборудования	269
5.3.1. Делокализаторы колебательной энергии	269
5.3.2. Нейтрализаторы боковой компоненты динамических сил	271
Список литературы	276
Список стандартов по вибрации	281

Основные обозначения:

a – виброускорение, мс^{-2} ($1g=9,8 \text{ мс}^{-2}$);
 c – коэффициент жесткости, Нм^{-1} ;
 c_k – кепстр;
 E_k – эксцесс;
 f – частота колебаний, Гц;
 $K_{\text{пф}}$ – пик-фактор;
 $K_{\text{ш}}$ – сигнал/шум;
 L – логарифмический уровень вибрации, дБ;
 m – начальные моменты;
 N – выборка (число отсчетов);
 Q – величина заряда акселерометра;
 $\bar{R}$ – средний ресурс;
 R_γ – гамма-процентный ресурс;
 s – виброперемещение, мм, мкм ($1\text{мкм}=0,001 \text{ мм}$);
 T – период колебаний, с;
 v – виброскорость, мс^{-1} , ммс^{-1} ;
 X – амплитуды колебаний;
 z – число лопаток, число зубьев шестерни;
 $\Delta\varphi$ – сдвиг фаз;
 δ – коэффициент демпфирования системы, с^{-1} ;
 θ – частота квантования;
 χ – порядковая нормализация;
 μ – центральный момент;
 σ – среднее квадратическое отклонение;
 σ^2 – дисперсия;
 τ – время;
 φ – фаза, рад;
 ω – угловая частота, рад^{-1} .

Индексы:

e – среднее квадратическое значение;
 p – пиковое значение;
 0 – пороговый уровень;
оборот – обратная;
гр – граничное значение;
ср – среднее значение.
 r – размах;
 a – амплитуда.

Сокращения:

АЧХ – амплитудно-частотная характеристика;
АХ – амплитудная характеристика;
ВИП – виброизмерительный преобразователь;
ИПВ – измерительный прибор виброметра;
ФЧХ – фазо-частотная характеристика.

Предисловие

В связи с отсутствием литературы, освещающей современные состояния вибродиагностики и пособий для подготовки специалистов в этой области, авторы взяли на себя труд попытаться решить эту проблему. Под вибродиагностикой понимается анализ вибрации объекта диагностирования.

Содержание пособия отвечает требованиям к техническим знаниям специалистов при добровольной сертификации персонала Российским обществом по неразрушающему контролю и технической диагностики, а также проекту стандарта ИСО по сертификации специалистов в области мониторинга состояния и диагностики (вибрационные методы) и требованиям Ростехнадзора России.

Хотя книга посвящена только вибродиагностике, необходимо отметить, что современный подход к диагностике заключается в использовании так называемой многофункциональной технологической платформы, то есть совместного использования методов вибродиагностики, результатов анализа смазочного масла, параметров рабочего процесса, инфракрасной термографии, оптической интроскопии и др.

ГЛАВА 1.

Основные понятия вибрационного мониторинга состояния и диагностики

1.1. Мониторинг состояния и диагностика

1.1.1. Общие положения

Для повышения надежности и безопасности машин и механизмов, а также снижения затрат на их эксплуатацию, широкое распространение получают системы мониторинга состояния и диагностики.

Мониторинг состояния представляет слежение за параметрами рабочих процессов в пределах допусков (норм), устанавливаемых изготовителем машин или эксплуатирующей организацией. Системы мониторинга состояния связаны с сигнализацией и защитой при выходе параметров за установленные пределы. Системы мониторинга состояния могут предусматривать постоянный (в масштабе реального времени) или периодический контроль параметров.

Диагностика предназначена для проведения технического обслуживания или ремонта по фактическому техническому состоянию на основе углубленного контроля с использованием данных мониторинга.

Системы мониторинга и диагностики используют либо в виде единых систем, либо в виде двух подсистем.

Системы мониторинга состояния и диагностики предусматривают прогноз состояния, что позволяет с одной стороны предотвращать внезапные отказы в эксплуатации, с другой – планировать техническое обслуживание или ремонт.

Следует отметить, что целью диагностирования является отнесение объекта к области состояния, требующей определенный вид работ по техническому обслуживанию (ТО) и ремонту.

Организации, эксплуатирующие технические средства, придерживаются одной из трех стратегий технического обслуживания (или их сочетания в различной пропорции) – «по регламенту», «по отказам» или «по фактическому состоянию». Данные, как отечественных, так и зарубежных источников показывают, что если принять затраты на эксплуатацию, в случае стратегии обслуживания «по регламенту» за 100 %, то затраты при обслуживании по отказам будут составлять 130 %, а по «состоянию» – 70 % [50].

1.1.2. Категории технического состояния

Согласно ГОСТ 20911-89 под техническим состоянием понимается совокупность признаков (параметров), характеризующих изменение свойств объекта в процессе эксплуатации (также испытаний после изготовления или ремонта), установленных нормативно-технической документацией.

В теории диагностики принято, что объект имеет множество состояний (классов, категорий состояний). Однако число классов (категорий) состояния объектов может быть ограничено, если они будут связаны с определенным объемом работ по контролю за техническим состоянием, проведением ТО и ремонта и их периодичностью. В связи с этим, в основу градации категорий технического состояния был положен принцип отнесения категории технического состояния к видам технического обслуживания и ремонта [27]. В нормативных документах ISO, ряде ГОСТ, а также Правилах Морского Регистра судоходства 1999 г. предусматриваются также четыре категории состояния.

Исходя из изложенного, при нормировании диагностических параметров, характеризующих техническое состояние, предусматривается четыре категории технического состояния (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Характеристики технического состояния

Категории технического состояния (зоны качества)	Описание состояния машин	Градация по Регистру	Виды повреждений	Значение параметра, характеризующего техническое состояние	Виды технического состояния по ГОСТ 27.002-89		
					Виды исправности	Виды работоспособности	Виды функционирования
ЦНИИ МФ 1996 ГОСТ Р 1997							
A	ХОРОШЕЕ Машина только что введенная в эксплуатацию	ГОДНОЕ	ПОВРЕЖДЕНИЯ НЕТ	Номинальное	ИСПРАВНОЕ. Состояние объекта, при котором он соответствует всем требованиям, установленным НТД	РАБОТОСПОСОБНОЕ. Состояние объекта, при котором значения всех параметров, характеризующий способность выполнять заданные функции, соответствует требованиям нормативно-технической или конструкторской документации.	ПРАВИЛЬНОЕ. Выполнение в текущий момент времени алгоритма функционирования
B	УДОВЛЕТВОРИТЕЛЬНОЕ. Машина пригодна для длительной эксплуатации	ГОДНОЕ.	НЕСУЩЕСТВЕННОЕ ПОВРЕЖДЕНИЕ	От номинального до предельно возможного	ИСПРАВНОЕ	РАБОТОСПОСОБНОЕ	ПРАВИЛЬНОЕ
C	НЕУДОВЛЕТВОРИТЕЛЬНОЕ. Машина требует ТО или ремонт. Продолжительность эксплуатации ограничена. Период между контролем сокращен.	НЕГОДНОЕ	СУЩЕСТВЕННОЕ ПОВРЕЖДЕНИЕ. Повреждение, являющиеся причиной частичного нарушения работоспособности	От предельно допустимого до предельно возможного	ИСПРАВНОЕ. Состояние объекта, при котором он не соответствует хотя бы одному из требований, установленных НТД	ЧАСТИЧНАЯ УТРАТА РАБОТОСПОСОБНОСТИ. Ограниченная работоспособность	ОГРАНИЧЕННОЕ
D	АВАРИЙНОЕ	НЕГОДНОЕ	ОТКАЗ (РАЗРУШЕНИЕ)	От предельно возможного до аварийного	НЕИСПРАВНОЕ	НЕРАБОТОСПОСОБНОЕ. Состояние объекта, при котором значение хотя бы одного параметра, характеризующего способность выполнять заданные функции, не соответствует требованиям, установленным НТД	НЕПРАВИЛЬНОЕ

Категории состояния:

- Зона А** Хорошее состояние. Неисправность отсутствует. Этой зоне должны удовлетворять новые, только что введенные в эксплуатацию машины. На протяжении этой зоны дефекты не возникают.
- Зона В** Удовлетворительное состояние. Неисправность незначительна. Машины, соответствующие этой зоне, считаются пригодными для длительной эксплуатации
- Зона С** Неудовлетворительное состояние. Существенная неисправность. Согласно общепринятой практике, при возникновении неисправности, соответствующей этой зоне, должна срабатывать аварийная сигнализация, предупреждающая о необходимости ремонта машины. При достижении параметров (в том числе вибрации) соответствующей этой зоне, машина в течение ограниченного времени может работать до момента вывода ее в ремонт.
- Зона D** Аварийное состояние. При превышении уровня параметров верхней границы зоны С, машину следует остановить. Уровни параметров (в том числе вибрации) соответствующие зоне D, считаются достаточно опасными и способными вызвать повреждение.

Понятия категорий технического состояния и их норм являются фундаментальными принципами технической диагностики.

Категории технического состояния определяют жизненные циклы машин.

По стандарту ISO 13373-1 защита настраивается не выше 1,25 нижней границы зоны С, а сигнализация на 25 % ниже верхней границы зоны В. Встречается другой подход – сигнализация настраивается по верхней границы зоны В.

1.1.3. Ресурс при обслуживании и ремонте по состоянию и регламенту

Ресурс однотипных объектов при обслуживании по состоянию равен среднему ресурсу $\bar{R}$, по регламенту – гамма-процентному ресурсу R_γ [17].

Разница между $\bar{R}$ и R_γ , определяет недоиспользование ресурсов при эксплуатации по регламенту $\Delta R = \bar{R} - R_\gamma = u_p \sigma$, где u_p – квантиль распределения, σ – среднее квадратическое отклонение ресурса. Квантили нормального распределения

$1-\gamma$	0,8	0,85	0,9	0,95;
u	0,841	1,036	1,282	1,645.

Коэффициент вариации, характеризующий отношение среднего квадратического отклонения к среднему ресурсу $V = \sigma / \bar{R}$ для подверженных износу и усталостным разрушениям узлов, равен 0,3...0,4, а контактными разрушениями (подшипники качения) 0,7...0,9.

Выигрыш в ресурсе технических средств при переходе от ТО (ремонт) по регламенту к ТО (ремонту) по состоянию определяется величиной ΔR (рис. 1.1) для нормального распределения или отношением $R_\gamma / \bar{R}$. Величина отношения $R_\gamma / \bar{R}$ для различных распределений ресурса, коэффициентов вариации и вероятностей приведена в табл. 1.2. Выигрыш в переходе к обслуживанию по состоянию тем больше, чем выше коэффициент вариации V и величина γ , принятая при установлении R_γ . При $\gamma = 99,9\%$ выигрыш увеличивается в 5 раз. При переходе к обслуживанию по состоянию увеличивается вероятность безотказной работы в эксплуатации, так как исключается непредвиденность отказа благодаря слежению за фактическим состоянием и его прогнозом.

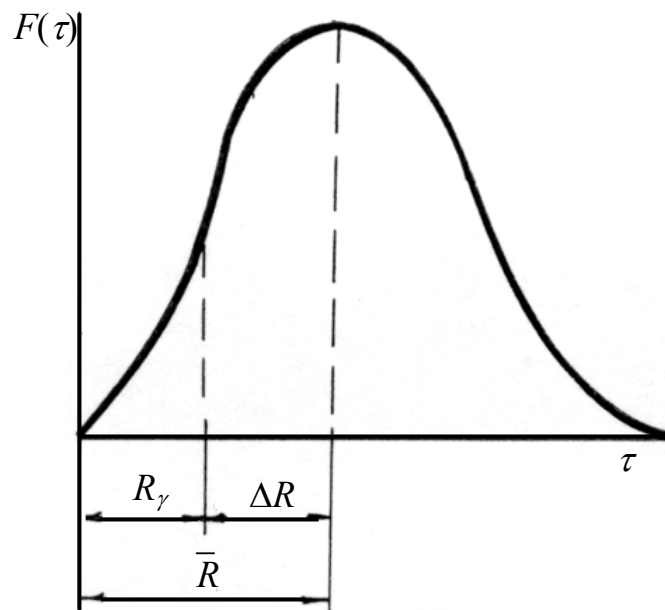


Рис. 1.1. Распределение частоты отказов $F(\tau)$

При планировании за нижний предел периодичности ТО по состоянию принимается периодичность ТО по регламенту (R_γ). За верхний предел периодичности ТО по состоянию принимается $R_c = \bar{R} + (\bar{R} - R_\gamma)$.

Некоторые данные по R_γ и $\bar{R}$ для судовых дизелей приведены в табл. 1.3.

Ресурс механизма R_γ назначается из определенного вида нагрузок и их продолжительности, а также определенного числа пусков. В эксплуатации конкретного механизма это распределение нагрузок не соблюдается, поэтому для приведения к расчетным условиям можно воспользоваться формулой расчета выработанного ресурса (приведенной наработки) [44]:

Таблица 1.2

Отношение $R_\gamma/\bar{R}$

Вероятность	95			97			99		
Коэффициент вариации	0,3	0,4	0,7	0,3	0,4	0,7	0,3	0,4	0,7
Распределение:									
Нормальное	0,52	–	–	0,11	–	–	0,32	–	–
Вейбулла	0,5	0,37	0,18	0,42	0,3	0,14	0,3	0,2	0,1
Нормально-логарифмическое	0,58	0,5	0,3	0,54	0,45	0,25	0,48	0,38	0,22

Таблица 1.3

Установленный и средний ресурс узлов судовых дизелей, тыс. ч.

Узел (деталь) двигателя	МОД		СОД		Вспомогательные двигатели	
	R_γ	$\bar{R}$	R_γ	$\bar{R}$	R_γ	$\bar{R}$
Цилиндр:						
втулка	8...16	60	12	30...50	8...16	40...50
крышка	12...16	60...80	12...16	50...80	8...16	40
поршень	12...20	60	12...20	50	8...16	40...50
кольца	8...12	8...12	8...12	8...12	8...16	8...12
Клапаны:						
выпускной	8	18...24	6	18...24	6	10...15
впускной	15	36	12	30...36	6...10	30
Топливный насос (плунжерная пара)	16	30	12	24...30	12	30
Форсунки (распылитель, игла)	4...6	16	3...6	12...16	2	6
Подшипники:						
крейцкопфный	15	30	–	–	–	–
головной	–	–	24	24	12	30
мотылевый	20	40	12...24	24...32	8...16	24...32
рамовый	20	40...50	16...20	32...48	12...16	32...48
Газотурбокомпрессор:						
подшипник скольжения	20	40	20	40	20	40
подшипник качения	12	24	12	24	12	24
ротор	40	–	40	–	40	–

$$R_{\text{выр}} = \frac{\sum \tau}{\frac{\tau_1}{a_1 R_1} + \frac{\tau_2}{a_2 R_2} + \frac{\tau_n}{a_n R_n}} A_1^{-1}, \quad (1.1)$$

где $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$ – фактическая наработка на режимах в часах; $a_1, a_2, \dots, a_n$ – коэффициенты влияния отклонения частоты вращения от номинальных значения на прочность технических средств; R_1, R_2, R_n – ресурс, соответствующий определенной нагрузке (теплонапряженности); A_1 – коэффициент влияния числа пусков. Значение τ для каждого режима определяется по счетчикам наработки (моточасов).

Кроме ресурса важной характеристикой надежности является безотказность.

Безотказность не восстанавливаемых объектов определяется: вероятностью безотказной работы ($p(t)$ – вероятность того, что в заданном интервале времени τ отказ не возникает); интенсивностью отказов $\lambda(t)$ – отношением числа отказавших объектов в единицу времени, к числу объектов работоспособных к данному моменту времени; средней наработкой на отказ (T) – математическим ожиданием (среднее значение) наработки объекта до первого отказа.

1.1.4. Общие принципы организации вибрационного мониторинга состояния и диагностики

Вводимая система стандартов ISO 13373, ISO 7919 и ISO 10816 регламентирует основные принципы вибрационного мониторинга состояния и диагностики. Следует отметить, что все эти стандарты переводятся в стандарты России. Эти стандарты определяют содержание двух принципиальных схем вибрационного мониторинга состояния и диагностики:

- стационарной системы (рис. 1.2);
- переносной системы (рис. 1.3).

Стационарная система включает измерения вибрации на неподвижных деталях (корпусах подшипников) и вращающихся деталях. Переносная система, как правила, предусматривает измерение только на неподвижных деталях машин.

Стационарная система в общем виде включает измерение вибрации на неподвижных частях (в трех направлениях), на корпусах подшипников, измерение на вращающихся частях (т. е. орбит движения вала), измерение несоосности и фазы. Типовая переносная система предусматривает те же измерения за исключением измерений на вращающихся частях и несоосности.

Возможны комбинированные системы, которые предусматривают предварительный монтаж преобразователей, которые не могут быть установлены без остановки машины и к которым «сборщик» присоединяется во время периодического мониторинга.

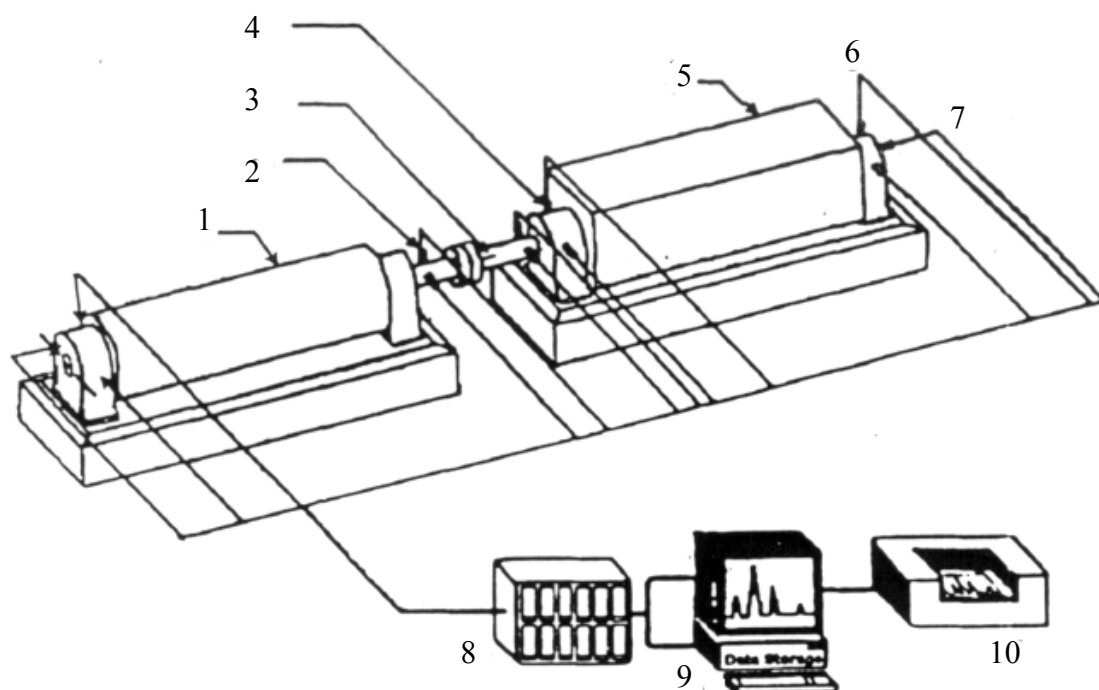


Рис. 1.2. Типичная схема стационарной виброизмерительной системы.
 1 – двигатель привода, 2 – датчик перемещения вала (проксиметр), 3 – датчик фазы, 4 – датчик вибрации (акселерометр), 5 – приводимая машина, 6 – датчик вибрации в радиальном направлении, 7 – датчик вибрации в осевом направлении, 8 – согласующий модуль, 9 – персональный компьютер, 10 – принтер

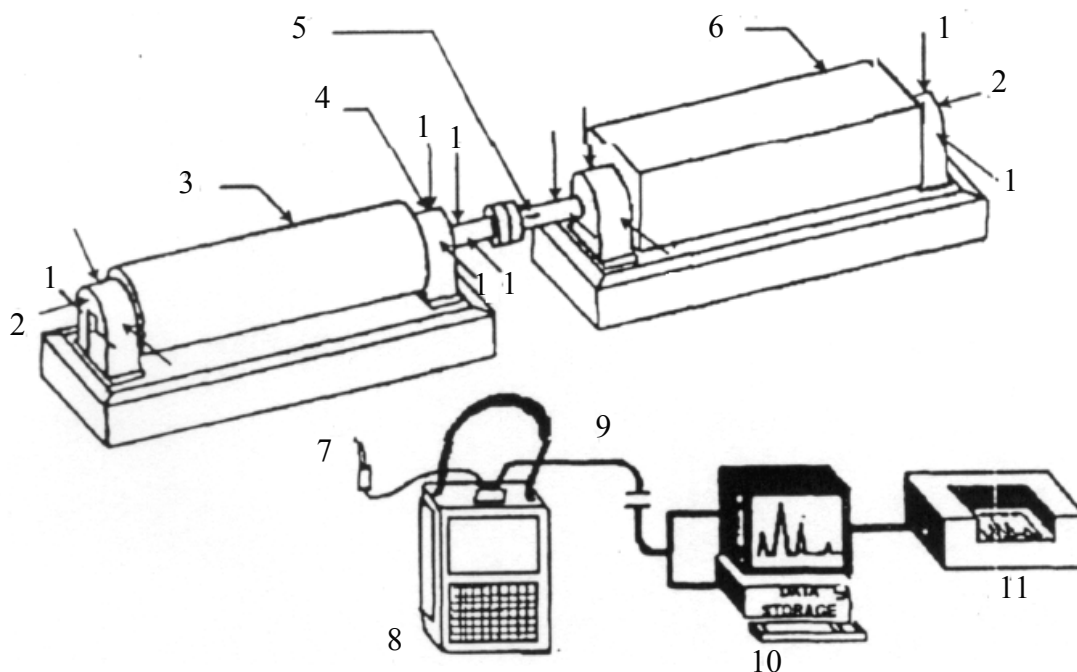


Рис. 1.3. Типичная схема переносной виброизмерительной системы.
 1 – радиальное направление, 2 – осевое направление, 3 – двигатель привода, 4 – типичные точки измерения, 5 – датчик фазы, 6 – приводимая машина, 7 – датчик вибрации (акселерометр), 8 – сборщик-виброанализатор, 9 – кабель перекачки информации в персональный компьютер, 10 – персональный компьютер, 11 – принтер

1.1.5. Маршрутные технологии

Маршрутные технологии – специальные программы последовательности проведения измерений переносными вибродиагностическими приборами – «сборщиками».

В маршруте указывается:

- помещение (цех, отсек и т. д.);
- номер механизма;
- номер измерения;
- вид измерения;
- направление измерения.

Кроме того, «маршрут» предусматривает периодичность измерений, а также сравнения результатов измерения на рабочем месте с нормами.

Для облегчения измерений и повышения достоверности предусматривается кодирование точек измерения – «штрих кодами», «радио этикетками» и специальными механическими захватами датчика. Расположение в точках измерения специальных приспособлений для быстрой фиксации датчика в нужном направлении значительно повышает точность и повторяемость измерений. Механические захваты могут иметь множество сочетаний для идентификации определенной точки измерения (так в приборе VIB CODE до 7000 вариантов).

Вопросы периодичности измерений вибрации рассмотрены в § 3.18.

1.2. Основные формы колебаний (вибрации)*

1.2.1. Классификация вибрации

Классификация вибраций по математическому описанию.

Колебания могут быть детерминированные (определенные во времени) и случайные (не определенные во времени).

Детерминированные процессы могут быть периодическими (гармоническими, полигармоническими) или непериодическими (почти периодическими, переходными).

Периодические колебания (вибрация) – колебания (вибрация), при которых каждое значение колеблющейся величины (характеризующей вибрацию) повторяется через равные интервалы времени.

Гармонические колебания – колебания, при которых значения колеблющейся величины (характеризующей вибрацию) изменяются во времени по закону синуса или косинуса (синусоидальные колебания).

* Терминология в соответствии с ГОСТ 24366-80. Вибрация. Термины и определения

Случайные процессы разделяют на стационарные и нестационарные.

Нестационарным случайным процессом называют такой, вероятностные характеристики которого являются функциями времени и зависят от начала отсчета. В случае, когда вероятностные характеристики не зависят от начала отсчета, случайный процесс называется стационарным.

Стационарный случайный процесс, у которого вероятностные характеристики одинаковы для различных выборочных функций, называют эргодическим.

Классификация вибраций по ее природе и возмущающим силам ее вызывающим.

Вибрацию классифицируют по ее природе (механическая, аэрогидродинамическая, электромагнитная, электродинамическая), или по конструктивному узлу, ее вызывающему (роторная, лопаточная, подшипниковая, зубчатая и т. д.), а также по частотным диапазонам.

Механическая вибрация вызывается действием возмущающих сил из-за неуравновешенности вращающихся масс, нарушения геометрии узлов, действия периодических сил рабочих процессов (в поршневых машинах), соударения узлов. Этот вид вибрации, как правило, имеет характер периодической вибрации.

Аэрогидродинамическая вибрация возникает из-за срыва потока при обтекании элементов (лопаток турбин, рабочих колес насосов и т. д.), кавитационных явлений, нарушения гидродинамики смазки. Этот вид вибрации носит характер случайных колебаний.

Электромагнитная и электродинамическая вибрация возникает в электрических машинах и устройствах при нарушении взаимодействия проводников с током, искажения магнитного поля.

Во всех машинах источником возбуждения вибрации могут являться подшипники качения и скольжения.

1.2.2. Виды колебаний (вибрации)

Рассматривают следующие виды колебаний:

Свободные колебания – колебания (вибрация) системы, происходящей без переменного внешнего воздействия системы и поступления энергии извне. Любая из частот свободных колебаний называется *собственной частотой*. Свободные колебания могут быть затухающими под действием сил сопротивления (внутренних и внешних). У затухающих колебаний амплитуда колебаний уменьшается.

Вынужденные колебания – колебания (вибрация) системы, вызванные и поддерживаемые силовым или кинематическим возбуждением. Частоты вынужденных колебаний называются *вынужденными частотами*.

Параметрические колебания – колебания (вибрация) системы, вызванные и поддерживаемые параметрическим возбуждением. Параметрическое возбуждение – возбуждение колебаний (вибрация) системы, не зависящее от состояния системы, а связанное с изменением во времени одного или нескольких ее параметров (массы, момента инерции, коэффициента жесткости, коэффициента сопротивления). Примером параметрических колебаний могут служить незатухающие поперечные колебания вала за счет изгибной жесткости.

Автоколебания – колебания системы, возникающие в результате самовозбуждения вибрации. Возбуждение колебаний возникает при поступлении энергии от не колебательного источника, который регулируется самой системой. Такие колебания часто возникают при обтекании трубных пучков в паровых котлах и теплообменных аппаратах.

Крутильные колебания – колебания, возникающие при неравномерном вращении вала машины.

1.2.3. Гармонические колебания

Гармонические колебания (рис. 1.4.) описываются уравнением:

$$X = X_p \sin(\omega\tau + \varphi_0), \quad (1.2)$$

где:

X – амплитуда колебаний в произвольной точке;

τ – время, с;

X_p – пиковое значение амплитуды колебаний (наибольшее отклонение колебательной величины $X_p = [X_{max}]$);

$(\omega\tau + \varphi_0)$ – фаза колебаний;

φ_0 – начальная фаза в угловых единицах;

$\omega = 2\pi f$ – угловая частота, рад⁻¹;

f – частота колебаний, Гц=с⁻¹;

T – период колебания – время полного цикла колебания, с;

$T = 1/f$ (величина обратная частоте);

$2X_p$ – размах колебания (двойная амплитуда, пик-пик);

X_p, ω, φ – постоянные параметры.

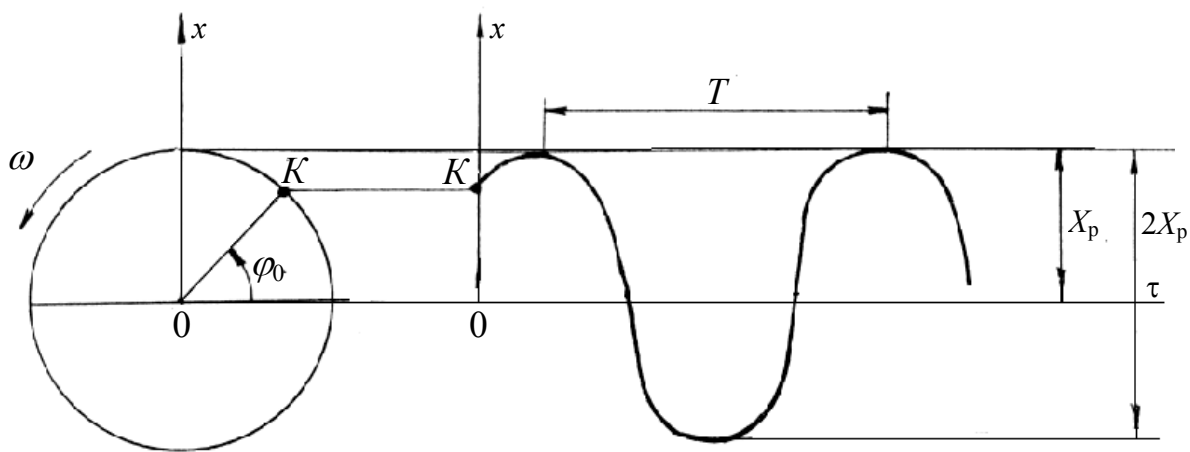


Рис. 1.4. Характеристики гармонических колебаний

Для гармонических колебаний можно записать следующие формулы для a , v , s :

$$a = \omega^2 s_0 \sin(\omega t + \varphi);$$

$$v = \omega s_0 \cos(\omega t + \varphi);$$

$$s = s_0 \sin(\omega t + \varphi),$$

где s_0 – начальное перемещение.

При почти гармонических колебаниях X_p , ω и φ медленно меняющиеся функции времени (в частности некоторые из них могут быть постоянными).

Гармонические колебания в разных точках машины, совпадающие по частоте, называются синхронными.

Синхронные колебания отличаются друг от друга амплитудой и фазой, и их величина рассматривается как комплексная [16]:

$$\bar{X} = X \cos \varphi + iX \sin \varphi, \quad (1.3)$$

где: $i = \sqrt{-1}$.

Фаза гармонических колебаний (вибрации) – аргумент синуса.

Колебания в двух точках, совпадающие по фазе (0° , 360°), называют *синфазными*, а отличающиеся на 180° – *противофазными*. Сдвиг фаз синхронных гармонических колебаний – это разность фаз двух синхронных гармонических колебаний в любой момент времени. При анализе вибрации часто используют разность фаз в контролируемых точках.

Графически синхронные колебания изображаются в виде векторов в прямоугольной системе координат, при этом $\varphi = 0^\circ$ совпадает с осью абсцисс, а $\varphi = 90^\circ$ – с осью ординат. Колебания складываются путем сложения мгновенных значений колебательных величин с учетом фаз.

Гармонический анализ колебаний (вибраций) – представление анализируемых колебаний (вибраций) в виде суммы гармонических колебаний. Слагаемые гармонических колебаний называют гармоническими колебаниями (гармониками).

Полигармоническая модель колебаний. Полигармонический процесс имеет множество гармоник, при этом частоты всех гармоник кратны основной частоте.

В низкочастотном ($0 \div 300$ Гц) и среднечастотном ($300 \div 2000$ Гц) диапазоне вибрация роторных механизмов описывается полигармонической моделью колебаний при дисперсных отсчетах в точках $f = k f_{\text{вр}}$ [15]:

$$X(f) = \sum_{k=1}^n X(k f_{\text{вр}}). \quad (1.4)$$

Помимо частоты вращения $k f_{\text{вр}}$, в спектре виброакустического сигнала, присутствует частота:

$$k f_z = k(f_{\text{вр}} \cdot z), \quad (1.5)$$

где: $k = 1, 2, 3, \dots, n$; z – число зубьев шестерни для редуктора, число лопаток для турбины или насоса.

Квазиполигармоническая модель колебаний – суперпозиция узкополосных случайных процессов с кратными средними частотами. Суперпозиция функций – это составление композиции сложных функций из двух функций. Квазиполигармоническая модель является более реальным отражением колебаний роторных механизмов [15].

Полигармонические и квазиполигармонические модели дают общее представление о частотном составе сигнала и мало говорят о причинах возбуждения колебаний и о соотношении спектральных амплитуд на частотах кратных основной частоте возбуждения [15]. Эту информацию может дать *импульсная модель* вынужденных колебаний – представления колебаний в механизмах циклического действия в виде периодической последовательности импульсов определенной формы.

1.2.4. Резонансные колебания

Резонансные колебания наступают, если частота собственных колебаний совпадает с частотой возбуждающей силы.

Скорость вращения вала, на которой наступает резонанс, называется критической скоростью вращения.

1.2.5. Распространение колебаний

Бегущая волна – распространение возмущения в среде.

Гармоническая волна – волна, при которой все точки среды совершают гармонические колебания.

Скорость гармонической волны – скорость распространения фронта гармонической волны.

Стоячая волна – состояние среды, при котором расположение максимумов и минимумов перемещения колеблющихся точек среды не меняется во времени. Стоячую волну можно рассматривать, как результат наложения двух одинаковых бегущих волн, распространяющихся навстречу друг другу. Для сплошных ограниченных тел, формы колебаний соответствуют конфигурации стоячей волны.

Биение – результат сложения двух колебаний с близкими частотами. Огибающая биений – кривая, касающаяся и вершин и впадин отдельных колебаний. Частота огибающей равна частоте биений.

1.2.6. Стационарность вибрации

Стационарная вибрация – вибрация независимая во времени и не зависящая от режима.

Квазистационарная вибрация – меняющаяся при изменении режима, но на установившемся режиме становится стационарной.

Нестационарная вибрация – внезапное изменение вибрации («скачки» вибрации).

1.2.7. Виды систем, рассматриваемых при вибрационном анализе

Рассматривают три вида систем [15].

- линейные;
- параметрические;
- нелинейные.

Линейная система, такая система, в которой существует пропорциональность между действующей силой и деформацией. Гармонический сигнал, проходящий через линейную систему, остается неизменным по форме, приобретая лишь другую амплитуду и начальную фазу.

Параметрическая система – отличается от линейной тем, что возбуждение колебаний в ней не зависит от состояния систем, а связана с изменением одного или нескольких ее параметров. На выходе такой системы возможны только комбинационные частоты.

Нелинейная система – такая система, в которой нарушена пропорциональность между действующей силой и деформацией.

В нелинейных системах вблизи резонанса могут возникнуть следующие явления [16]:

- на одной частоте возбуждения вблизи резонанса могут существовать две ветви устойчивых состояний колебаний с существенно разными амплитудами и фазами. При этом систем может скачком перейти из одного состояния в другое с внезапным изменением уровня вибрации;
- могут возбуждаться колебания с частотами кратными частоте возмущающей силе;
- могут возбуждаться субгармонические резонансы с частотой в целое число раз меньшими частоты возбуждающей силы.

Системы со сосредоточенными и распределенными параметрами.

Динамическая модель машины в области низких частот (от 0 до 300 Гц) представляет комбинацию сосредоточенных масс [15].

В среднечастотном диапазоне (от 300 до 2000 Гц) вибрация обусловлена высшими гармониками неуравновешенности ротора из-за наличия нелинейных элементов в системе; нарушением геометрии кинематических пар (в подшипниках и зубчатых передачах). В этом поддиапазоне колебания также вызываются рабочими процессами и носят квазиполигармонический характер. Наличие параметрического и нелинейного взаимодействия приводит к существенному усложнению физической и математической модели вибрации [15].

В области частот выше 1...2 кГц систему следует рассматривать как систему с распределенными массами.

В высокочастотном диапазоне распространение колебаний подчиняется законам акустической эмиссии, в ультразвуковом – распространению дециметровых и метровых волн.

Узловая линия на вибрирующей детали – это линия с нулевой вибрацией, при переходе через которую колебания меняют фазу на 180°.

1.3. Параметры вибрации

1.3.1. Основные параметры вибрации

К основным параметрам (единицам) вибрации относятся:*)

- Виброперемещение s , м, мм, мкм – составляющая перемещения, описывающая вибрацию;**)

*) Существует редко используемый параметр вибрации – резкость: $j = d^3x/d\tau^3$ – третья производная виброперемещения во времени, j измеряется в диапазоне 10÷30 кГц

**) По ГОСТ 24347-80 параметры вибрации измеряются в следующих единицах: v [м/с], s [м], a [м/с²]; ГОСТ 8.417 допускает показания на шкале прибора выражать в десятичных кратных и дольных единицах, то есть: v [мм/с], s [мм, мкм], a [м/с² или g]

- Виброскорость v , мм/с, – производная виброперемещения во времени;
- Виброускорение a , м/с², – производная виброскорости во времени. Виброускорение выражается также в единицах нормализованного ускорения силы тяжести $1g = 9,807 \text{ м/с}^2$.

Взаимосвязь колебательных величин (при синусоидальных колебаниях): *)

$$v = 2\pi f s = a \cdot 10^3 / 2\pi; \quad (1.6)$$

$$s = v / 2\pi f = a \cdot 10^3 / (2\pi f); \quad (1.7)$$

$$a = (2\pi f)^2 s \cdot 10^{-3} = 2f v \cdot 10^{-3}. \quad (1.8)$$

Колебательные характеристики гармонических колебаний можно пересчитать по номограмме рис. 1.5. Эта номограмма используется в практике вибродиагностирования. На таких номограммах представляют нормы вибрации. В этом случае пренебрегают отклонениями от гармонической вибрации.

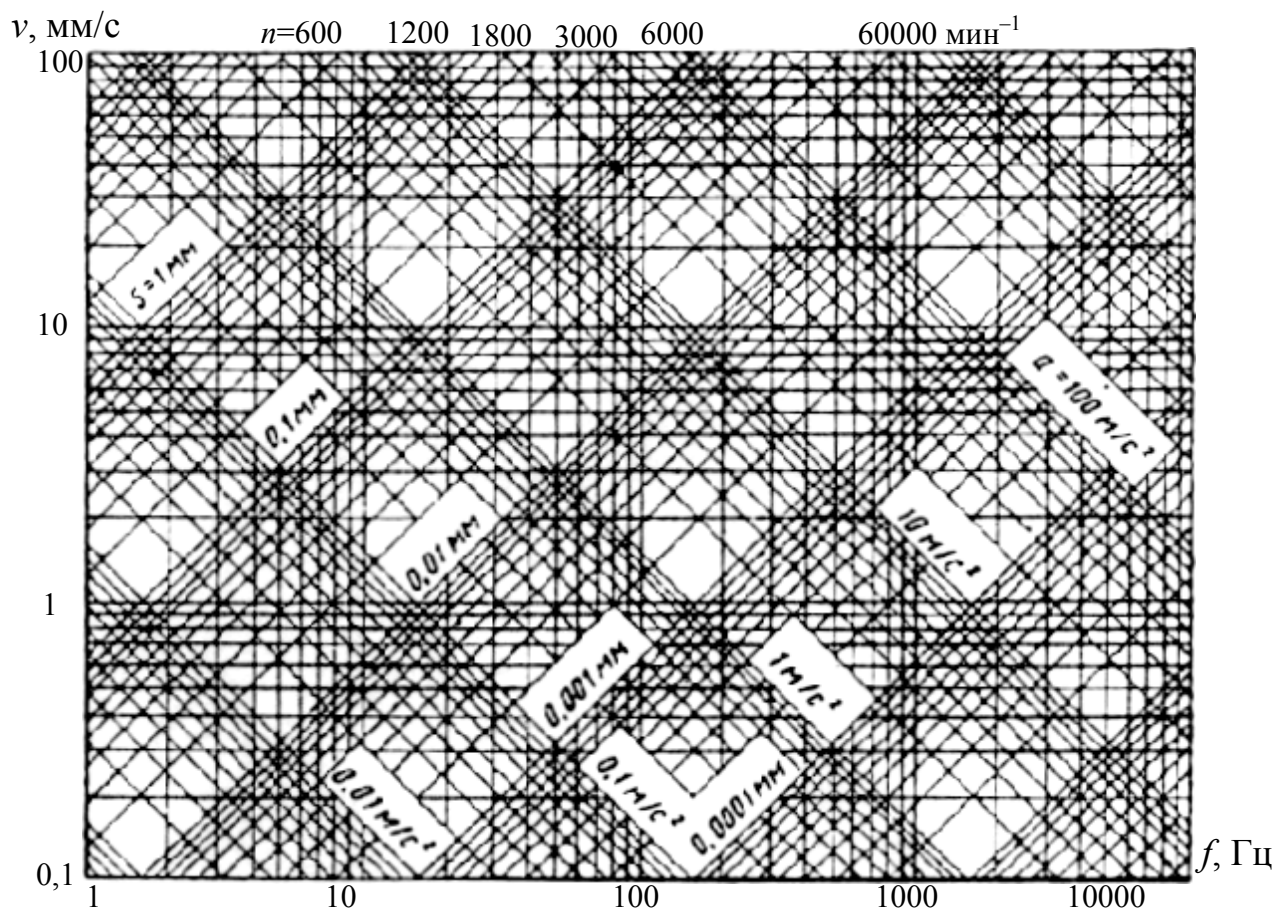


Рис. 1.5. Номограмма для пересчета виброперемещения s , виброскорости v и виброускорения a (для любого вида измерения: среднего квадратического или пикового значения)

*) Для случая, когда v [мм/с], s [мм], a [м/с²]

В виброизмерительных системах, где, как правило, используются акселерометры, т. е. первоначально измеряется виброускорение a , пересчет a в параметры виброперемещения и виброскорости, так называемый процесс интегрирования, ведется по формулам гармонических колебаний.

Следует заметить, что мгновенные значения s , v и a в конкретной точке отличаются по фазе [16]:

$\varphi^v = \varphi - \pi/2$ – фаза виброскорости (кривая виброскорость опережает кривую виброперемещения на 90°);

$\varphi^a = \varphi - \pi$ – фаза виброускорения (кривая виброускорения опережает кривую виброперемещения на 180°).

Спектральная мощность (энергия) – характеризует удельную энергию вибрации, представляет собой квадрат амплитуд виброскорости (термин «мощность» не связан с физической «мощностью»).

Интенсивность виброускорения оценивается максимальным пиковым значением.

1.3.2. Среднее квадратическое значение колеблющейся величины

Среднее арифметическое мгновенное значение вибрации (без учета знака) характеризует общую интенсивность вибрации:

$$\bar{x} = \frac{1}{T} \int_{\tau_0}^{\tau+T} x(\tau) / d\tau. \quad (1.9)$$

Среднее квадратическое значение (СКЗ, RMS) колеблющейся величины – квадратный корень из среднего арифметического или среднего интегрального значения квадрата колеблющейся величины в рассматриваемом интервале времени:

$$x_e = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i^2}. \quad (1.10)$$

Если имеется кусочно-непрерывная функция $x(\tau)$, определяющая колеблющуюся величину в некотором интервале времени $\tau_1 \leq \tau \leq \tau_2$, то среднее квадратическое значение:

$$x_e = \sqrt{\frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \int_{\tau_1}^{\tau_2} x^2(\tau) d\tau}. \quad (1.11)$$

Для гармонической вибрации: $x_e = 0,707x_p$, $\bar{x} = 0,637x_p$, $x_p = 1,41 x_e$.
Коэффициент амплитуды или – пикфактор (крест-фактор):

$$K_{\text{пф}} = \frac{x_p}{x_e} . \quad (1.12)$$

Для значений вибрации, измеряемых в широком диапазоне частот, не существует простых соотношений между виброускорением, виброскоростью и вибросмещением, а также между пиковыми и средними квадратическими величинами. Средняя квадратическая виброскорость в зависимости от времени выборки согласно ГОСТ Р ИСО 10816-1-97:

$$v_e = \sqrt{T_{\text{выб}}^{-1} \int_0^T v^2(\tau) d\tau} , \quad (1.13)$$

где $v(\tau)$ – функция виброскорости от времени, $T_{\text{выб}}$ – период выборки, который должен быть много больше периода любого из основных частотных компонентов, содержащихся в $v(\tau)$.

Пересчет значения виброускорения, виброскорости и виброперемещения, определенных в результате анализа спектра, как функции угловой частоты ω , в среднее квадратическое значение виброскорости, проводится по следующим формулам:

$$v_e = \sqrt{(a_1 / \omega_1)^2 + (a_2 / \omega_2)^2 + \dots + (a_n / \omega_n)^2} ; \quad (1.14)$$

$$v_e = \sqrt{s_1^2 \omega_1^2 + s_2^2 \omega_2^2 + \dots + s_n^2 \omega_n^2} ; \quad (1.15)$$

$$v_e = \sqrt{v_1^2 + v_2^2 + \dots + v_n^2} . \quad (1.16)$$

Возможно определение среднего квадратического значения виброскорости по максимальному и минимальному значению виброскорости в спектре:

$$v_e = \sqrt{(v_{\text{max}}^2 + v_{\text{min}}^2) / 2} . \quad (1.17)$$

1.3.3. Относительные единицы вибрации *)

Относительные единицы вибрации представляют собой 20-кратные десятичные логарифмы отношений среднего квадратического значения виброскорости v_e или виброускорения a_e к некоторому начальному уровню (пороговому уровню) – v_{e0} или a_{e0} и измеряются в децибелах (дБ):

$$L_v = 20 \lg(v_e / v_{e0}); \quad (1.18)$$

$$L_a = 20 \lg(a_e / a_{e0}). \quad (1.19)$$

При использовании логарифмических характеристик вибрации всегда необходимо указывать стандартный пороговый уровень, принятый при обработке значений вибрации.

По Правилам Российского Морского Регистра Судоходства [41], а также ГОСТ 12.1.034-81, регламентирующему требования к вибрации в системе стандартов по безопасности труда, пороговый уровень равен:

$$v_{e0} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ мм/с};$$

$$a_{e0} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}^2.$$

По ГОСТ 30296-95 требования к аппаратуре для определения параметров вибрации пороговый уровень:

$$v_{e0} = 5 \cdot 10^{-8} \text{ м/с};$$

$$a_{e0} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м/с}^2.$$

По стандарту ISO 1683 (также стандарту МЭК) пороговый уровень:

$$v_{e0} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ мм/с};$$

$$a_{e0} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м/с}^2.$$

$$s_{e0} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ мкм}.$$

Последним значением порогового уровня придерживаются ряд фирм (BAST, DLI).

Числовые значения уровней ускорения, скорости и перемещения в логарифмических координатах (при пороговых значениях по ISO 1683) равны только в одной точке – при частоте 159 Гц (отметим, что на эту частоту настраиваются калибраторы вибрации).

Номограммы для пересчета относительных и абсолютных параметров вибрации для различных пороговых значений приведены на рис. 1.6.

*) Не следует путать «относительные единицы вибрации» и «относительную вибрацию, определяемую на вращающихся частях машины»

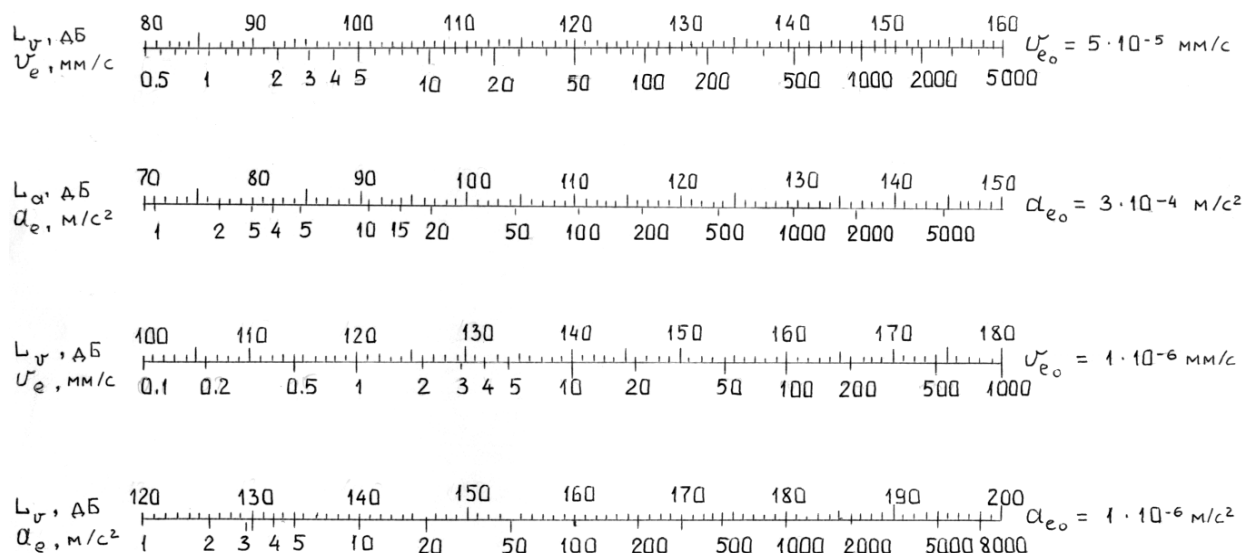


Рис. 1.6. Номограмма для пересчета относительных и абсолютных параметров вибрации v_{e0} и a_{e0} – стандартные пороговые значения

1.3.4. Жесткость

Понятие коэффициента жесткости. Коэффициент жесткости (жесткость) – это взятая с противоположным знаком производная характеристики восстанавливающей силы или момента. Восстанавливающая сила (момент), возникает при отклонении системы от состояния равновесия и направленная противоположно этому отклонению.

Коэффициент податливости – величина обратная коэффициенту жесткости. Комплексная жесткость – отношение амплитуды гармонической вынуждающей силы к комплексной амплитуде перемещения при гармонической вынужденной вибрации линейной системы.

1.4. Спектр колебаний

1.4.1. Характеристики спектра колебаний

Спектр колебаний (вибрации) – совокупность соответствующих гармоническим составляющим значений величины, характеризующей колебания (вибрацию), в которой указанные значения располагаются в порядке возрастания частот гармонических составляющих.

Рассматривают следующие виды спектров: амплитудный, фазовый и энергетический. Они представляют спектры колебаний, в которых величинами, характеризующими гармонические составляющие колебаний, являются соответственно: амплитуды; начальные фазы; квадраты амплитуд скорости, определяющие удельную энергию составляющих колебаний.

Линейный спектр колебаний – это совокупность амплитуд гармонических составляющих колебаний.

Дискретный спектр – спектр колебаний или частот, в котором частота гармонических составляющих колебаний образуют дискретное множество.

Непрерывный спектр – спектр колебаний или частот, в котором частоты гармонических составляющих колебаний образуют непрерывное множество.

Частоты гармоник кратны частоте анализируемых периодических колебаний. Гармоники различаются по номерам, представляющим отношение частоты гармоники к частоте анализируемых периодических колебаний. Первая гармоника (основная частота) – гармоника, номер которой равен единице (f_0). За основную частоту (первую гармонику) принимается частота вращения источника вибрации (оборотная частота). Высшие гармоники – гармоники, номера которых больше единицы на число целых чисел: $2f_0$; $3f_0$; $4f_0$; $5f_0$; $6f_0$; $7f_0$; $9f_0$; $10f_0$; $15f_0$; $20f_0$; $30f_0$. Субгармоники – гармоники с номерами меньше 1: $0,4f_0$; $0,5f_0$.

Пространственные характеристики вибрации – прямолинейная, плоская, угловая (вращательная, крутильная) по пространственной траектории.

Модулированные колебания – колебания, протекающие по закону $B(\tau)\cos[\omega\tau - \varphi(\tau)]$, причем функции $A(\tau)$ и $\varphi(\tau)$ меняются медленно по сравнению с $\cos \omega\tau$ (ω – постоянная). В этом случае колебания модулированы по амплитуде и по фазе. Если $\varphi(\tau)=\text{const}$ – колебания называются амплитудно-модулированными, а если $A(\tau)=\text{const}$ – колебания модулированы по фазе (см. рис. 1.7).

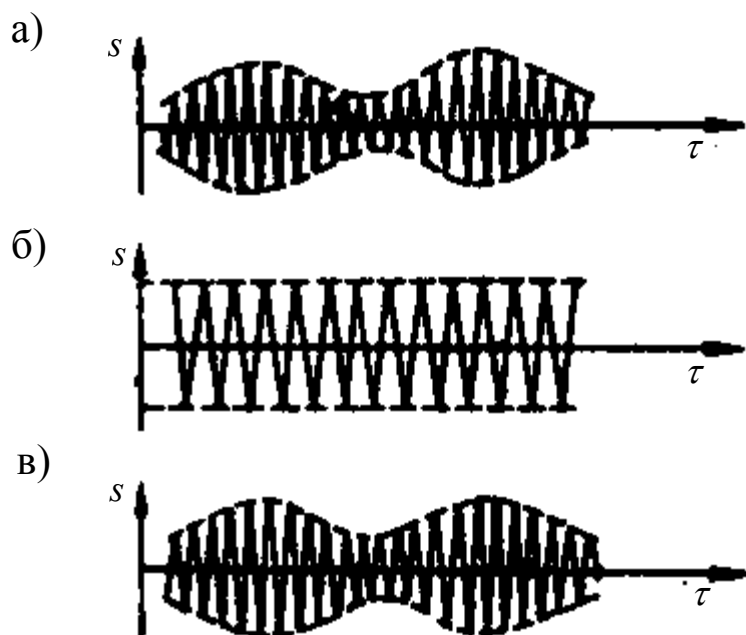


Рис. 1.7. Модулированные колебания:
а) модуляция по амплитуде; б) модуляция по фазе; в) амплитудно-фазовая модуляция

Дискретные частоты вибрации с различными амплитудами, которые составляют спектр вибрации, делятся для частотного анализа на $(1/m)$ – октавные частотные полосы, где $m = 1, 2, 3$ и т. д. Соответствующие полосы пропускания имеют фильтры виброанализаторов (набор фильтров или перестраиваемые фильтры). Частотный анализ – это определение принадлежности амплитуд спектра вибрации определенным возмущающим силам, вызывающим неисправности.

Октава – интервал (полоса) между двумя частотами с отношением, равным двум. Средняя геометрическая частота для октавной полосы, ограниченной частотами f_1 и f_2 , будет $f_{cp} = \sqrt{f_1 f_2}$. Отношение следующих одна за другой средних частот октавных полос равно двум.

Соотношение частот между третьоктавными полосами (третьоктавные полосы – октавы, разделенные на три части) отвечает уравнению:

$$f_x = 2^{1/3} f_{гр}; \quad f_x = 2^{1/3} f_{cp}, \quad (1.20)$$

где: $f_{гр}$ и f_{cp} – граничные или средние частоты в третьоктавной полосе.

Для узких полос соотношение частот:

$$f_x = 2^{1/m} f_{гр}; \quad f_x = 2^{1/m} f_{cp}, \quad (1.21)$$

где: m – число частей, на которые делится каждая октавная полоса.

Декада (декадная полоса частот) – полоса частот, у которой отношение верхней граничной частоты к нижней частоте равно 10.

Средние частоты частотных полос стандартизированы – табл. 1.4 по ГОСТ 12090-80.

1.4.2. Спектральный анализ

Существуют два способа описания произвольного сигнала вибрации – во временной области $X=f(\tau)$ и частотной $X=F(f)$. Между собой они связаны преобразованием Фурье.

Спектральный анализ используется для идентификации неисправности путем выявления повышенных амплитуд вибрации на частотах, совпадающих с собственной частотой элемента машины (или ее гармоник) или на частоте протекания рабочего процесса машины. Анализ проводится в частотных областях: с постоянной относительной шириной частотной полосы (одинаковая ширина по логарифмической шкале частот – ширина полосы в октаву или ее доли); с постоянной абсолютной шириной частотной полосы (применяются ширины полос: 0,2; 0,25; 0,75; 1; 2,5; 5; 7,5 и 25 Гц).

Таблица 1.4

Типичные частотные полосы

Октавные полосы частот		Третьоктавные полосы частот	
граничных пропускания	средних	граничных пропускания	средних
5,525...11,05	8	5,6...7	6,3
		7...8,8	8
		8,8...11	10
		11...14	12,6
11,05...22,1	16	14...17,7	16
		17,7...22	20
		22...28	25
22,1...44,25	31,5	28...35	31,5
		35...44	40
		44...56	50
44,25...88,5	63	56...71	63
		71...89	80
		89...112	100
88,5...177	125	112...141	125
		141...178	160
		170...224	200
177...354	250	224...282	250
		282...355	320
		355...445	400
354...707	500	445...561	500
		561...707	630
		707...890	800
707...1414	1000	890...1122	1000
		1122...1414	1250
		1414...1780	1600
1414...2828	2000	1780...2244	2000
		2244...2828	2500
		2828...3560	3200
2828...5656	4000	3560...4488	4000
		4488...5656	5000
		5656...7125	6300
5656...11312	8000	7125...8978	8000
		8978...11311	10000
		11311...14253	12500
11312...22624	16000	14959...17959	16000
		17959...22624	20000
		22624...28511	25000
22624...45265	32000	28511...35924	32000
		35924...45265	40000

Возможность проведения узкополосного спектрального анализа для различных областей частот в зависимости от полосы пропускания показаны на рис. 1.8. Выбор ширины (вида) полос частот необходимо сочетать с областями проявления неисправностей и видом колебательной величины (виброперемещение, виброскорость и виброускорение).



Рис. 1.8. Эффективность ширины полос для различных областей частот

Измерение на определенной частоте дает информацию о неисправности. Сводная информация по частотам вибрации, на которых проявляются неисправности, даны в гл. 4.

Узкополосный анализ позволяет обнаружить большее число неисправностей и более точно, чем анализ в 1/3 октавы. В тоже время, большинство норм технического состояния для различных машин приводятся в 1/3 октавы. Анализ в 1/3 октавы удобен при проведении длительного мониторинга машин, т. к. меньше зависит от колебаний частоты вращения. Узкополосный спектр может быть синтезирован в спектры с полосой 1/3 октавы или 4–6 %. Использование спектра огибающей рассмотрено в § 3.11.

Простейший анализ спектров вибрации позволяет установить ряд неисправностей машин без использования специальных методов обработки спектров:

- рост амплитуд на второй гармонике, которая до этого не появлялась, могут свидетельствовать о появлении неисправностей, связанных с балансировкой или центровкой;
- появление боковых гармоник, разнесенных по частоте ниже и выше основной частоты зубчатого зацепления (амплитудная модуляция) может свидетельствовать о разрушении нескольких зубьев зубчатой передачи или шестеренного насоса;

- появление боковой гармоники в спектре частот шестеренного насоса на частоте $f=(z_n+1)n$, со значительно большей амплитудой, чем амплитуда на частоте $f=(z_n-1)n$, свидетельствует о кавитации или срыве в насосе (фазовая модуляция);
- рост амплитудной модуляции говорит о процессе выкрашивания в элементах механизма, а фазовая модуляция – о задире [15]. Появление амплитудной или фазовой модуляции характеризуется анализом свойств огибающей сигнала.

1.4.3. Спектральный анализ с использованием БПФ

Быстрое преобразование Фурье (БПФ) применяется для избежания ложных результатов при анализе сложной вибрации или неустойчивой частоты вращения машины или механизма.

Физический смысл преобразования Фурье, состоит в том [15], что если известна реализация процесса во временной области – $X(\tau)$ (амплитуда – время), то с помощью преобразования Фурье можно подсчитать вклад этой функции на частоте f_i , т. е. осуществить фильтрацию процесса, перейдя к распределению амплитуд $X(f)$ в частотной области (рис. 1.9).

Использование БПФ позволяет получить узкополосный спектр и идентифицировать неисправности.

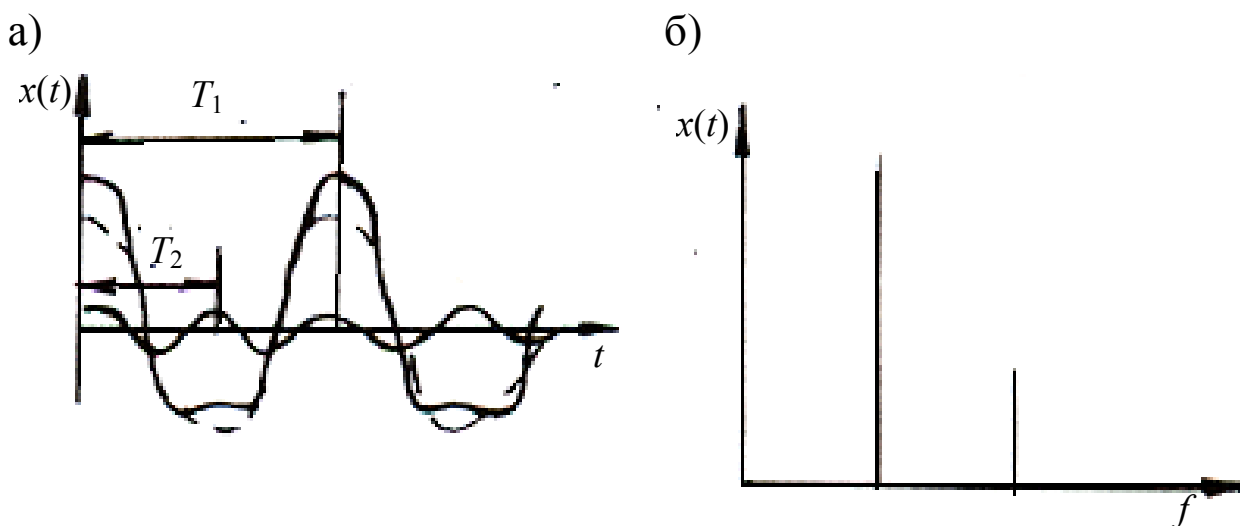


Рис. 1.9. Переход от временной области к частотной

1.4.4. Вероятностные распределения и статистические методы обработки спектров вибрации

Функции распределения вероятностей являются наиболее полной характеристикой случайного процесса. Свойства случайного процесса характеризуют моментные характеристики – начальные и центральные моменты. Совокупность моментов распределения полностью характеризует функцию плотности распределения вероятностей [15, 42]. Наибольшее применение в вибродиагностике находят моменты низших порядков.

Начальным моментом порядка k называется математическое ожидание k -й степени случайной величины. При дискретном отсчете выражение имеет следующий вид:

$$m_k = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i^k(\tau_i). \quad (1.22)$$

Первый начальный момент – математическое ожидание (среднее значение процесса):

$$m_1(\tau_0) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i(\tau_i). \quad (1.23)$$

Второй начальный момент – среднее квадратическое значение при дискретных отсчетах:

$$m_2(\tau_0) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i^2(\tau_i). \quad (1.24)$$

Третий и четвертый начальные моменты определяются по выражениям: $m_3(\tau_0)$ – асимметрия и $m_4(\tau_0)$ – острровершинность:

$$\left. \begin{aligned} m_3(\tau_0) &= \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i^3(\tau_i) \\ m_4(\tau_0) &= \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i^4(\tau_i) \end{aligned} \right\} \quad (1.25)$$

Центральный момент первого порядка равен 0. Центральный момент второго порядка называется функция корреляции случайного процесса и характеризует степень статистической связи случайных величин. Обычно, момент второго порядка употребляется в форме т. н. дисперсии:

$$\sigma^2 = \mu_2 = m_2 - m_1^2. \quad (1.26)$$

Корень из дисперсии называют средним квадратическим отклонением.

Центральный момент третьего порядка, используют для оценки степени асимметрии функции распределения вероятностей:

$$\mu_3 = m_3 - 3 m_2 m_1 + 2 m_1^3. \quad (1.27)$$

Обычно, асимметрию оценивают с помощью безразмерного коэффициента асимметрии по формуле:

$$A_3 = \mu_3 / \sigma^3. \quad (1.28)$$

Для симметричного распределения $A_3=0$.

Центральный момент четвертого порядка используют для оценки степени отклонения плотности распределения от нормального распределения вероятностей. Безразмерная характеристика этого распределения называется эксцессом:

$$E_k = \left(\mu_4 / \sigma^4 \right) - 3. \quad (1.29)$$

Для нормального распределения $E_k=0$.

Для практических расчетов используют выражение для центрального момента четвертого порядка [15]:

$$\mu_4 = m_4 - 4 m_3 m_1 + 6 m_2 m_1^2 - 3 m_1^4. \quad (1.30)$$

Эксцесс используется для установления развития различных неисправностей машин, так как отклонение от нормального распределения является однозначным признаком появления неисправности (см. § 3.15).

Кроме приведенных выше, ряд статистических характеристик вибрации приведены в табл. 1.5. Использование автоспектра (спектра квадратов амплитуд) целесообразно для формирования обобщенного диагностического признака, характеризующее общее вибрационное состояние машины, компонентами которого служат отсчеты дисперстных квадратов амплитуд в точках $i = 1 \dots n$, где $n = 5 \div 10$. Тогда характеристикой служит расстояние от обобщенного спектра, характеризующего нормы вибрации для верхней границы категории **В**:

Автокорреляция более наглядно отражает состояние объекта, чем энергетический спектр, за счет появления и увеличения периодических составляющих.

Методы обработки спектров вибрации

Вид обработки	Формула вычисления	Определяемые неисправности
Автоспектр спектральная плотность мощности процесса – спектр квадрата амплитуд	$s(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} (X(\omega))^2,$ где $\omega = 2\pi f$; T – интервал времени реализации; $X(\omega)$ – спектральная плотность функции $X(t)$	Выделение синусоидальных составляющих на фоне шума: повышенный износ зубчатых передач дает усредненную картину распределения колебательной мощности по частоте;
Автокорреляция обратное преобразование Фурье автоспектра	$k_{xx}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T X(t) X(t + \tau) dt$	То же
Кепстр вторичный спектральный анализ	$c(\tau) = \left[\int_0^\infty \lg s(\omega) \cos(\omega\tau) d\omega \right]^2$	Определение боковых частот, характеризующих развитие неисправностей, особенно зубчатых передач

Статистические характеристики взаимосвязанных процессов получают, используя двухканальные вибродиагностические системы. К характеристикам взаимосвязанности процессов относятся: взаимный спектр, взаимная корреляция, когерентная функция, взаимная спектральная плотность мощности (определение разности фаз двух сигналов), биспектр (многомерная спектральная характеристика – преобразование Фурье от двумерной функции автокорреляции). Взаимный спектр (преобразование Фурье от функции взаимной корреляции) используется для анализа передаточных функций, изменение которых свидетельствует о появлении дефекта.

По биспектру можно судить о состоянии машины (особенно редуктора) по евклидову расстоянию от эталонного биспектра. Более подробно вопросы использования статистических характеристик для определения конкретных неисправностей изложены в гл. 3 и 4.

1.5. Построение регрессионной модели

1.5.1. Построение модели

Построение модели идентификации при использовании всех возможных сочетаний факторов (так называемый полный факторный эксперимент). Используется план, фиксирующий все факторы на двух уровнях ($n = 2^k$, где k – количество факторов). Рекомендуются для моделей диагностирования, выбирать два или три существенных фактора.

Для каждого фактора (параметра) выбирается нулевой уровень (базовый) уровень X_{i0} , соответствующий центру эксперимента (центру варьирования):

$$X_{i0} = 0,5(X_{i\max} + X_{i\min}), \quad (1.31)$$

где $X_{i\max}$ и $X_{i\min}$ – соответственно верхний и нижний уровни изменения параметра.

Выбирается шаг варьирования, исходя из зависимости:

$$\Delta X_i = (0,2...0,3)(X_{i\max} - X_{i\min}). \quad (1.32)$$

Проводится нормировка факторов

$$\tilde{X}_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (1.33)$$

при этом $X_{i\max} = +1$, а $X_{i\min} = -1$.

Матрицы планирования экспериментов при двух и трех факторах приведены в табл. 1.6 и 1.7. В таблицах вместо -1 и $+1$ записаны $u_i(-)$ и $(+)$. Столбец 2 представляет фиктивную переменную $X_0 = +1$.

Эксперимент проводится в соответствии с матрицей, причем каждому номеру эксперимента соответствует варьирование факторов $\tilde{X}_i$ (параметров) по формуле (1.33) в соответствии со знаком, записанным в соответствующей клетке матрицы.

Планирование 2^2 позволяет определить четыре коэффициента регрессии модели:

$$y = b_0\tilde{X}_0 + b_1\tilde{X}_1 + b_2\tilde{X}_2 + b_{12}\tilde{X}_1\tilde{X}_2. \quad (1.34)$$

Коэффициенты регрессии рассчитываются по формуле:

$$b_i = \frac{1}{n} \sum_1^n (X_i y_i), \quad (1.35)$$

где X_i принимает значение $+1$ или -1 в соответствии с матрицей планирования (табл. 1.6), n – число экспериментов.

Для модели (1.34) значения b_i имеют вид:

$$b_0 = \frac{y_1 + y_2 + y_3 + y_4}{4}, \quad b_1 = \frac{-y_1 + y_2 - y_3 + y_4}{4}, \quad (1.36)$$

$$b_2 = \frac{-y_1 - y_2 + y_3 + y_4}{4}, \quad b_{12} = \frac{y_1 - y_2 - y_3 + y_4}{4}.$$

Таблица 1.6

Матрицы планирования 2^2

№ эксперимента	$\tilde{X}_0$ $\tilde{u}_0$	План		$\tilde{X}_1 \cdot \tilde{X}_2$ $\tilde{u}_3$	Результаты
		$\tilde{X}_1$ $\tilde{u}_1$	$\tilde{X}_2$ $\tilde{u}_2$		
1	+	–	–	+	Y_1
2	+	+	–	–	Y_2
3	+	–	+	–	Y_3
4	+	+	+	+	Y_4

Планирование 2^3 позволяет определить восемь коэффициентов регрессии в модели:

$$y = b_0 \tilde{X}_0 + b_1 \tilde{X}_1 + b_2 \tilde{X}_2 + b_3 \tilde{X}_3 + b_{12} \tilde{X}_1 \tilde{X}_2 + b_{13} \tilde{X}_1 \tilde{X}_3 + b_{23} \tilde{X}_2 \tilde{X}_3 + b_{123} \tilde{X}_1 \tilde{X}_2 \tilde{X}_3, \quad (1.37)$$

где коэффициенты b_i вычисляются по формуле (1.35), а X_i в этой формуле принимают значения +1 или –1 в соответствии с матрицей планирования (табл. 1.7).

Таблица 1.7

Матрица планирования 2^3

№ эксперимента	$\tilde{X}_0$ $\tilde{u}_0$	План			$\tilde{X}_1 \cdot \tilde{X}_2$ $\tilde{u}_4$	$\tilde{X}_1 \cdot \tilde{X}_3$ $\tilde{u}_5$	$\tilde{X}_2 \cdot \tilde{X}_3$ $\tilde{u}_6$	$\tilde{X}_1 \cdot \tilde{X}_2 \cdot \tilde{X}_3$ $\tilde{u}_7$	Результат Y
		$\tilde{X}_1$ $\tilde{u}_1$	$\tilde{X}_2$ $\tilde{u}_2$	$\tilde{X}_3$ $\tilde{u}_3$					
1	+	–	–	–	+	+	+	–	Y_1
2	+	+	–	–	–	–	+	+	Y_2
3	+	–	+	–	–	+	–	+	Y_3
4	+	+	+	–	+	–	–	–	Y_4
5	+	–	–	+	+	–	–	+	Y_5
6	+	+	–	+	–	+	–	–	Y_6
7	+	–	+	+	–	–	+	–	Y_7
8	+	+	+	+	+	+	+	+	Y_8

При использовании модели (1.34) и (1.35) с натуральными значениями параметров X_i необходимо заменить нормированные значения по формуле (1.33) на натуральные.

Модели, построенные методами факторного эксперимента, не включают в себя члены с квадратами факторов (параметров). Коэффициенты модели могут быть приведены к форме коэффициентов влияния:

$$d_i = \frac{b_i}{m}, \quad (1.38)$$

где m – масштаб варьирования.

При проведении параллельных экспериментов в каждом из номеров экспериментов их порядок должен быть рандомизирован, т. е. определен с помощью таблицы случайных чисел, что позволяет исключить влияние временного колебания параметра при проведении эксперимента. Для плана 2^2 и трех параллельных экспериментов таблица случайных чисел выглядит следующим образом: 2, 9, 5, 12, 8, 1, 3, 7, 4, 6, 11, 10; для плана 2^3 с двумя параллельными опытами: 2, 15, 9, 5, 12, 14, 8, 13, 16, 1, 3, 7, 4, 6, 11, 10.

1.5.2. Статистические методы проверки адекватности математических моделей

Все математические модели, применяемые при диагностировании, должны подвергаться статистической проверке на адекватность.

Предварительно проводится несколько экспериментов n_0 в центральной точке (центре варьирования).

Рассчитываются математическое ожидание y и дисперсии $\sigma^2(y)$ результатов экспериментов (откликов) при построении модели, если были параллельные опыты в каждой строке матрицы планирования (или для каждой точки при других способах построения модели):

$$\tilde{y}_i = \frac{1}{p} \sum_{k=1}^p y_{ki}; \quad (1.39)$$

$$\tilde{\sigma}_{yi}^2 = \frac{1}{p-1} \sum_{k=1}^p (y_{ki} - \tilde{y}_i)^2, \quad (1.40)$$

где p – число параллельных опытов.

Если $p = 1$, то $\tilde{y}_{ki} = y_i$ и $\sigma_{yk} = 0$.

Проверяется однородность дисперсий, которая оценивает точность и надежность эксперимента. Для этого оценивается дисперсия воспроизводимости (дисперсия эксперимента)

$$\sigma_{yi}^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \sigma_{yi}^2. \quad (1.41)$$

По ней вычисляется критерий Кохрена (отношение максимальной дисперсии к сумме всех дисперсий)

$$G_T = \frac{\sigma_{y\max}^2}{\sum_1^n \sigma_{y1}^2} \quad (1.42)$$

его значение должно быть меньше табличного значения G_T (табл. 1.8) взятого при числе степеней свободы $f_1 = p - 1$ и $f_2 = n$.

Значимость коэффициентов математической модели проверяется по критерию Стьюдента t , табличное значение которого (табл. 1.9) выбирается по числу степеней свободы $f_1 = n (p - 1)$ при уровне значимости (обычно 5 %).

Таблица 1.8

Значения критерия Кохрена (G_T)

	$f_1=1$	2	3	4	5
$f_2=2$	0,9985	0,9750	0,9392	0,9057	0,8772
3	0,9669	0,8709	0,7972	0,7457	0,7071
4	0,9065	0,7679	0,6841	0,6287	0,5895
5	0,8412	0,6838	0,5981	0,5441	0,5065
6	0,7808	0,6161	0,5321	0,4803	0,4447
7	0,7271	0,5612	0,4800	0,4307	0,3974
8	0,6798	0,5157	0,4377	0,3910	0,3595

Таблица 1.9

Значение критерия Стьюдента t при 5 %-ом уровне значимости

Число степеней свободы	Значения t -критерия	Число степеней свободы	Значения t -критерия	Число степеней свободы	Значения t -критерия
1	12,71	11	2,201	21	2,080
2	4,303	12	2,179	22	2,074
3	3,182	13	2,160	23	2,069
4	2,776	14	2,145	24	2,064
5	2,571	15	2,131	25	2,060
6	2,447	16	2,120	26	2,056
7	2,365	17	2,110	27	2,052
8	2,306	18	2,101	28	2,048
9	2,262	19	2,093	29	2,045
10	2,228	20	2,086	30	2,042
				∞	1,960

Определяем доверительный интервал для коэффициентов математической модели

$$\Delta\delta_1 = \pm t \sqrt{\frac{G}{n}}. \quad (1.43)$$

Коэффициент модели значим, если его абсолютная величина больше доверительного интервала.

Проверка адекватности модели проводится по критерию Фишера F , который должен быть меньше порогового табличного значения F (табл. 1.10), принятого для 5 % уровня значимости.

$$F = \frac{S_M^2}{\sigma_y^2} \leq F_{\text{табл}} \quad \text{или} \quad F = \frac{S_M^2}{S_\sigma^2} \leq F_{\text{табл}}, \quad (1.44)$$

где S_M^2 – дисперсия модели (дисперсия адекватности); σ_y^2 – дисперсия эксперимента (дисперсия воспроизводимости).

$$S_M^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n+n_0} (y_i - y_{im})^2}{f_1}, \quad (1.45)$$

где $f_1 = n_0$, n – число экспериментов при построении модели, n_0 – число экспериментов в центре варьирования, $\sum (y_i - y_{im})^2$ – остаточная сумма квадратов всех экспериментов (то есть разница между замеренным значением результатов экспериментов и значением результата по модели), f_1 – сумма степеней свободы.

Дисперсия эксперимента σ_y^2 задается из условия эксперимента или определяется оценкой S_σ^2 по экспериментам в центральной точке:

$$S_\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n_0} (y_{0i} - \bar{y}_0)^2}{F^2}, \quad (1.46)$$

$$\text{где } \bar{y}_0 = \frac{1}{n_0} \sum_{i=1}^{n_0} y_{0i}. \quad (1.47)$$

При определении табличного критерия $F_{\text{табл}}$ определяют число степеней свободы для числителя f_1 и знаменателя f_2 критерия Фишера.

В планировании эксперимента числа степеней свободы для дисперсии адекватности равно числу различных опытов, результаты которых используются при подсчете коэффициентов регрессии, минус число определяемых коэффициентов. Число степеней свободы f_1 для случая, когда не проводятся эксперименты в центральной точке:

$$f_1 = n - (k - 1), \quad (1.48)$$

где n – число экспериментов по матрице планирования (или плану построения модели), k – число параметров (факторов) в модели.

При $k=2$, $n=4$, тогда $f_1=1$, при $k=3$, $n=8$, тогда $f_1=4$.

При проведении экспериментов в центральной точке $f_1=n_0$.

При использовании точной величины σ_y^2 : $f_2=\infty$.

При использовании экспериментов в центральной точке: $f_2=n_0-1$.

Отметим, что критерии Фишера и Стьюдента относятся к критериям согласия Пирсона.

Таблица 1.10

Значения критерия Фишера ($F_{\text{табл}}$) при 5%-ном уровне значимости

Степень свободы	Степень свободы f_2								
	1	2	3	4	5	6	12	24	∞
1	164,4	199,5	215,7	224,6	230,2	234,0	244,9	249,0	254,3
2	18,5	19,2	19,2	19,3	19,3	19,3	19,4	19,4	19,5
3	10,1	9,6	9,3	9,1	9,0	8,9	8,7	8,6	8,5
4	7,7	6,9	6,6	6,4	6,3	6,2	5,9	5,8	5,6
5	6,6	5,8	5,4	5,2	5,1	5,0	4,7	4,5	4,4
6	6,0	5,1	4,8	4,5	4,4	4,3	4,0	3,8	3,7
7	5,5	4,7	4,4	4,1	4,0	3,9	3,6	3,4	3,2
8	5,3	4,5	4,1	3,8	3,7	3,6	3,3	3,1	2,9
9	5,1	4,3	3,9	3,6	3,5	3,4	3,1	2,9	2,7
10	5,0	4,1	3,7	3,5	3,3	3,2	2,9	2,7	2,5
11	4,8	4,0	3,6	3,4	3,2	3,1	2,8	2,6	2,4
12	4,8	3,9	3,5	3,3	3,1	3,0	2,7	2,5	2,3
13	4,7	3,8	3,4	3,2	3,0	2,9	2,6	2,4	2,2
14	4,6	3,7	3,3	3,1	3,0	2,9	2,5	2,3	2,1
15	4,5	3,7	3,3	3,1	2,9	2,8	2,5	2,3	2,1
16	4,5	3,6	3,2	3,0	2,9	2,7	2,4	2,2	2,0
17	4,5	3,6	3,2	3,0	2,8	2,7	2,4	2,2	2,0
18	4,4	3,6	3,2	2,9	2,8	2,7	2,3	2,1	1,9
19	4,4	3,5	3,1	2,9	2,7	2,6	2,3	2,1	1,9
20	4,4	3,5	3,1	2,9	2,7	2,6	2,3	2,1	1,9
22	4,3	3,4	3,1	2,8	2,7	2,6	2,2	2,0	1,8
24	4,3	3,4	3,0	2,8	2,6	2,5	2,2	2,0	1,7
26	4,2	3,4	3,0	2,7	2,6	2,5	2,2	2,0	1,7
28	4,2	3,3	3,0	2,7	2,6	2,4	2,1	1,9	1,7
30	4,2	3,3	2,9	2,7	2,5	2,4	2,1	1,9	1,6
40	4,1	3,2	2,9	2,6	2,5	2,3	2,0	1,8	1,5
60	4,0	3,2	2,9	2,5	2,4	2,3	1,9	1,7	1,4
120	3,9	3,1	2,7	2,5	2,3	2,2	1,8	1,6	1,3
∞	3,8	3,0	2,6	2,4	2,2	2,1	1,8	1,5	1,0

1.6. Модальный анализ

Модальный анализ служит для определения динамического поведения конструкции и измерения присущих им динамических свойств.

Мода – вид колебаний, возбуждающихся в сложных колебательных системах, определяется положением ее узловых точек.

Модальный анализ проводится с помощью двухканальной виброизмерительной аппаратуры, оборудованной вибровозбуждающей системой (как правило, возбуждающим молоточком) и используют специальное программное обеспечение. При экспериментальном модальном анализе необходимо измерить величину возмущающей силы с последующим расчетом динамических свойств объекта.

В результате проведения модального анализа определяются резонансы элементов конструкции (как правило, это относится к оболочным конструкциям). Резонансы могут приводить к механическому усилению нормальных рабочих сил, в результате получаются недопустимые реакции конструкции.

Программные обеспечения модального анализа позволяют определять: *функции динамической податливости* (отношение «перемещения к силе»), *функции динамической жесткости* (отношение «силы к перемещению»), *подвижность* (отношение «скорости к силе»), *механический импеданс* (отношение «силы к скорости»), *эффективную массу* (отношение «силы к ускорению») и *ускоряемость* (отношение «ускорения к силе»).

Основным результатом модального анализа является определение точек резонанса в сложной конструкции и их причин. В результате модального анализа принимаются меры по повышению надежности конструкции (введение специальных подкреплений), изменение частот вращения и т. д. На рис. 1.10 приведен пример модального анализа конструкции корпуса судна, по данным фирмы Брюль и Кьер.

На мостике судна на ходу возникает сильная вибрация, влияющая на работу средств судовождения. Анализ сигнала показал, что амплитуда увеличилась по экспоненциальному закону с ростом частоты вращения гребного вала. Спектр механических колебаний указывал на концентрацию энергии при определенной частоте вращения вала.

Задача заключалась в определении точки, в которой эта энергия передавалась конструкции судна. Возможными местами передачи энергии были: кормовой подшипник (две степени свободы), редуктор (две степени свободы) или колебания давления, передаваемые корпусу в непосредственной близости от гребного винта.

Исследования проводились с использованием вибростенда, установленного на корме судна. Вибростенд работал в режиме быстрой развертки частоты, обеспечивая относительно плоское распределение спектральной плотности энергии во время проведения измерения частотных характеристик.

Ни одна из замеренных частотных характеристик не показала сильных резонансов при критической частоте (8,2 Гц), даже когда измерения проводились на мостике. Возникающие в процессе работы силы не могли

воздействовать на конструкцию на уровне верхней палубы. Поэтому, на основе оценки модальных параметров был проведен синтез частотных характеристик между мостиком и всеми возможными точками передачи энергии.

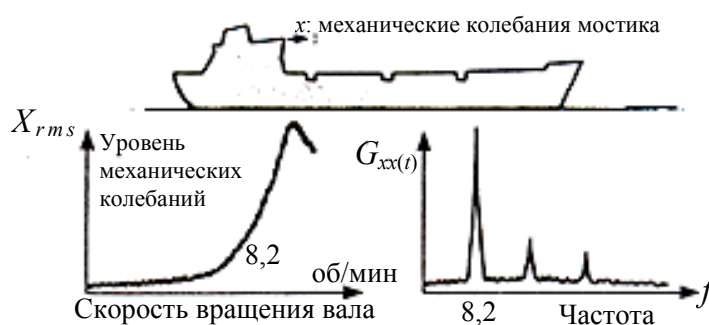
Источник вибрации был выявлен путем синтезирования частотных характеристик между опорным подшипником и мостиком. Результаты указали на очень высокую подвижность при частоте 8,2 Гц корпуса подшипника.

Устранение вибрации на мостике было осуществлено за счет повышения жесткости корпуса опорного подшипника, что привело к уменьшению подвижности в пять раз.

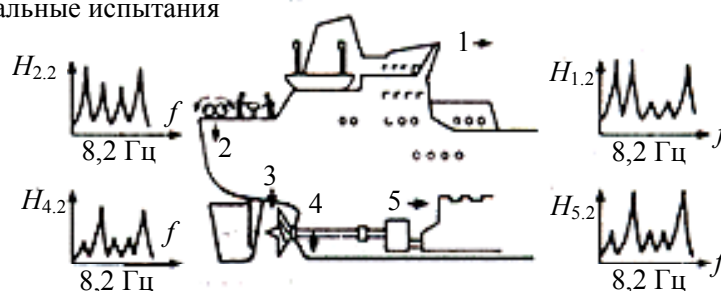
Измерения показали, что амплитуда механических колебаний уменьшилась также примерно в пять раз.

Пример: диагностика механических колебаний судна

а) измерения при эксплуатации



б) модальные испытания



в) синтез

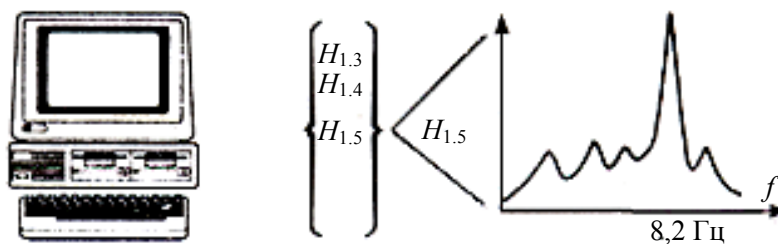


Рис. 1.10. Пример использования модального анализа (по данным фирмы Брюль и Кьер)

1.7. Методы испытаний на воздействие вибрации

Испытания на стойкость к воздействию вибрации на машины, приборы и технические изделия проводятся по ГОСТ 30630.1.2-99. Общая вибрационная безопасность оценивается по ГОСТ 12.1.012-90.

ГЛАВА 2.

Измерение параметров вибрации

2.1. Типовые измерения вибрации

Согласно стандарта ISO 13373-1, регламентируются типовые измерения на различных машинах. На машинах с подшипниками скольжения рекомендуются проводить типовые измерения вибрации, согласно табл. 2.1:

- мощные паровые турбины;
- средние и малые промышленные паровые турбины;
- мощные и средние промышленные газовые турбины;
- крупные центробежные вентиляторы;
- гидротурбогенераторы;
- крупные насосы;
- средние и малые насосы;
- вертикальные насосы охлаждения реакторов;
- крупные электродвигатели и генераторы;
- центробежные компрессоры;
- крупные зубчатые передачи (редукторы);
- крупные вентиляторы;
- средние и малые вентиляторы;
- центробежные сепараторы;
- бумагоделательные машины;
- винтовые компрессоры.

На машинах с подшипниками качения рекомендуется проводить типовое измерение вибрации, согласно табл. 2.2:

- малые промышленные турбины;
- средние и малые насосы;
- винтовые компрессоры;
- зубчатые передачи (редукторы);
- средние и малые вентиляторы.

Таблица 2.1

**Рекомендуемые типовые измерения на машинах
с подшипниками скольжения (по стандарту ISO 13373-1)**

Параметры	Преобразователи	Место установки	Направление измерения
относительное перемещение	не контактный датчик	вал каждого подшипника	радиальные $\pm 45^\circ$
абсолютное перемещение ¹⁾	не контактный или сейсмический датчик	корпус каждого подшипника	вдоль оси X и Y
виброскорость или виброускорение ^{2); 3); 5); 6)}	датчик виброскорости или акселерометр	корпус каждого подшипника	радиальное по оси X и Y
осевое смещение ^{2); 3); 5); 6); 7)}	неконтактный датчик или датчик смещения	упорный подшипник	осевое по оси Z
фаза или рад/мин ^{4); 5); 6)}	только вихревой, индуктивный или оптический	вал	радиальное

Примечания:

- 1) только для мощных паровых турбогенераторов;
- 2) для гидротурбогенераторов направление измерений смещений и вибрации – 90° ;
- 3) для вертикальных насосов охлаждения реактора на каждом доступном подшипнике и на верхнем подшипнике насоса в радиальном направлении 90° ;
- 4) для редукторов измерение фазы не предусмотрено;
- 5) для вентиляторов измерение только вибрации на подшипниках и корпусе вентиляторов;
- 6) для центробежных сепараторов – измерения только виброскорости и виброускорения на доступных подшипниках;
- 7) на бумагоделательных машинах осевое смещение не измеряется.

Таблица 2.2

**Рекомендуемые типовые измерения на машинах с подшипниками качения
(по стандарту ISO-13373-1)**

Параметры	Преобразователи	Место установки	Направление измерения
Виброскорость или ускорение ¹⁾	Датчик виброскорости или акселерометр	На каждом корпусе подшипника или корпусе турбины	Радиальные X и Y , осевое Z
Фаза или рад/мин	Только вихревой, индуктивный или оптический	Вал	Радиальное

Примечания: 1) для зубчатых передач, средних и малых вентиляторах – только измерение виброскорости или ускорения.

2.2. Переносная виброизмерительная аппаратура

2.2.1. Классификация виброизмерительной аппаратуры

Виброизмерительная аппаратура подразделяется на переносную и стационарную. Более подробную классификацию виброизмерительной аппаратуры можно представить следующим образом (Диамех):

- (*) – простые виброметры общего уровня;
- (**) – узкоспециализированные виброметры;
- (***) – портативные сборщики с ограниченными возможностями;
- (****) – сборщики виброанализаторы с углубленным анализом;
- (*****) – сборщики-виброанализаторы с углубленным анализом и возможностью проведения анализа в многоканальном режиме.

Наиболее полной является следующая классификация (ЦНИИ МФ):

- виброметры общего уровня;
- комбинированные малогабаритные виброметры с набором дополнительных диагностических функций;
- специализированные вибрационные приборы;
- переносные сборщики-виброанализаторы с широким набором возможностей;
- «переносные компьютеры» – сборщики-виброанализаторы.

2.2.2. Стандартные требования к виброизмерительной аппаратуре

Требования к виброизмерительной аппаратуре должны отвечать ГОСТ 30265-95 и ГОСТ 25275-82, а также ГОСТ 4.304-85. Следует отметить, что требования ГОСТ 25275-82 в значительной части устарели.

Номенклатура основных показателей виброизмерительной аппаратуры (включая вибропреобразователи):

- полоса частот;
- диапазон измерений;
- коэффициент преобразования вибропреобразователя;
- неравномерность АЧХ;
- относительный коэффициент поперечного преобразования вибропреобразователя;
- нелинейность АХ;
- число измеряемых параметров;
- коэффициент влияния;
- габаритные размеры;
- масса;
- потребляемая мощность;
- сопротивление изоляции.

Основные классы точности виброизмерительной аппаратуры – 2,5 и 4. Нижнее значение диапазона измерения амплитуд вибрации в дБ должен превышать уровень собственных шумов:

Класс точности	Отношение сигнал /шум (СКЗ, дБ)
2,5	14
4	12

Виброизмерительная аппаратура характеризуется степенью защиты корпуса прибора по пылезащищенности и проникновения влаги в кодах IP по ГОСТ 14254 (степень защиты, обеспечиваемая оболочками).

Код IP состоит из двух цифр:

первые – характеризуют пылегазозащищенность:

5 – пылезащищенные;

6 – пыленепроницаемые.

вторые – характеризуют водонепроницаемость:

4 – защищены от сплошного обрызгивания;

5 – защищены от действия струи;

6 – сильное действия струи;

7 – временное непродолжительное погружение.

При испытании переносных виброизмерительных приборов на ударопрочность используется тест на падение с высоты 2 м (Drop test).

В инструкции на прибор, имеющий логарифмическую шкалу, должно обязательно указываться стандартное пороговое значение (v_0 , a_0).

2.2.3. Виброметры общего уровня и комбинированные малогабаритные виброметры с набором дополнительных диагностических функций

Данные по виброметрам общего уровня приведены в табл. 2.3. Обращает на себя внимание «Виброкарандаш» (Vibropen), не получивший широкого распространения, из-за относительно высокой стоимости, но удобный для обслуживающего персонала.

Таблица 2.3

Виброметры общего уровня

Фирма-изготовитель	ВиКонт Россия	Диамех Россия	SKF Швеция	Брюль и Кьер Дания
Марка прибора	ВК-5	VY 034 VY 036	CMVP10	2513
Виброскорость, мм/с	0,1÷70	0,01÷200	0,1÷99,9	0,1÷100
Виброускорение, м/с ²	–	0,01÷200	–	1÷1000
Вибросмещение, мкм	1÷700	0,1÷2000	–	–
Частота по виброскорости, Гц	10÷1000	10÷1000	10÷1000	10÷10000
Частота по виброускорению, Гц	–	10÷10000	–	–
Погрешность, не хуже, %	5	5	–	6
Рабочая температура, °С	–30...+300 *)	–		–10...+50
Питание, В	9			3×1,5
Продолжительность непрерывной работы, ч	50		10	
Измерительный блок, рабочая температура, °С	0÷50		–10...+50	–10...+50
Габариты: измерительный блок, мм датчик, мм	115×80×17 Ø20×30		150×20×18	187×72×22
Масса, кг:	0,120		0,08	0,35

*) температурные условия работы датчика.

Таблица 2.4

Характеристика комбинированных диагностических приборов

Фирма-изготовитель	SPM Швеция	Pruftechnik Германия	SKF Швеция	Entek США, Великобрит.	SKF Швеция
Марка прибора	A3O/T3O	Vibrotip	SKF Picolog CMVL10	VisTec	MCD
Тип	«Портативный»	«Карманный»	«Карманный»	«Карманный»	«Карманный»
<u>Измерение вибрации:</u>					
виброскорость, мм/с	0,5÷49,9	0÷100	0,0÷199,9	ν общ. 50 g	
разрешающая способность, мм/с	0,1	0,1		уров. 1 ±0,06 g	
точность, мм/с	±0,2 ±2 % от отсчета	±5 %	±5% + 2 дел.		
диапазон частот Гц	3÷1000	10÷1000	10÷1000	2÷1000 2÷20 кГц 10÷1000 10÷20 кГц	10÷1000
<u>Анализ вибрации:</u>					
диапазон: Гц	3÷200 3÷500 3÷1000			фильтры ВЧ2, 10 Гц полосовые 2 и 1000 Гц 10 и 1000 Гц	Огибающая. 500÷1000 Гц
количество выборок окно БПФ, число линий	1024 Хэннинга 400				
<u>Измерение ударных импульсов:</u>					
диапазон, дБ	−19÷90 (A3O) −9÷99 (T3O)	−9÷90 dBsv	10÷20 кГц 0÷19,99 м/с ² 0÷199,9 м/с ² (пик)	gSe 5000÷20000 Гц	
разрешающая способность, дБ	1	1			
точность, дБ	1	±6 dBsv	±20%=2 дел.		
<u>Частота вращения:</u>					
диапазон, мин ^{−1}	10÷19999	60 ÷ 30000		3÷9999	
расстояние измерения, м	0,6	< 1,0			
разрешающая способность, °С	1	1			
точность, мин. ^{−1}	±1 + 0,1 % отсчета				
<u>Измерение температуры:</u>					
диапазон, °С	−20...+350	−30...+270		−18...+60	−30...+100
разрешающая способность, °С	1				
точность, %		3			
<u>Общие характеристики:</u>					
диапазон рабочих температур, °С	0...+50	0...+60	0...+50	−10...+50	−20...+50
питание, В	6×1,5 В	1×9 В		4×1,5 В	
продолжительность непрерывной работы, ч	50	20	8	12	30
продолжительность подзарядки, ч		3			
габариты, мм	255×105×60	180×81×30	150×55×22	219×40×39	
масса, кг	0,85	0,3	0,17	0,17	0,43

В конце двадцатого века получили распространение комбинированные диагностические приборы, в основе которых лежит виброметр (табл. 2.4). Эти приборы выпускаются для измерения следующих параметров: вибрация, температура, частота вращения и ударные импульсы.

Исполнение приборов – «карманное».

Прибор АЗО имеет специальную идентификацию точек измерений. Прибор АЗО измеряет ударные импульсы в единицах SV, что позволяет более точно определить состояние смазки. Прибор Vibrotip снабжен памятью и возможностью перекачки информации в ПК и работы с программой TIPTREND: сбор информации, анализ тенденций, планирование маршрутов, установка уровней тревоги, формулирование и печать отчетов. Прибор имеет возможность определять кавитацию насосов методом ударных импульсов в единицах dBc: диапазон $-9 \div +90$ dBc, погрешность ± 6 dBc, чувствительность 1 dBc. При присоединении к прибору NiCr–Ni термопары возможно измерение температуры в диапазоне $-30 \div +800$ °C. Защита корпуса прибора – IP65; ударостойкость – сброс с 2 м.

Прибор SKF Picolog CMVL10 имеет возможность измерять акустическую эмиссию (300 кГц; $0 \div 120$ ед., SEE погрешность ± 20 %).

2.2.4. Специализированные виброизмерительные приборы

К специализированным виброизмерительным приборам, как правило, относятся приборы для измерения состояния подшипников качения, использующих различные методы: ударные импульсы, Куртозиса, BCU и др.

Метод ударных импульсов используется во многих типах виброизмерительных приборах. Подробнее этот метод освещен в § 2.8. Здесь остановимся на приборе «Вадим», выпускаемом НПП «Виконт». Прибор предназначен для виброакустической диагностики межвальных, межроторных и других подшипников авиационных газотурбинных двигателей. Прибор работает при прокрутке двигателя. Выявляет дефекты в виде мелких точечных выкрашиваний, трещин на сепараторах, выработку беговых дорожек и тел качения, а также при проскальзывании обоем. Технические характеристики:

- диапазон измерения виброускорений: $5 \div 100$ Мг, $20 \div 1000$ Мг;
- общая полоса рабочих частот: $10 \div 2000$ Гц;
- специальные информационные фильтры: F_1 : $10 \div 500$ Гц; F_2 : $100 \div 500$ Гц; F_3 : $150 \div 1500$ Гц; F_4 : $100 \div 800$ Гц; F_5 : $450 \div 750$ Гц;
- уровни сигнализации ударных вибросигналов: 50 % и 80 % от текущего значения вибросигнала;
- погрешность измерений: не более 10 %;
- габариты измерительного блока, мм: $165 \times 60 \times 35$;
- масса, кг: 0,22;

- рабочая температура, °C: $-30^{\circ} \div +250$; измерительный блок: $-30 \div +50$;
- питание: 5 аккумуляторов по 1,5 В;
- продолжительность непрерывной работы, ч: 8.

2.2.5. Портативные сборщики-виброанализаторы

Портативные сборщики-виброанализаторы, характеризуются широким набором функций, позволяющим проводить любой диагностический анализ, как на рабочем месте, так при перекачке информации в ПК; осуществлять мониторинг состояния и диагностику любых машин и механизмов.

Характеристики основных представителей этого вида виброанализаторов даны в табл. 2.5.

Виды обработки, применяемые в сборщиках-виброанализаторах:

- общий уровень вибрации, спектр, БПФ, эксцесс, кепстр, спектр-оггибающей, амплитуда/фаза, характеристики разгона/выбега;
- специальные виды обработки – измерение вибрации для проведения балансировки в собственных подшипниках, определение состояния подшипников качения и скольжения;
- наличие маршрутных технологий;
- количество входов: измерительных – $1 \div 2$; отметчиков – $1 \div 2$; использование акселерометров со встроенной электроникой (ICP);
- частотный диапазон: $0,3 \div 40000$ Гц.

При измерениях на низких частотах, используются специальные программы и фильтры для избежания искажения сигналов вибрации (антиэластинговые системы);

- фильтры высоких частот (используются разные наборы): 1, 3, 10 Гц; 2, 10 Гц; 0,2; 0,36; 2, 2, 67;
- число линий БПФ: 100, 200, 400, 800, 1600, в последних моделях доходит до 12 800;
- усреднение: без усреднений, линейное, синхронное, отслеживание порядков;
- использование режима лупа (ZOOM) – увеличение разрешения в узких полосах;
- длина выборки в единицах кратных 1024 от 1 до 16 (т. е. от 1024 до 16384);
- скорость измерения от 40 до 250 кГц;
- динамический диапазон $60 \div 90$ дБ;
- окна взвешивания: прямоугольное, со срезанной вершиной, Хэннинга;
- запуск измерений: свободный, от внешнего или внутреннего триггера;
- погрешность измерений: как правило, 5 %;
- объем памяти от 2 до 8 МБ;
- характеристики в режиме пуск/остановки: амплитуда/фаза, спектр, каскады спектров, число точек измерений от 100 до 512.

Таблица 2.5

Основные характеристики переносных сборщиков-виброанализаторов

Марка прибора	Агат	Топаз	Кварц	795М	СА-12	2120	ПР 2001	Microlog СМКА50	Енрас1200	Vibrotest 601	СМ-3001	Спектр 07
Фирма-изготовитель	Диамех, Россия			ЦНИИ МФ КонТест Россия	ВАСТ, Россия	CSI, США	Приз, Россия	SKF, Швеция	Entek, Англия, США	Брюль-Кьер- Щенк, Дания, Германия	ИНКОТЕС, Россия	ТСТ, Россия
Частотный диапазон, Гц	5÷10000	0,3÷40000	0,3÷40000	2÷10000	0,5÷25600	0,14÷40000	0,05÷20000	0,16÷40000	0,16÷40000	I к 1÷20000 II к 1÷35000	4÷20000	0,135÷25600
Фильтры В/ч, Гц				2,10		спец. прогр.			0,2; 0,36; 2; 2,67; 5,3; 10; 23,8; 70	1, 3, 10		
Фильтры Н/ч, Гц				400, 100, 200, 400, 1000, 2000, 4000, 10000	5, 50, 100, 200, 400, 600, 1600, 3200, 6400, 12800, 25600			5÷100 50÷1000 500÷10000 5000÷40000		1, 5, 10, 20 кГц	200, 500, 1000, 2000, 4000, 10000, 20000	800, 1000, 12500, 1600, 2000, 2500, 3150, 4000, 5000, 6300, 8000, 12500, 20000
АЦП, бит	14	12	12	10	12	16			20	I к - 16; II к - 10		
Динамический диапазон, дБ				60	70	90		>90	90		65	112
Число линий БПФ, лин.	100,200, 400,800	100÷1600	100÷1600	400÷1600	400÷1600	100÷6400	400÷1600	200÷12800	100÷12800	100÷12800	200÷1600	400, 800, 1600
Число входов	2 изм, 2 отм	1 (4 или 14 мульти.)	1 (8 с мульти.)	3	1 (1 ИСР), 1 отм.	1 (1 ИСР), 1 отм.	2 вибр., 1 напряж.	2 вибр., 1 напряж., ИСР, 1 отм.	2 (ИСР)	4 (2 канала)	3 входа, частота вращ.	
Виды окон взвешивания		Прямоуголь- ное, Хэнинга	Прямоуголь- ное, Хэнинга	Прямоуголь- ное, Хэнинга	Прямоуголь- ное	Прямоуголь- ное Хэнинга		Прямоугольное, Хэнинга, с пло- ской вершиной		Прямоугольное, Хэнинга, со срезан- ной вершиной	Ханна, Хэнинга, прямоугольное	Хэнинга
Длина выборки	256÷2048	256÷4096	256÷4096	1024÷16384					256÷32768		до 4096	1000
Погрешность измерений, %	5	5	5	5				1		2	4	
Усреднение	Без ЭКСП	Без лин.; ЭКСП	Без лин.; пик.; ЭКСП	лин.; ЭКСП		Без пик.; лин.		лин.; непрер; синхр.		синх. ЭКСП; пик		
Режим запуска	СВ; от сигнала от ОТМ	СВ; от сигнала от ОТМ	СВ; от сигнала от ОТМ	СВ; от сигнала от ОТМ		СВ; от сигнала от ОТМ		СВ; от сигнала от ОТМ				
Режим пуск/остановка, число точек измерения	100	512	512	100								
Объем памяти, МБ	2	4	4	2		0,5 + 1 (на внешн. карте)		8	16	4	450 спектров на 400 линий	700 спектров на 400 линий

Продолжение табл. 2.5

Марка прибора	Агат	Топаз	Кварц	795М	CD-12	2120	ПР 2001	СМКА50	enpac1200	Vibrotest 601	СМ-3001	Спектр 07
Скорость обмена с ПК, бод	9600÷115200	9600÷115200	9600÷115200	9600÷57600								
Продолжительность работы без подзарядки/время подзарядки, час	6/3	5/8	5/8	6	7/2	8(12)/ 2,5	8	8		6	6	8/2
Габариты, мм	220×110×38	180×170×70	255×175×75	160×200×40	150×225×45	273×175×38	280×135×65	186×93×55	200×130×50	255×90×50	290×96×36	200×113×47
Масса, кг	1,2	1,8	2,1	1,4	1,7	2,15	1,7	0,715	0,7	0,9	1,0	1,2
Температурные условия работы, °С				0 ÷ +35	-20 ÷ +50	-10 ÷ +45		-10 ÷ +50	-10 ÷ +60	0 ÷ 50 (-10 ÷ +60)	-10 ÷ +55	-20 ÷ +40
Защита корпуса, IP								IP 65	IP 65	IP 56		
Функции и виды обработки вибросигнала	Общий уровень, амплитуда/ фаза; форма сигнала; спектр. огибающий пик-фактор	Общий уровень; пик-фактор; эксп-цесс; амплитуда-фаза; разгон /выбег спектр ударного возбуждения; спектр огибающей; ZOOM	Общий уровень; пик-фактор; эксп-цесс; амплитуда-фаза; разгон / выбег; спектр ударных возбужд.; каскадный спектр; спектр огибающей; балансировка	Спектр, спектр БПФ, фаза, частота вращения; ударные импульсы; состояние подшипников; балансировка; спектр огибающей; маршрутная технология; разгон/выбег	СКЗ; пик; пик-фактор; спектр: октава; 1/3 октавы; спектр огибающей; балансировка	Спектор; общий уровень; 1/3 октавы	Общий уровень; СКЗ; балансировка пик-фактор	БПФ; огибающая, автоспектр; балансировка; ZOOM	Набор встроенных фильтров; gSE от 100 до 5000 Гц для построения спектра огибающей; доп. измерения температуры и давления	СКЗ, БПФ, пик-фактор; ВСУ; огибающая; характеристики взаимосвязанных процессов; тренд-анализ ZOOM; частота вращения 30÷60000 мин ⁻¹	Спектр; амплитуды; временные и фазовые характеристики; балансировка; пик-фактор; каскадные спектры; переходных процессов; маршрутная технология; частота вращения 1÷20000 мин ⁻¹	Спектры сигнала, спектры огибающей, измерение частоты вращения. Встроенные диагност. программы: подшипники качения, скольжения, зубчатые передачи, состояния муфт, электромагнитная система

Обозначения: Без – без усреднений; эксп – экспоненциальный, лин – линейный, пик – пиковые, св – свободный, от отм – от отметчика, мульт – мультиплексер.

2.2.6. «Переносные компьютеры» – сборщики-виброанализаторы

Система сбора и анализа диагностической информации, преимущественно вибрационной, построенные на базе переносных и карманных компьютеров, является наиболее перспективным направлением развития портативных средств диагностирования. Это объясняется прогрессом развития собственно переносных и «карманных» ПК, которые обладают преимуществами в части вычислительных возможностей, стоимости и надежности, по сравнению специализированными сборщиками-виброанализаторами.

Качества переносных компьютеров продолжают совершенствоваться темпами недостижимыми у специализированных сборщиков.

Возможности переносных и карманных компьютеров позволяют создать вибродиагностические системы, решающие любые задачи по обработке вибрационной информации. В таблице 2.6. приведены характеристики виброанализаторов типа «переносной компьютер». «Переносные компьютеры» могут создаваться двумя путями:

- использованием без переделок переносных и карманных компьютеров;
- созданием сборщика на основе элементов переносных компьютеров.

Например, прибор Епрас 1200А (табл. 2.5) отнесен к переносным сборщикам, хотя является типичным «переносным компьютером», выполненным из узлов переносных компьютеров. В системе фирмы DLI применены антиэлайзинговые системы с аналоговыми и цифровыми фильтрами. В «переносных компьютерах»-сборщиках широко используются «универсальные технологические платформы» (т.е. измерение и обработка диагностической информации различной физической природы), например, Voyager у фирмы DLI).

Следует отметить, что в последнее время появилось аппаратное и программное обеспечение для непосредственного измерения и обработки спектров вибрации в ПК с большой скоростью и разрешением.

2.3. Стационарные виброизмерительные системы

2.3.1. Области применения

Стационарные виброизмерительные системы устанавливаются, как правило, на крупных теплоэнергетических установках, больших бумагоделательных машинах, газоперекачивающих станциях и гидротурбинах большой мощности.

Таблица 2.6

Виброанализаторы типа «переносной компьютер»

Марка	СКАН	КПА-1В	DLI Watchman	DCA2001
Фирма-изготовитель	ЦНИИ МФ Россия	ВАСТ Россия	Predict / DLI США	ИНКОТЕС Россия
Виды обработки вибрационных сигналов	Мгновенный и усредненный спектр, времен- ные спектры сиг- нала и спектры огнивающей	спектры сиг- нала, спектры огнивающей об- щий уровень, балансировка	Автоспектры, СКЗ; фазовые и взаимные спектры, когерентность	мгновенный и ус- редненный спектр, времен- ной, автокоррек- ция, пик-фактор, фазовый спектр,
Тип переносного компьютера	Notebook Tochiba 410 SS			Notebook
Число входов	1 ÷ 16 каналов	9, в т.ч. ICP	4 аналог., ICP	2 + 1отм.
Частотный диапазон, общий	2 ÷ 40000		1 ÷ 41000	10 ÷ 16000
Фильтры в/ч	цифровые		0,2; 10 Гц	
Фильтры н/ч	цифровые			
АЦП, бит	12; 16	12	16	
Динамический диапазон	140	> 70	> 85	63
Число линий БПФ	260 ÷ 6400	400, 800, 1600	50 ÷ 3200	250 ÷ 2500
Виды окон взвешивания	все типы		Хэннинга, пря- моуголь. с плос- кой вершиной	Хэннинга, прямоугольное экспоненциальное
Масштабирование	автом., ручн.			
Погрешность измерения	10 %	по ампл. 1 % по фазе 5 %	± 0,2 дБ от полной шкалы	±5 %
Усреднение	есть		синхронное	линейное
Режим запуска	внешний, внутренний		внутренний, внешний	Свободный однок- ратный внешний
Объем памяти, МБ	1 ГБ		4	800
Продолжительность работы без подзарядки, ч	2			4
Габариты, мм	300 × 230 × 55	400 × 200 × 240		315 × 315 × 110
Масса, кг	3,5	7		4,5
Температурные условия работы, °С	0 ÷ 35	0 ÷ 50		0 ÷ 40

2.3.2. Система «Каскад»

Система «Каскад» разработана и поставляется НПП «ВиКонт» (рис. 2.1). Система предназначена для автоматического контроля абсолютной и относительной вибрации и механических величин (осевого сдвига, тепловых и линейных расширений, изгиба вала, частоты вращения); сбора и обработки вибросигнала; выявления дефектов в режиме реального времени.

Система используется, в основном, на газоперекачивающих станциях.

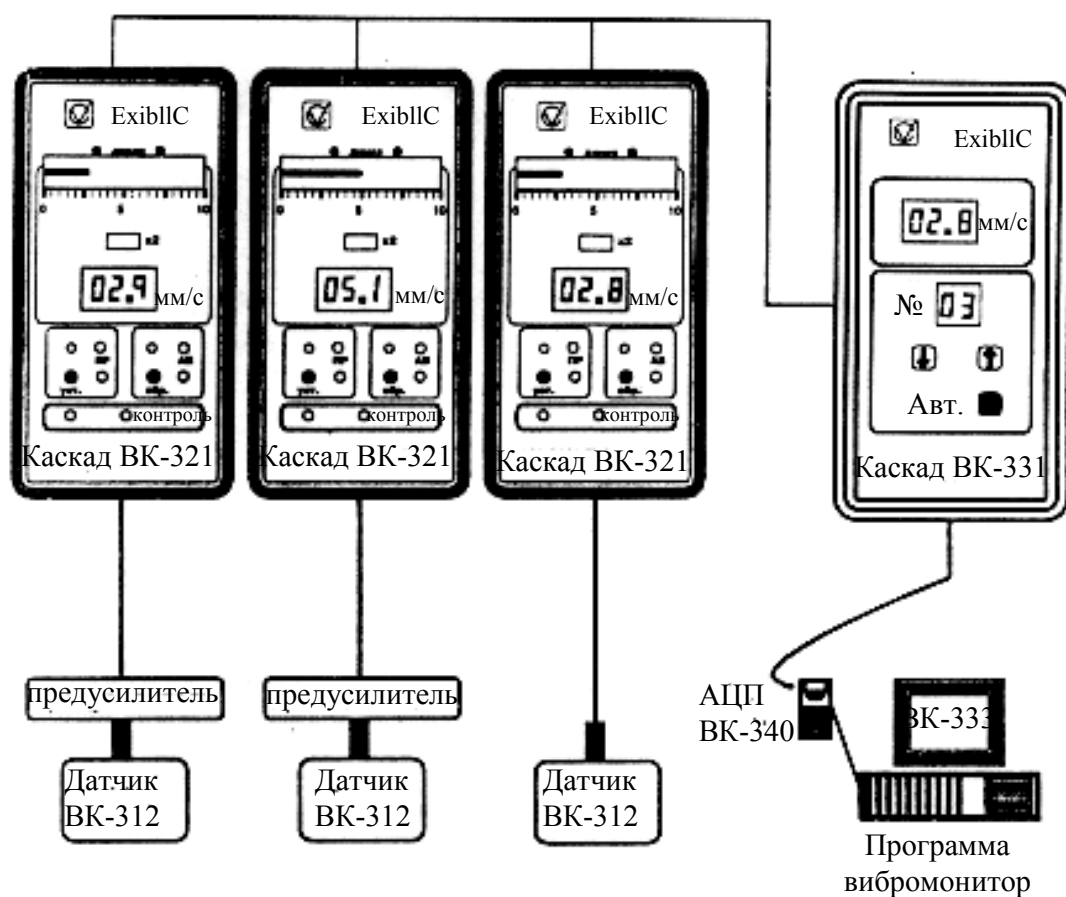


Рис. 2.1. Схема системы «Каскад»

Элементы системы:

- виброканалы для измерения абсолютной вибрации (ВК-310 или ВК-312, ВК-315);
- виброканалы для измерения относительной вибрации (ВК-316, перемещения вала, вторичные блоки преобразователей, обеспечивающие сигнализацию и отключение механизмов при превышении допустимого уровня вибрации (ВК-321 и ВК-361 с двумя уставками – предупредительной и аварийной).

К каждому вторичному блоку при помощи кабеля, длиной до 1000 м подсоединяется один из вибросигналов. Блоки имеют индикацию срабатывания с памятью.

Блок мультиплексора и интерфейса ВК-331 позволяет подключить до 32 вторичных преобразователей к 16 каналному. АЦП ВК-342 для дальнейшей обработки данных. Блок АЦП выполнен в виде платы, встроенных в компьютер.

К каждому блоку АЦП может быть подключено до 8 мультиплексоров или 16 виброканалов. Программное обеспечение «Вибромонитор ВК-333» поддерживает автоматический сбор данных измерений, сигнализацию о состоянии агрегатов, визуализацию данных во временной и частотных областях, составление, хранение и печать отчетов.

Технические характеристики системы «Каскад»:

- амплитудный диапазон: $0,1 \div 30$ мм/с ($1 \div 500$ мкм);
- частотный диапазон: $10 \div 10000$ Гц;
- погрешность: $<5\%$.

2.3.3. Виброизмерительная диагностическая автоматизированная система «Видас» ЦКТИ [26]

Назначение системы: измерение вибрационных параметров турбоагрегата в реальном масштабе времени; использование системы в качестве штатной аппаратуры в стационарных системах предупредительной сигнализации и защиты. Алгоритмическое обеспечение системы основано на расчетно-теоретических, модельных и натурных исследованиях ЦКТИ. Система «Видас» выполняет следующие функции:

- в реальном масштабе времени осуществляет измерение вибрационных параметров, с выдачей полученных значений в удобном и компактном виде на дисплей оператора блока;
- производит проверку целостности элементов измерительной схемы;
- обеспечивает выдачу предупредительных и аварийных сигналов при превышении заданных пределов вибрации (в соответствии с ГОСТ 25364-97);
- представляет возможность работы в исследовательском режиме;
- осуществляет хранение данных в вибрационном состоянии турбогенератора за весь период работы агрегата;
- обеспечивает автоматический анализ измеряемых величин – диагностику;
- обеспечивает балансировку агрегата;
- проведение пуска агрегата с выдержкой заданных зазоров при прохождении их резонансных частот.

В состав системы входит первичная аппаратура абсолютной вибрации подшипников ИПВЦ-02-03, первичная аппаратура относительной вибрации валопровода ИПП-01-2; датчик опорного сигнала (частоты вращения, фаза); приборная стойка с блоками предупредительной сигнализации, блоки питания, процессорный блок для цифровой обработки сигналов, компьютер.

Система «Видас» может быть объединена с системами режимной диагностики «Ментор» и диагностики лопаточного аппарата «СПАТ Турбо»

2.3.4. Система вибрационной диагностики гидроагрегатов «НПО ЦКТИ»

Система обнаруживает следующие неисправности гидроагрегатов:

- механическую неуравновешенность ротора агрегата (рабочего колеса, ротора гидроагрегата);
- излом вала, неперпендикулярности во фланцевом соединении и в подшипнике;
- гидравлический небаланс рабочего колеса;
- электрический небаланс ротора генератора;
- неравномерность воздушного зазора между ротором и статором генератора;
- повышенные динамические нагрузки на рабочем колесе;
- перегрузка направляющих подшипников;
- износ и ослабление подшипников;
- перегрузка подпятника;
- нарушение работы системы регулирования;
- резонансные колебания вала, автоколебания;
- повышенные вибрации железа статора генератора, состояние несущей крестовины и крышки турбины.

Для контроля вибрации использованы низкочастотные акселерометры со встроенным предусилителем типа АНС-257 с рабочим диапазоном частот от 1 до 250 Гц. Для измерения перемещения вала на агрегате, воздушного зазора, изменение формы статора и ротора установлены бесконтактные вихретоковые датчики, разработанные ЦКТИ (диапазон амплитуд от 0 до 2 мм, рабочий диапазон частот от 0 до 250 Гц).

На рис. 2.2 показана структурная схема вибродиагностики Верхне-Тулумской ГЭС.

2.3.5. Система «Алмаз-700I» (Диамех)

Система состоит из набора виброизмерительных каналов «Алмаз-7010» и ПК с программным обеспечением «Алмаз-Монитор».

Виброизмерительный канал «Алмаз-7010» предназначен для измерения абсолютной вибрации корпусов подшипников. «Алмаз-7010» состоит из измерительного блока «Алмаз-7100», блока обработки «Алмаз-7801» и блока питания «Алмаз-7207». Модуль «Алмаз-7100» состоит из вибропреобразователя МВ 43-10Г и блока согласования нормализации «Алмаз-7410». Вибропреобразователь МВ43-10Г (однокомпонентный, для рабочей температуры $-50 \dots +250$ °С). Блок согласования «Алмаз-7401» имеет настройку фильтров в диапазоне 10 – 1000 Гц.

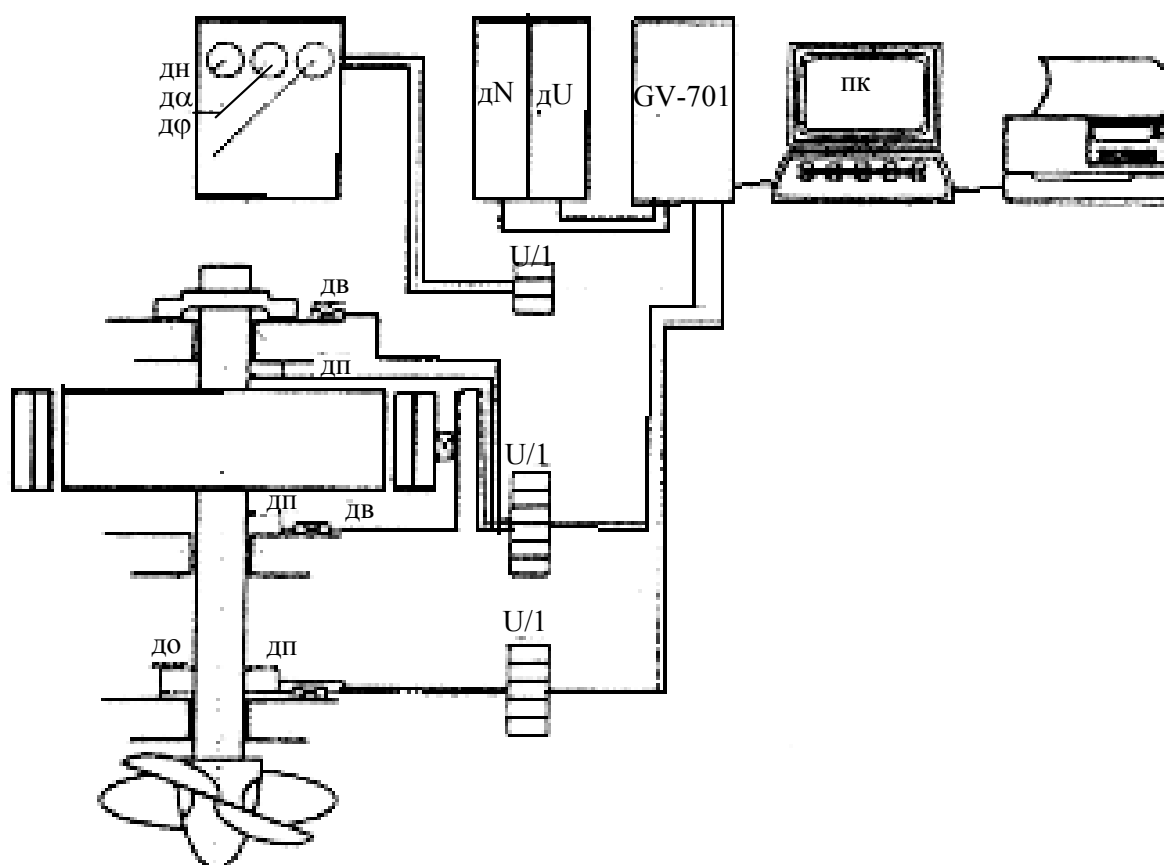


Рис. 2.2. Структурная схема системы вибрационной диагностики гидротурбины Верхне-Туломской ГЭС.

- ДВ – датчик виброускорений (12 штук);
- ДП – датчик перемещений (6 штук);
- ДО – датчик отметки оборотов (1 штука);
- дN – датчик мощности (1 штука);
- дU – датчик напряжения статора (1 штука);
- ДН – датчик напора (1 штука);
- Дφ – датчик угла разворота лопастей (1 штука);
- Дα – датчик открытия направляющего аппарата (1 штука);
- U/1 – преобразователи U/1 (типов PMS-B, PMS-C, PMS-A-1);
- GV-701 – кабельный ящик GV-701;
- ПК – персональный компьютер Pentium-II с принтером

Блок обработки «Алмаз-7801» одноканальный, обработка входного сигнала с использованием сигнального процессора (DSP) – интегрирование, расчет спектра, вычисление СКЗ в заданной полосе частот, амплитуды и фазы трех первых гармоник. Выводит всю информацию на алфавитно-цифровое табло. Обеспечивает сигнализацию и защиту по параметрам вибрации.

2.3.6. Стационарная система надзора за техническим состоянием промышленных роторных машин по вибрации Enwatch™ фирмы Rockwell Automation Entek (США, Великобритания)

Система позволяет измерять 20 параметров. Схема системы представлена на рис. 2.3, а в табл. 2.7. приведены ее технические характеристики. Система Enwatch™ совместима с программным обеспечением Emonitor Odyssey Online.

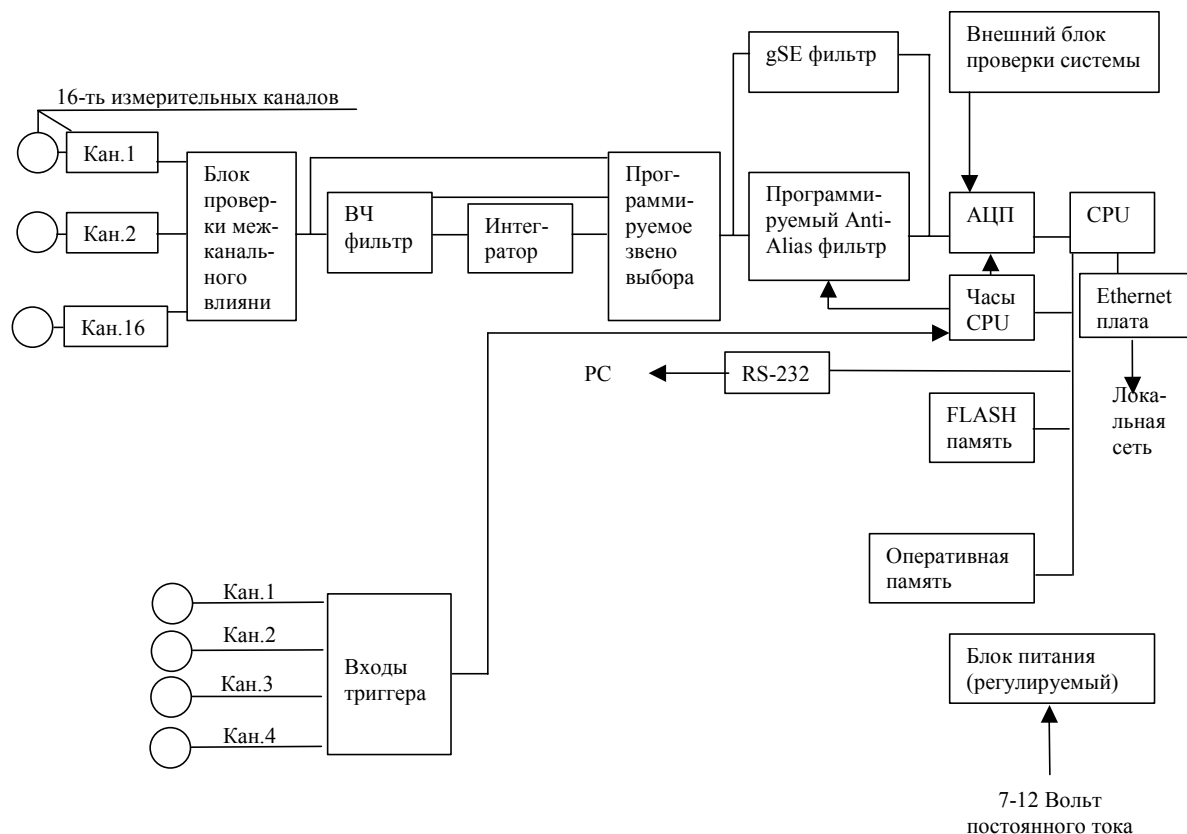


Рис. 2.3. Схема систем Enwatch

Таблица 2.7

Технические характеристики системы Enwatch

Входы	
Количество каналов	16 вибрационных и 4 тахометра (с синхронизацией)
Защита напряжения	Защита от перегрузок напряжения (автомат. отключение канала). Защита ESD, 2000 В
Входной импеданс	1000 кОм
Диапазоны	± 10 мВ до ± 10 В, 7 поддиапазонов (переключение поддиапазонов управляется программой)
Интерфейс ICH	3,6 мА на 24 В постоянного тока, конфигурируется на каждый канал
Парные входы	Постоянного/переменного тока. Измерения конфигурируются на каждый канал
Программируемое усиление	Управляется программой прибора
Anti-Alias фильтр	Сложный аналоговый фильтр с характеристиками наклона частоты среза лучшими, чем у фильтра 20-го порядка; наклон среза фильтра предопределяется частотой дискретизации измеряемого сигнала

Продолжение таблицы 2.7

ВЧ фильтры	4-го порядка с угловыми частотами 0,36; 2,67; 5,3 и 23,8 Гц
Межканальное влияние	–80 дБ
Точность по фазе	± 3 %
Искажения гармоник	–70 дБ (обычно)
Интегрирование	Однократное и двойное интегрирование с идеальным срезом на частоте 0,36 Гц
Режимы сбора данных	Режим 1: по времени ввода; Режим 2: по флагу готовности; Режим 3: по сигналу из локальной сети
Фильтры огибающие	
gSE фильтры	ВЧ фильтры 2-го порядка с частотой среза 200 Гц или 5 кГц
Триггеры	
Типы	TTL с изолированный или без неизолированный, или с любым напряжением до ± 24 В
Диапазон измерения частоты вращения ротора	1–60000 об/мин
Время для блокировки	2 оборота
Усреднение	1, 2, 4,...,32000 усреднений, программируемые
Информация тахометра	Вход триггера по об/мин
Задержка триггера	Пост-триггерные задержки до 32768 отсчетов; Пред-триггерные задержки до 16384 отсчетов (не используется с EMONITIR Odyssey или Enshara)
Обработка	
Область времени ADC	16 бит
Частота дискретизации	64 Гц до 51,2 кГц
Динамика	95 дБ (теоретически)
Размер блоков	256, 512, 1024, 2048, 4096 или 8192 с усреднением; до 16384 без усреднения
Единицы измерения общего уровня вибрации	Ускорение, скорость или перемещение (двойное интегрирование на одном уровне прибора и одном уровне программного обеспечения) и единицы gSE
Выходы	
Статус системы	Световая индикация режима работы системы
Интерфейса	RS-232C 9600 бод (для тестирования состояния системы)
Память	
Буфер памяти	640 кБ
Контроль «запитки» каналов	Контроль каналов по питанию и автоматическое отключение канала при отсутствии «запитки» данного канала
Корпус системы	
Защита	NEMA 4, IP66
Окружающая среда	
Температура	От –20 до 70 °С
Питание	
Источник питания	От 85 до 260 В переменного тока, с частотой 50 или 60 Гц
Потребляемая мощность	12 Вт для платы, при использовании 3,6 мА ICP датчиков
Связь	
Сеть	Интернет
Тип проводки	IQBASE-T
Разъемы	Терминальные блоки Weidmuller
Скорость	10 Мбт/сек
Изоляция	1000 Вскз

Система снабжается программным модулем Enline[™], который выполняет следующие функции:

Обработка измеренных сигналов:

- ввод калибровочных параметров для измерительных каналов;
- выбор конфигурации фильтров на входе в прибор: ВЧ фильтры: 0,36, 2,67, 5,3 и 23,8 Гц; gSE-фильтры огибающей: 200 и 5000 Гц;
- спектральный анализ динамических сигналов: максимальная частота анализа спектра: 20, 50, 100, 200, 400, 500, 800, 1000, 1600, 2000, 3200, 4000, 5000, 6400, 8000, 10000 и 20000 Гц, разрешение спектра. 100, 200, 400, 800, 1600 и 3200 линий для первой версии системы (в следующей версии предполагается возможность увеличения разрешения до 6400 и 12800 линий);
- функция взвешивания (тип окна): Прямоугольное, Хэннинга, Хэмминга, Кайзер-Бесселя и с плоской вершиной;
- число усреднений: 1–999;
- использование входов триггера для управления процессом измерения и для подключения тахометров для измерения частоты вращения роторов (4 канала триггера);

Построение графиков:

- спектры, спектры огибающей, каскадные спектры, боковые полосы, маркеры, функция расширения ZOOM;
- временные формы сигнала;
- тренды;
- графики в полярных координатах;
- графики профиля;

Печать графиков.

Копирование и экспорт файлов.

2.3.7. Система VM600 фирмы Vibro-meter

Система VM600 представляет собой интеграцию в одной системе функции защиты и контроля состояния роторных машин.

В системе обеспечено использование унифицированных электронных плат для любого вида контроля. Система VM600 состоит из трех типов плат, вставляемых в стандартные корпуса:

МРС4 – плата защиты машин;

СРУ-М – плата конфигурации сбора и обработки данных, выбора функций дисплея и связи по сети с другими системами;

СМС16 – плата контроля состояния машин.

Плата защиты машин – МРС4.

Плата цифровая, используется для измерения всех контролируемых параметров. Плата имеет 4 канала измерений динамических сигналов и 2 канала измерения опорных сигналов: скорости вращения или фазовых. Динамические каналы могут быть соединены с любыми типами датчиков вибрации – акселерометры, велосиметры, вихретоковые датчики и др. Каналы опорных сигналов – с датчиками скорости вращения – магнитными или оптическими. Плата МРС4 может быть сконфигурирована для измерений:

- абсолютной вибрации (a , v);
- относительной вибрации валов (радиальные перемещения);
- абсолютной вибрации валов (комбинации акселерометров и вихретоковых датчиков перемещения);
- положение валов (нагрузки) осевого или радиального;
- значения максимального перемещения $S_{\max}$;
- эксцентриситета валов;
- динамического давления;
- абсолютного и относительного расширения;
- смещения;
- воздушных зазоров;
- статического давления, температуры и т. д.

Плата МРС4 выполняет следующие функции контроля:

- контроль по параметрам широкополосного и отфильтрованного сигнала вибрации;
- узкополосный контроль с применением следящих фильтров для машин с переменной скоростью вращения, включая контроль амплитуды и фазы 1, 2, 3, и 4 гармоник частоты вращения и амплитуды субгармоник $0,5$ и $0,33f_{об}$;
- контроль исправности датчиков и линии связи;
- выдачу сигналов «тревога» и «опасность», отключение с программируемыми пределами;
- обработки сигналов и данных в реальном масштабе времени;
- адаптивный контроль.

Плата конфигурации и связи CPU-M.

Плата обеспечивает:

- мгновенную конфигурацию всех плат системы VM600 через выход RS 232 с любого внешнего компьютера;
- вывод на мини дисплей контролируемых значений сигналов и уровней срабатывания сигнализации;
- связь с внешними устройствами;
- поддержку стандартных промышленных протоколов Modbus RTU и Modbus/TCP.

Плата контроля состояния СМС16.

Плата СМС16 – 16 канальная плата контроля состояния используется в системе VM600 для сбора, анализа и передачи данных на персональный компьютер с использованием программного обеспечения VM600 CMS SW. В одном корпусе системы VM600 может располагаться до 12 плат СМС16.

Конфигурация каналов – тахометрический канал, аналоговый канал (например, канал измерения температуры) и канал измерения вибрации.

Базовая конфигурация вибрационного канала (разложение в спектральный ряд из 400 линий спектра при обработке 1024 выборок):

- режим сбора данных:
 - режим фиксированного диапазона частот (весовая функция Хэннинга);
 - следящий режим (весовая функция – прямоугольная);
- ширина спектра сигнала:
 - диапазон частот: 100, 200, 500, 1000, 2000, 5000, 10000 и 20000 Гц;
 - диапазон слежения за гармониками: максимальная гармоника диапазона 1,56; 3,125; 6,25; 12,5; 25; 50 и 100;
- интервал памяти: минимальный – 1 с.

Программируемая конфигурация:

- спектральный анализ: 400, 800, 1600 или 3200 линий;
- режим сбора данных – фиксированный диапазон частот или следящий режим;
- ширина спектра сигнала:
 - диапазон частот: 100, 200, 500, 1000, 2000, 5000, 10000 и 20000 Гц;
 - диапазон слежения за гармониками: 1,56; 3,125; 6,25; 12,5; 25; 50; 100; 200 и 400;
- вид весовых функций:
 - прямоугольное окно;
 - окно Хэннинга;
- усреднение временных выборок (линейное или пиковое) – число усреднений 1, 2, 4, 8 или 16 выборок;
- интервал представления (сканирования) данных: минимум – 1 минута.

Конфигурация для переходного режима использует спектр из 400 линий.

Режимы запуска от машины и от сигнала скорости. Предусмотрено сохранение данных переходного процесса до 100 спектров. Анализ формы сигнала: число выборок 256, 512, 1024, 2048, 4096 или 8192.

Анализ траекторий: число выборок 256 за 4 оборота вала.

Программное обеспечение VM600 CMS.

Программное обеспечение охватывает контроль вибрации, рабочих процессов и характеристик паровых и газовых турбин, редукторов, генераторов, компрессоров и насосов.

Объединяется контроль за состоянием, функционированием машин и их вибромониторинг.

Отображаются тренды и полярные диаграммы, спектры и форма сигнала, спектральный каскад, переходные процессы, траектории, положение оси ротора.

С базовыми значениями сравниваются спектры, траектории, характеристики запуска и останова.

Предусматривается автоматическая диагностика, основанная на заранее определенных пользователем производственных правилах.

Система VM600 является полной системой контроля состояния машин, для чего система имеет пакеты контроля вибрации, характеристик, процесса сгорания, а также возможность использования внешних, в том числе от портативных сборщиков данных SKF.

Характеристики системы VM600:

- рабочие температуры от -25 до $+65^{\circ}\text{C}$;
- оперативная память – 1 Мб;
- буферная память трендовых данных для переходных процессов – 3276 значений на один канал;
- АЦП – один на канал, 14-ти разрядной;
- точность определения амплитуд:
 - динамических сигналов – 1% от полной шкалы;
 - погрешность измерения фазы $\pm 3^{\circ}$;
 - отношение сигнал/шум Ю70 дБ в диапазоне частот до 10 кГц.

2.4. Вибропреобразователи

2.4.1. Классификация вибропреобразователей

В вибродиагностике используется два метода измерения вибрации:

- кинематический;
- динамический.

Кинематический метод заключается в том, что измеряют координаты точек объекта относительно выбранной неподвижной системы координат. Измерительные преобразователи, основанные на этом методе измерения, называют преобразователями *относительной вибрации*.

Динамический метод основан на том, что параметры вибрации измеряют относительно искусственной неподвижной системы отсчета, в большинстве случаев относительно инерционного элемента, связанного с объектом через упругий подвес. Такие измерительные преобразователи называют преобразователями *абсолютной вибрации* (чаще называют датчиками инерционного типа).

Основные типы вибропреобразовательной относительной вибрации: магнитные, электромагнитные, оптические.

Вибропреобразователи абсолютной вибрации делятся на два класса:

- *генераторные*, преобразующие энергию механических колебаний в электрическую;
- *параметрические*, преобразующие механические колебания в изменение параметров электрических цепей.

Основные виды вибропреобразователей абсолютной вибрации: *генераторные* – пьезоэлектрические, электродинамические; *параметрические* – вихретоковые, емкостные. Наибольшее распространение имеют преобразователи пьезоэлектрические для измерения виброускорения – *акселерометры* (встречаются пьезоэлектрические преобразователи виброскорости); емкостные вибропреобразователи скорости – *велосиметры*; вихретоковые преобразователи виброперемещения – *проксиметры*.

Вибропреобразователи абсолютной вибрации используются на измерения вибрации, как правило, на неподвижных частях машин. Вибропреобразователи относительной и абсолютной вибрации используются для измерений вибрации на вращающихся валах (см. § 2.6).

Динамические и частотные области применения вибропреобразователей показаны на рис. 2.4. Характеристики датчиков инерционного типа устанавливаются согласно ГОСТ ИСО 8042-99: диапазон измерений, коэффициент преобразования и АЧХ, диапазон частот, сдвиг фаз и ФЧХ, демпфирование, относительная поперечная чувствительность, максимально допустимые значения вибрации, линейность и гистерезис, электрический импеданс и влияние внешних факторов (температура, влажность, колебания температуры, акустические и электромагнитные поля, цепи заземления, чувствительность к деформации основания и радиация).

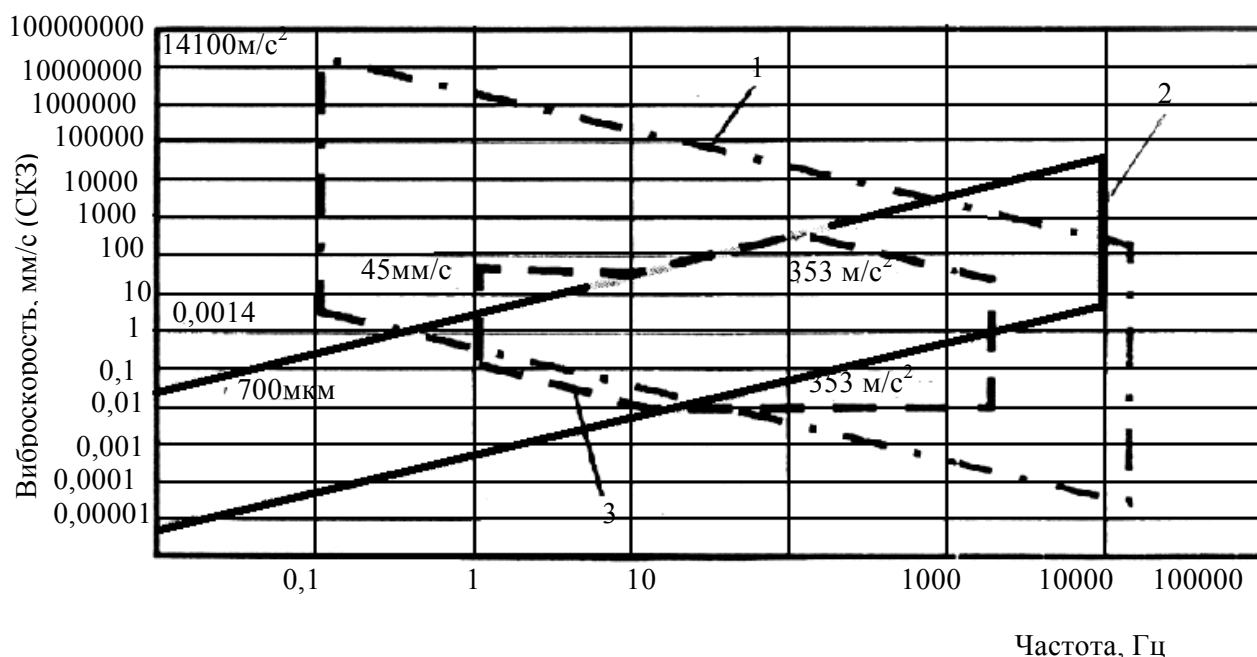


Рис. 2.4. Область применения вибропреобразователей для диагностики состояния машин (по ISO 13373-1).

1 – пьезоэлектрические акселерометры; 2 – токовихревые датчики;
3 – электромеханические датчики скорости

Пьезоэлектрические вибропреобразователи имеют диапазон рабочих частот до первого резонанса; электродинамический датчик имеет диапазон рабочих частот между первым и вторым резонансом; датчик перемещения – в области частот выше собственной частоты датчика.

Уравнение движения инерционного датчика

$$My + hy + Ky = -Ms(t),$$

где M – масса инерционного элемента;

h – коэффициент демпфирования;

K – коэффициент упругости;

y – относительное перемещение массы;

$s(t)$ – виброперемещение объекта контроля.

Вибропреобразователи также классифицируются по области применения:

- вибропреобразователи для переносных виброизмерительных приборов (высоко импедансные) (табл. 2.8);
- вибропреобразователи для стационарных виброизмерительных систем (табл. 2.9);
- вибропреобразователи со встроенной электроникой (табл. 2.10);
- трехкомпонентные вибропреобразователи (табл. 2.11).

Таблица 2.8

Характеристики вибропреобразователей для переносных виброизмерительных приборов

Фирма-изготовитель Марка преобразователя	Осевая чувств.	Отн. поперечн. чувств.	Пиковые значения (макс. удар)	Рабочий диапазон температур	Частотный диапазон (неравномерность ± 1 дБ)	Амплитудный диапазон	Собственная частота в закреплённом состоянии	Электрическая ёмкость	Сопротивление изоляции	Масса
	пКл /g	%	g	°C	Гц	g _{пик}	кГц	пФ	МОм	г
Глобал Тест (г. Саров, Россия) [24]										
AP37	10	<5	± 15000	-60...+150	0,5÷15000	± 10000	>45	600÷800	>10000	9 (12)
AP39	20	<5	± 10000	-60...+150	0,5÷10000	± 5000	>35	600÷800	>10000	12 (17)
A40	20	<5	± 10000	-60...+150	0,5÷10000	± 5000	>35	600÷800	>10000	12 (14)
A57	80	<5	± 4000	-60...+150	0,5÷8000	± 2000	>20	700÷800	>10000	32 (40)
AP77	20	<5	± 10000	-60...+150	0,5÷12000	± 5000	>33	1000	>10000	10 (12)
AP90	80	<5	± 4000	-60...+150	0,5÷8000	± 2000	>20	700÷1000	>10000	42
AP95	3	<3	± 25000	-70...+250	1÷15000	± 15000	>50	600÷900	>1000	2
AP96	10	<3	± 20000	-70...+250	1÷10000	± 10000	>45	800÷1200	>1000	11
AP97	10	<3	± 20000	-70...+250	1÷10000	± 10000	>45	800÷1200	>1000	11
АООТ «Виброприбор» (г. Таганрог, Россия)										
DH-3	9÷11 мВ/(мс ⁻²)	<5		-30...+70	(нерав. 10%) 4800			900		59
DH-4	0,9÷1,1 мВ/(мс ⁻²)	<5		-30...+70	(нерав. 10%) 12600			1200		130
ЦНИИ им. А.Н. Крылова (г. Санкт-Петербург, Россия)										
A-8	3,0±20% пКл/(м с ⁻²)	<5	2000	<100	1÷9000		28	1800		18
A-14	3,0±20% пКл/(м с ⁻²)	<5	2000	≤100	1÷9000		28	2000		25
A-15	3,0±20% пКл/(м с ⁻²)	<5	2000	≤100	1÷9000		28	2000		23
A-17	25 мВ/(м с ⁻²)	<5	15	≤80	2÷9000		28	1200		20
A-17Г	25 мВ/(м с ⁻²)	<5	15	≤80	2÷9000		28	1200		21

Продолжение таблицы 2.8

Фирма-изготовитель Марка преобразователя	Осевая чувствительность	Отн. поперечн. чувств.	Пиковые значения (макс. удар)	Рабочий диапазон температур	Частотный диапазон (неравномерность ± 1 дБ)	Амплитудный диапазон	Собственная частота в закреплённом состоянии	Электрическая ёмкость	Сопротивление изоляции	Масса
	пКл /g	%	g	°C	Гц	g _{пик}	кГц	пФ	МОм	г
Брюль и Кьер (Дания)										
4384	1 пКл/(м с ⁻²)	<4	20000	-74...+250	0,1÷12600		42	1200	20 ГОм	11
4371	1 пКл/(м с ⁻²)	<4	20000	-74...+250	0,1÷12600		42	1200	20 ГОм	11
4382	3,16 пКл/(м с ⁻²)	<4	5000	-74...+250	0,1÷8400		28	1200	20 ГОм	17
4383	3,16 пКл/(м с ⁻²)	<4	5000	-74...+250	0,1÷8400		28	1200	20 ГОм	17
4370	10 пКл/(м с ⁻²)	<4	2000	-74...+250	0,1÷4800		16	1200	20 ГОм	54
4381	10 пКл/(м с ⁻²)	<4	2000	-74...+250	0,1÷4800		16	1200	20 ГОм	43
4378	3,16 пКл/(м с ⁻²)	<4	500	-50...+250	0,1÷3900		13	1200	20 ГОм	175
4379	3,16 пКл/(м с ⁻²)	<4	500	-50...+250	1÷26000		28	1200	20 ГОм	175
4375	0,316 пКл/(м с ⁻²)				0,1÷16500					
4393	0,316 пКл/(м с ⁻²)				0,1÷16500					
4505	0,3 пКл/(м с ⁻²)				0,1÷16600					
VEB Metra KD 35	6,1 пКл/(м с ⁻²)	3,4					20	1,22 мФ	>1000	

Таблица 2.9

Характеристики вибропреобразователей для стационарных виброизмерительных систем

Фирма-изготовитель Марка преобразователя	Осевая чувствительность	Относит. поперечная чувствительность	Макс. удар (пиковые значения)	Рабочий диапазон температур	Частотный диапазон (неравномерность ± 1 дБ)	Амплитудный диапазон	Собственная частота в закреплённом состоянии	Электрическая ёмкость	Сопротивление изоляции в нормальном состоянии	Масса
	пКл /g	%	g	°C	Гц	g _{пик}	кГц	пФ	МОм	г
Глобал Тест (г. Саров, Россия) [24]										
AP62	100	<5	± 5000	-60...+250	2÷7000	± 2000	>18	4000÷4800	>1000	95
AP63	10	<5	± 10000	-60...+400	2÷7000	± 5000	>18	1300÷1700	>1000	48
AP64	100	<5	± 3000	-60...+250	2÷3000	± 1500	>11	4800÷5500	>1000	250
AP69	100	<5	± 5000	-60...+250	2÷10000	± 2000	>18	4000	>1000	75
АООТ «Прибор» (г. Санкт-Петербург, Россия)										
MV-42	250 ($\pm 3\%$)	<5		-60...+250	5÷3000 (нерав. 5%)		20	2500		120
НПП «ВиКонт» (г. Москва, Россия)										
BK-312	диапаз. измер. 0,1÷30 мм/с 50 мкА/(мм/с)	<5		-30...+120	10÷1000					50
BK-310A	0,005÷40 мм/с 100 мкА/g	<5		-30...+80	3÷5000					40
BK312C	0,1÷30мм/с 0,53 мА/(мм/с)	<5		-10...+120	10÷1000					50
BK315A	0,1÷100мм/с 0,1 мА/(мм/с)	<5		-40...+250	10÷1000					50
BK315C	0,1÷30мм/с 0,53 мА/(мм/с)	<5		-30...+300	10÷1000					50

Продолжение таблицы 2.9

Фирма-изготовитель Марка преобразователя	Осевая чувствительность	Относит. поперечная чувствительность	Макс. удар (пиковые значения)	Рабочий диапазон температур	Частотный диапазон (неравномерность ± 1 дБ)	Амплитудный диапазон	Собственная частота в закреплённом состоянии	Электрическая ёмкость	Сопротивление изоляции в нормальном состоянии	Масса
	пКл /g	%	g	°C	Гц	g _{пик}	кГц	пФ	МОм	г
Брюль и Кьер (Дания)										
4391	1 пКл/(мс ⁻²)			+180	0,1÷12000		40			16
8315	10 пКл/(мс ⁻²)			+250	0,1÷8100		27			102
5704	10 пКл/(мс ⁻²)				0,1÷8100					
8324	1 пКл/(мс ⁻²)			+400	1÷9000		30			100
5874	1 пКл/(мс ⁻²)				1÷10000					
8325	10 мВ/(мс ⁻²)				1÷10000					
8326	10 мВ/(мс ⁻²)				1÷10000					
Vibro-meter										
CE134	5 мкА/g	≤5	2000	-70 ÷ 350	5 ÷ 10000	2000	14			500
CA201	100 пК/g	≤5		-54 ÷ +260	0,5 ÷ 3000	2000	11	3300	1000	600
CA134	10 пК/g	≤5	2000	-196 ÷ +500	5 ÷ 6000	2000	14	150	1000	120
CA136	10 мкА/g	≤5	2000	-54 ÷ +260	3 ÷ 700	2000	25			500

Таблица 2.10

Характеристики вибропреобразователей со встроенной электроникой (тип ICP) для виброизмерительных систем

Фирма-изготовитель Марка преобразователя	Осевая чувствительность	Относ. поперечн. чувств.	Пиковые значения (макс. удар)	Рабочий диапазон температур	Частотный диапазон (неравномерность ± 1 дБ)	Амплитудный диапазон	Собственная частота в закреплённом состоянии	Уровень шума	Выходн. сопротивление	Уровень постоянного напряжения на выходе	Питание: напряжение/ток	Масса
	мВ/г	%	g	°C	Гц	$g_{\max}$	кГц	g	Ом	В	В/мА	г
Глобал тест (г. Саров, Россия) [24]												
AP28	30	<5	± 1000	$-40 \dots +125$	$0,5 \div 10000$	± 160	>30	0,0001	<500	$8 \div 10$	$+(15 \div 30)/2 \div 20$	40(26)
AP67	80	<5	± 500	$-40 \dots +125$	$0,0 \div 8000$	± 60	>25	0,0003	<500	$9 \div 13$	$+(22 \div 30)/2 \div 20$	60
AP68	80	<5	± 500	$-40 \dots +125$	$0,5 \div 8000$	± 60	>25	0,0003	<500	$9 \div 13$	$+(22 \div 30)/2 \div 20$	65
AP35-30	30	<5	± 500	$-60 \dots +125$	$0,5 \div 12000$	± 160	>40	<0,0001	<500	$8 \div 10$	$+(15 \div 30)/2 \div 20$	39
AP35-100	100	<5	± 500	$-60 \dots +125$	$0,5 \div 12000$	± 50	>40	<0,0003	<500	$9 \div 13$	$+(22 \div 30)/2 \div 20$	39
AP85	100	<5	± 500	$-40 \dots +125$	$0,5 \div 10000$	± 50	>25	0,0003	<500	$9 \div 13$	$+(22 \div 30)/2 \div 20$	60
AP71	$200 \div 300$	<5	± 500	$-40 \dots +125$	$1 \div 10000$	$\pm (4 \div 25)$	>35	0,0001	<500	$3 \div 9$	$+(9 \div 15)/ <4$	160
AP91	$30 \pm 10\%$	<5	± 500	$-40 \dots +125$	$0,5 \div 10000$	± 160	>35	0,0001	<500	$8 \div 10$	$+(15 \div 30)/2 \div 20$	90
AP98-100	$100 \pm 10\%$	<5	± 1000	$-40 \dots +125$	$0,5 \div 10000$	± 50	>40	0,0003	<500	$9 \div 13$	$+(22 \div 30)/2 \div 20$	25(40)
AP98-500	$500 \pm 10\%$	<5	± 1000	$-40 \dots +125$	$0,5 \div 12000$	± 10	>40	0,0003	<500	$9 \div 13$	$+(22 \div 30)/2 \div 20$	25(40)
AP98-500-6	$500 \pm 10\%$	<5	± 1000	$-40 \dots +85$	$0,5 \div 12000$	± 2	>40	0,0003	<500	$2,7 \div 3,7$	$+6/2$	25(40)
AP2081	$10 \pm 10\%$	<5	± 1000	$-40 \dots +125$	$0,5 \div 10000$	± 500	>30	0,0003	<500	$8 \div 10$	$+(15 \div 30)/2 \div 20$	34
AP2030	1	<3	± 10000	$-60 \dots +125$	$0,5 \div 20000$	± 5000	>60	0,003	<500	$8 \div 10$	$+(15 \div 30)/2 \div 20$	1,6
AP2031	1	<3	± 10000	$-60 \dots +125$	$0,5 \div 22000$	± 5000	>60	0,003	<500	$8 \div 10$	$+(15 \div 30)/2 \div 20$	1,6
AP2032	2	<3	± 5000	$-60 \dots +125$	$0,5 \div 18000$	± 2500	>55	0,0015	<500	$8 \div 10$	$+(15 \div 30)/2 \div 20$	2,3
AP2037	10	<5	± 5000	$-60 \dots +125$	$0,5 \div 15000$	± 500	>45	<0,0003	<500	$8 \div 10$	$+(15 \div 30)/2 \div 20$	10
AP2038	10	<5	± 500	$-40 \dots +125$	$0,5 \div 12000$	± 500	>35	<0,0003	<500	$8 \div 10$	$+(15 \div 30)/2 \div 20$	34
AP36-30	30	<5	± 500	$-40 \dots +125$	$1 \div 12000$	$\pm (20 \dots 130)$	>35	0,0003	<500	$3 \div 9$	$+(9 \div 15)/ <4$	39
AP36-50	50	<5	± 500	$-40 \dots +125$	$1 \div 12000$	$\pm (12 \dots 80)$	>35	0,0002	<500	$3 \div 9$	$+(9 \div 15)/ <4$	39
AP36-100	100	<5	± 500	$-40 \dots +125$	$1 \div 12000$	$\pm (6 \dots 40)$	>35	0,0001	<500	$3 \div 9$	$+(9 \div 15)/ <4$	39

Vibra-Metrics [36]												
1018-1019	10			-54...+120	$3 \div 10000$ (откл. $\pm 5\%$)	± 500	>60	0,0012	1000			16
1020 S	100			-54...+120	$3 \div 10000$ (откл. $\pm 5\%$)	± 50	>22	0,00015	1000			35
1026	100			-54...+120	$1 \div 5000$ (откл. $\pm 5\%$)	± 50	>20	0,00015	1000			23
1136/1136B	100			-18...+80	$3 \div 5000$ (откл. $\pm 5\%$)	$0,001 \div 50$	>18	0,00025	1000			50
1022/1022-1	100			-54...+120	$3 \div 5000$ (откл. $\pm 5\%$)	± 50	>25	0,00015	1000			50
6036	100			-54...+120	$3 \div 10000$ (откл. $\pm 5\%$)	± 80	>25	0,00015	50			85
Guardian 8000ST	100			-40...+120	$3 \div 10000$ (откл. $\pm 5\%$)	± 80	22	0,0003	200			30
Guardian 8000C	100			-40...+175	$3 \div 10000$ (откл. $\pm 5\%$)	± 50	22	0,0003	1000			30
Guardian 8000LB	100			-40...+120	$3 \div 10000$ (откл. $\pm 5\%$)	± 40	22	0,0003	200			30
НПП «ВиКонт» (г.Москва, Россия)												
ВК 310 С	0,53 мА/(мм/с) диапазон 0,1÷30 мм/с	<5		-10...+120	$10 \div 1000$					4÷20 мА	24+1,2	70
Брюль и Кьер (Дания)												
4395	1 мВ/(мс ⁻²)				$0,3 \div 18000$							
4398	1 мВ/(мс ⁻²)				$0,3 \div 18000$							
4396	10 мВ/(мс ⁻²)				$1 \div 18000$							
4399	10 мВ/(мс ⁻²)				$1 \div 14000$							
4384	1 мВ/(мс ⁻²)				$0,3 \div 12600$							
4382	3,16 мВ/(мс ⁻²)				$0,3 \div 8400$							
4370	10 мВ/(мс ⁻²)				$0,3 \div 4800$							
4378	3,16 мВ/(мс ⁻²)				$0,1 \div 3900$							
4394	1 мВ/(мс ⁻²)				$1 \div 25000$							
4397	1 мВ/(мс ⁻²)				$1 \div 25000$							

Таблица 2.11

Характеристики трехкомпонентных вибропреобразователей для виброизмерительных систем

Фирма-изготовитель	Осевая чувствительность	Относит. поперечн. чувств.	Пиковые значения (макс. удар)	Рабочий диапазон температур	Частотный диапазон (неравномерность ± 1 дБ)	Амплитудный диапазон	Собственная частота в закреплённом состоянии	Электрическая емкость	Сопротивление изоляции в нормальных условиях	Масса
Марка преобразователя	пКл/г	%	g	°C	Гц	$g_{\min}$	кГц	пФ	МОм	г
Глобал тест (г. Саров, Россия) [24]										
AP20	2	<5	± 10000	$-60 \dots +150$	$0,5 \div 18000$	± 5000	>50	$600 \div 900$	>10000	5 (8)
AP21	2	<5	± 20000	$-60 \dots +150$	$0,5 \div 20000$	± 10000	>55	$600 \div 900$	>10000	5 (8)
AP22	1	<5	± 50000	$-60 \dots +150$	$0,5 \div 22000$	± 25000	>80	$500 \div 700$	>10000	4 (6)
AP38	10	<5	± 10000	$-60 \dots +150$	$0,5 \div 10000$	± 5000	>35	$900 \div 1200$	>10000	26 (38)
AP80	2	<5	± 5000	$-60 \dots +150$	$0,5 \div 20000$	± 2500	>55	1000	>10000	6 (9)
AP81	10	<5	± 5000	$-60 \dots +150$	$0,5 \div 10000$	± 2000	>35	$900 \div 1200$	>10000	21 (32)
Vibra-Metrics [36]										
5300	100 мВ/г			$-54 \dots +120$	$3 \div 10000$ (откл. $\pm 5\%$)	± 80	>20			188
ЦНИИ им. А.Н. Крылова (г. Санкт-Петербург, Россия)										
ЗВП-9	100 мВ/мс^{-2} $\pm 3\%$	<2		≤ 80	$0,5 \div 900$ (откл. $\pm 10\%$)	3	2,7	5000		110
Брюль и Кьер (Дания)										
4321	1 пКл/мс^{-2}			+250	$0,1 \div 12000$		40			55
4326	$0,3 \text{ пКл/мс}^{-2}$			+175	$0,1 \div 12600$		40			10

2.4.2. Акселерометры

Акселерометры различаются на «зарядовые», датчики напряжения и со встроенной электроникой. Первые два типа относятся к высокоомным преобразователям, третий – к низкоомным.

Акселерометры измеряют абсолютное ускорение, а сигналы виброперемещения и виброскорости получаются путем преобразования в электронной части виброметра. Традиционная конструкция акселерометра имеет инерционную массу, наложенную на пьезоэлемент и прижатую пружиной в центре (рис. 2.5а,б).

Применение пьезоэлектрических датчиков по температуре окружающей среды ограничено, так называемой, точкой Кюри – температурой фазового перехода. При нагреве датчика возможен пирозэффект – появление заряда на выходе датчика и уменьшение чувствительности. Применяемые в пьезоэлектрических датчиках ферроэлектрические керамики имеют высокие значения точек Кюри и работают в температурных диапазонах до +250 °С (в ряде случаев до +400 °С). Эти ферроэлектрические керамики относятся к группе титанатов и цирконатов свинца. Фирма Vibro-meter использует естественный материал – турмолин, обладающий высокой стабильностью.

Пьезоэлектрический элемент акселерометра используется или как источник заряда, или как источник напряжения. В связи с этим, чувствительность акселерометра определяется по заряду на единицу ускорения или напряжению на единицу ускорения. Чувствительность по заряду не зависит от длины соединительного кабеля, а по напряжению зависит. Учитывая это, калибровка акселерометров по напряжению проводится с определенным соединительным кабелем. Чувствительность по напряжению не зависит от частоты вибрации в области низких и средних частот, а по заряду уменьшается с темпом около 2,5 % на декаду (акселерометры «Брюль и Кьер»).

Наибольшей чувствительностью обладают сдвиговые и изгибные конструкции пьезодатчиков по сравнению с компрессионными. Они также имеют преимущества в части поперечной чувствительности.

Коэффициент преобразования пьезоэлектрических датчиков:

по напряжению: $k=dQ/C$;

по заряду: $k=dQ$,

где Q – заряд;

d – пьезомодуль;

C – емкость.

Чувствительность по заряду S_q выражается в единицах – заряд (пКл) на единицу ускорения механических колебаний:

$$S_q = \frac{\text{пКл}}{\text{мс}^{-2}} = \frac{(\text{пКл})_{\text{скз}}}{(\text{мс}^{-2})_{\text{скз}}} = \frac{(\text{пКл})_{\text{пик}}}{(\text{мс}^{-2})_{\text{пик}}}.$$

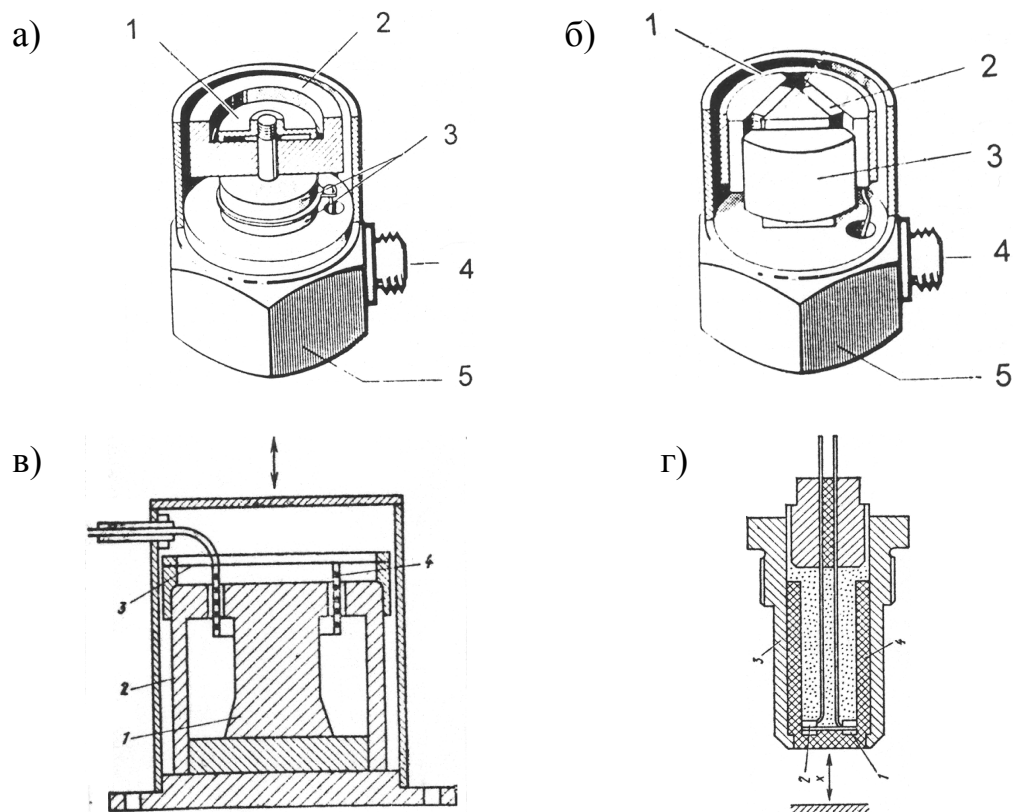


Рис. 2.5. Измерительные преобразователи вибрации.

- а) Пьезоэлектрические вибропреобразователи компрессионного типа:
1 – пружина предварительного сжатия; 2 – сейсмическая масса; 3 – пьезоэлектрический элемент, воспринимающий сжатие; 4 – выход сигнала; 5 – основание.
- б) Пьезоэлектрические преобразователи сдвигового типа:
1 – стяжное кольцо предварительного сжатия; 2 – сейсмическая масса; 3 – пьезоэлектрический элемент, воспринимающий сжатие; 4 – выход сигнала; 5 – основание.
- в) Электродинамический преобразователь относительного перемещения:
1 – магнит; 2 – магнитопровод; 3 – разрезные пружины; 4 – катушка в качестве инерционного элемента.
- г) Вихретоковый преобразователь относительного перемещения:
1 – рабочая катушка; 2 – катушка температурной компенсации; 3 – корпус; 4 – изоляционная втулка

Чувствительность по напряжению выражается отношением выдаваемого электрического напряжения на единицу ускорения механических колебаний:

$$S_V = \frac{\text{мВ}}{\text{мс}^{-2}} = \frac{(\text{мВ})_{\text{СКЗ}}}{(\text{мс}^{-2})_{\text{СКЗ}}} = \frac{(\text{мВ})_{\text{ПИК}}}{(\text{мс}^{-2})_{\text{ПИК}}}.$$

Для согласования параметров акселерометров с используемыми измерительными приборами служат предусилители – заряды и напряжения. Главной задачей предусилителя является преобразование высокого импеданса акселерометров в более низкий импеданс, допускающий непосредственное соединение акселерометров с измерительной аппаратурой.

Оптимальное применение имеют акселерометры с симметричным выходом, электрически изолированным основанием и дифференциальным предусилителем. Акселерометры с симметричным выходом – это акселерометры, у которых выводные провода имеют одинаковую емкость относительно земли.

Акселерометры с симметричным выходом и электрически изолированными основаниями мало чувствительны к воспринимаемым соединительным кабелям помехами электромагнитного происхождения. Для изоляции акселерометра используются специальные крепежные шпильки и слюдяные прокладки.

Дифференциальный предусилитель отдает выходные сигналы, пропорциональные разности сообщаемых им обоими жилами соединительных кабелей сигналов, компенсируют синфазные помехи. В применяемых акселерометрах не используется дифференциальный принцип (за исключением ICP).

Акселерометры чувствительны к колебаниям в поперечном направлении к главной геометрической оси – так называемая поперечная чувствительность, определяемая в процентах к чувствительности по заряду или напряжению (составляет 4...5 %). Поперечная чувствительность неравномерна по окружности в плоскости крепления преобразователя на объекте. На акселерометре отмечается место минимальной поперечной чувствительности (красной чертой). При измерениях, следует избегать высоких поперечных колебаний. Рабочий диапазон акселерометра по верхней частоте, в котором его характеристика равномерна и линейна, определяется, исходя из его амплитудно-частотной характеристики (рис. 2.6), которая определяется резонансной характеристикой датчика в закрепленном состоянии. Фазовая характеристика акселерометра не вносит искажений в пределах частоты АЧХ.

Датчики выпускаются нескольких групп, по характеристикам неравномерности:

- предел 5 %, т. е. погрешность измерения в рабочем диапазоне ± 5 %; предельная рабочая частота равна $0,22 f_{рез}$;
- предел 10 %, т. е. погрешность измерения в рабочем диапазоне ± 10 %; предельная рабочая частота равна $0,3 f_{рез}$;
- предел ± 3 дБ, т. е. определен частотой, на которой разность получаемого в результате измерения значения уровня и действительного значения составляет 3 дБ; предельная рабочая частота равна $0,54 f_{рез}$;
- предел ± 1 дБ; разность измеренного и действительного значения равна 1 дБ; предельная рабочая частота равна $0,3 f_{рез}$.

Нижний предел рабочего частотного диапазона определяется характеристикой предусилителя, используемого в виброметре.

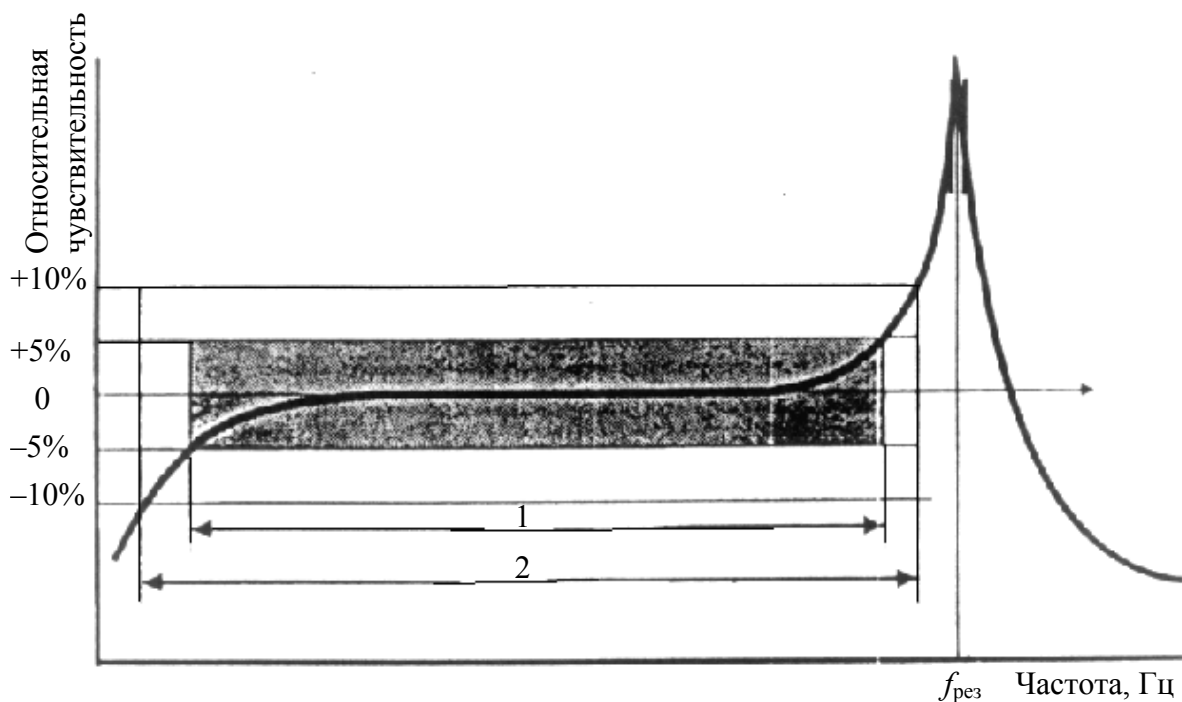


Рис. 2.6. Амплитудно-частотная характеристика акселерометра.

1 – тип датчика с 5% погрешностью в рабочем диапазоне;

2 – тип датчика с 10% погрешностью в рабочем диапазоне;

$f_{рез}$ – резонансная частота датчика

При использовании пьезоэлектрических датчиков с усилителем заряда, необходимо иметь в виду, что электрический шум на входе в усилитель заряда пропорционален суммарной емкости кристалла и кабеля входа в усилитель. Другими словами и в этом случае отношение сигнал/шум падает с увеличением длины кабеля. Следовательно, и при применении усилителя заряда надо применять малошумные кабели и минимизировать изгибы [36].

В последнее время получили распространение пьезоэлектрические датчики со встроенной электроникой, т. н. низко-импедансные – ICP (Intergrated Circuit Piezoelectric). Эти датчики имеют следующие преимущества:

- нечувствительность к наводкам в кабеле;
- независимость чувствительности системы от емкости и длины кабеля;
- применение двухпроводных линий и коаксиальных кабелей;
- более широкий частотный диапазон;
- надежная работа в загрязненной или влажной атмосфере;
- большая амплитуда выходного напряжения ($6 \div 9$ В), обеспечивающая большой динамический диапазон и высокую чувствительность;
- возможность дистанционного тестирования датчика.

Недостатки:

- ограничение по температуре не выше 175 °С (хотя есть датчики для температуры 250 °С);
- питание 15 ÷ 30 В.

Принцип работы ИСР-датчика показан на рис. 2.7. Преобразование выходного сопротивления из «высокого» в «низкое» (до 100 ÷ 1000 Ом) происходит в самом датчике. Напряжение с пьезокристалла подается на вход миниатюрного полевого транзистора (МОП), который запитывается постоянным током 1÷4 мА с напряжением 15÷28 В по двухпроводной линии. Подача напряжения с кристалла на вход транзистора изменяет его сопротивление и вызывает линейное изменение его напряжения смещения ($\Delta V = \pm 6 \div 9$ В). Это изменение передается от датчика на конденсатор блока питания, а затем может считываться регистрирующим прибором.

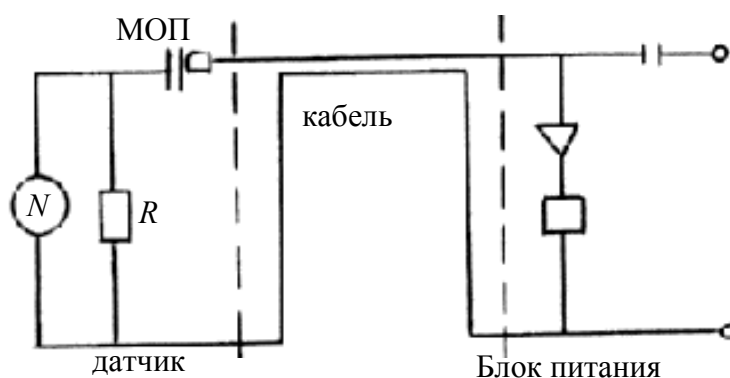


Рис. 2.7. Упрощенная схема низко-импедансного акселерометра.
МОП – миниатюрный полевой транзистор

Кроме рассмотренных выше вибропреобразователей, существуют цифровые датчики вибрации UBD-1, в которых встроен микропроцессорный преобразователь, позволяющий датчик непосредственно подключать к интерфейсу RS-485 компьютера.

Характеристики датчика:

- СКЗ в диапазоне 10÷1000 Гц;
- измерение виброскорости 0÷30 мм/с;
- погрешность – 5 %;
- период усреднения 1,6 с;
- габариты 50×50×55 мм;
- масса – 0,4 кг;
- температурные условия работы: –40 ÷ +80 °С;
- защита датчика IP 67.

На выходной сигнал пьезоэлектрического преобразователя могут влиять:

- температура окружающей среды и ее резкие изменения;
- магнитные и электрические поля;
- радиация;
- акустический шум;
- влажность.

В связи с этим изготовители преобразователей принимают специальные меры по исключению этих влияний и оговаривают их в паспортах на преобразователи.

Пьезоэлектрические датчики имеют наибольшую вибропрочность по сравнению с другими типами датчиков.

2.4.3. Электродинамические преобразователи

Электродинамические преобразователи измеряют абсолютную скорость и имеют по сравнению с акселерометрами больший выходной сигнал, но их применение ограничивается частотой 2000 Гц. Электродинамические преобразователи используются в основном в виброметрах общего уровня, измеряющих виброскорость (ведлосиметрах).

Принцип действия электродинамического преобразователя основан на использовании электродинамического эффекта. Электродинамический преобразователь содержит (рис. 2.5 в) магнитную систему, в зазоре которой расположена катушка с проводом. Обычно магнитная система закреплена на основании преобразователя, а катушка жестко соединена с сейсмической массой.

2.4.4. Вихретоковые преобразователи

Принцип действия вихретоковых преобразователей основан на взаимодействии вихретоковых токов, на вращающемся вале и в преобразователе (рис. 2.5 г). Предназначен для бесконтактного определения изменения перемещения объекта из электропроводных ферромагнитных и неферромагнитных материалов (проксиметры, см. табл. 2.14 и § 2.6).

2.4.5. Калибровка датчиков вибрации

Калибровка датчиков вибрации проводится в соответствии с ГОСТ ИСО 5347-0-95. Согласно этого ГОСТ устанавливаются следующие измеряемые характеристики:

АЧХ, ФЧХ и АХ; характеристики влияния (температура, влажность, перепад температур); чувствительность преобразователя: относительная поперечная, деформационная и магнитная.

Общие положения по методам калибровки изложены в ГОСТ ИСО 5347-0-95.

Первичная калибровка проводится методом лазерной интерферометрии (ГОСТ ИСО 5347-0-96). Допускаемая погрешность калибровки $\pm 0,5\%$ на опорной частоте (160 или 80 Гц), опорной амплитуде (100 или 10 м/с²) и опорной настройки усилителя: $\pm 1\%$ для частот до 1000 Гц включительно, $\pm 2\%$ для частот свыше 1000 Гц.

Калибровка датчиков, воспринимающих удар, проводится по ГОСТ ИСО 5347-2-97.

Вторичная вибрационная калибровка преобразователей проводится методов сличения по ГОСТ 30652-99 (ИСО 5343-3-93).

Метод сличения заключается в том, что эталонный и калибруемые датчики крепят друг к другу и устанавливают на стол вибростенда. Задают вибрацию с выбранной частотой и амплитудой и измеряют напряжения на выходе преобразователей. Определяют базовый коэффициент преобразования на базовый коэффициент преобразования на базовой частоте (для преобразователей ускорения предпочтительно 160 или 80 Гц) и базовой амплитуде (для датчиков ускорения предпочтительно 100 или 10 м/с²). Затем определяют коэффициенты преобразования преобразователя при других частотах и амплитудах. Результаты измерений выражаются в виде отклонения от базового коэффициента преобразования в процентах. Не синусоидальная форма колебаний стола вибростенда влияет на точность калибровки.

Пределы допустимой относительной погрешности:

- для датчиков скорости и перемещения в диапазоне частот $1 \div 20$ Гц — $\pm 10\%$, в диапазоне частот $20 \div 1000$ Гц — $\pm 4\%$;
- для датчиков ускорения в диапазоне частот $20 \div 1000$ Гц — $\pm 2\%$, в диапазоне частот $20 \div 2000$ Гц — $\pm 3\%$, в диапазоне частот $20 \div 5000$ Гц — $\pm 10\%$.

Фирмы «Глобал-Тест», «ВиКонт» и «Брюль и Кьер» выпускают специальные калибраторы для калибровки, проверки и градуировки виброизмерительной аппаратуры в полевых, судовых и лабораторных условиях. Характеристики калибраторов приведены в таблице 2.12.

Проверка исправности вибропреобразователей.

Проверка исправности пьезоакселерометров проводится путем сравнения емкости и сопротивления на выходе с паспортными данными.

Таблица 2.12

**Характеристики калибраторов вибрации для проверки, градуировки
виброизмерительной аппаратуры в рабочих условиях**

Изготовитель	«Глобал Тест»	«Глобал Тест»	«Брюль и Кьер»	«ВиКонт»
Марка калибратора	АТ01	АТ02	4294	ВСВ-131
Частота колебаний, Гц ($\pm 0,5\%$)	159,15	159,15	159,2	45; 64; 79,6
Ускорение (СКЗ $\pm 3\%$ м/с ²)	10	2÷20	10	
Скорость мм/с	10	2÷20		0,1÷70
Перемещение, мкм (СКЗ $\pm 3\%$)	10	2÷20		10÷500
Амплитуда поперечных колебаний, %	<5	<5		
Нелинейные искажения при массе датчика (0,5–10 г), %	<3	<3		
Нелинейные искажения при массе датчика (10–100 г), %	<1,5	<1,5		
Время выхода на режим, с	<5	<5		
Максимальная масса проверяемого датчика, г	100	150		1000
Максимальный момент крепления датчика, Нм	0,5	0,5		
Диапазон рабочих температур, °С	–10...+40	–10...+40		
Возможность подключения внешнего источника питания	–	Есть		
Масса, г	500	600		12 кг
Габариты, мм				240×235×290
Основная погрешность, %				<2
Питание	Блок 9 В	Блок 9 В		220/50 Гц

2.5. Выбор точек измерения вибрации

2.5.1. Общие правила выбора точек измерения

Точки измерения вибрации для оценки состояния машин и механизмов следует выбирать на корпусах подшипников или других элементов конструкции, которые в максимальной степени реагируют на динамические силы и характеризуют общее вибрационное состояние машин.

Общие рекомендации по точкам и направлениям измерения вибрации приведены в таблицах 2.1 и 2.2.

По возможности измерения необходимо проводить в трех взаимноперпендикулярных направлениях, проходящих через ось вращения. Расстояние от места установки датчика до подшипника должно быть кратчайшим и без контактных поверхностей различных деталей на пути распространения колебаний.

Для оценки ряда неисправностей достаточно измерения в одном или двух направлениях. Измерения в трех направлениях рекомендуется проводить при приемочных испытаниях. Число контролируемых точек должно быть равно количеству подшипников, хотя в ряде случаев достаточно измерений на двух подшипниках. Например, на насосах с электроприводом достаточно измерять на одном из подшипников электродвигателя и насоса, а также на корпусе насоса. Это замечание не относится к измерению ударных импульсов, которые должны измеряться на каждом подшипнике.

При периодическом контроле насосов и агрегатов допускается измерение в осевом и поперечном направлении, как правило, соответствующему минимальной жесткости системы.

Допускается измерять осевую вибрацию привода и нагнетателя только у подшипника свободного конца вала (при периодическом контроле). При диагностировании электрических машин допускается использование различных точек для механической и электромагнитной системы.

Место установки датчиков должно быть достаточно жестким (нельзя устанавливать датчики на тонкостенном корпусе или кожухе).

Необходимо использовать одни и те же точки и направления измерения при проведении мониторинга состояния. Повышению достоверности результатов измерений способствует использование в характерных точках приспособлений для быстрой фиксации датчиков в определенных направлениях. Для этой цели также целесообразно использовать трехкомпонентные преобразователи. По опыту фирмы DLI такой подход приводит к повышению достоверности диагноза [50].

2.5.2. Точки измерения вибрации по рекомендации разработчиков норм

При использовании норм вибрации различных разработчиков необходимо соблюдать их требования к точкам измерения. На рисунках 2.8 и 2.9 приведены рекомендации по точкам измерения вибрации согласно ГОСТ Р ИСО 10816-1-97 (аналогичны требования стандарта ISO 13377-1. На рис. 2.10 (а–з) приведены рекомендации по точкам измерения вибрации на судовых механизмах, согласно рекомендаций, Российского Морского Регистра судоходства [41]. Измерения вибрации в этом случае приводятся в трех взаимно перпендикулярных направлениях относительно осей судна: вертикальном, горизонтально-траверзном и горизонтально-продольном.

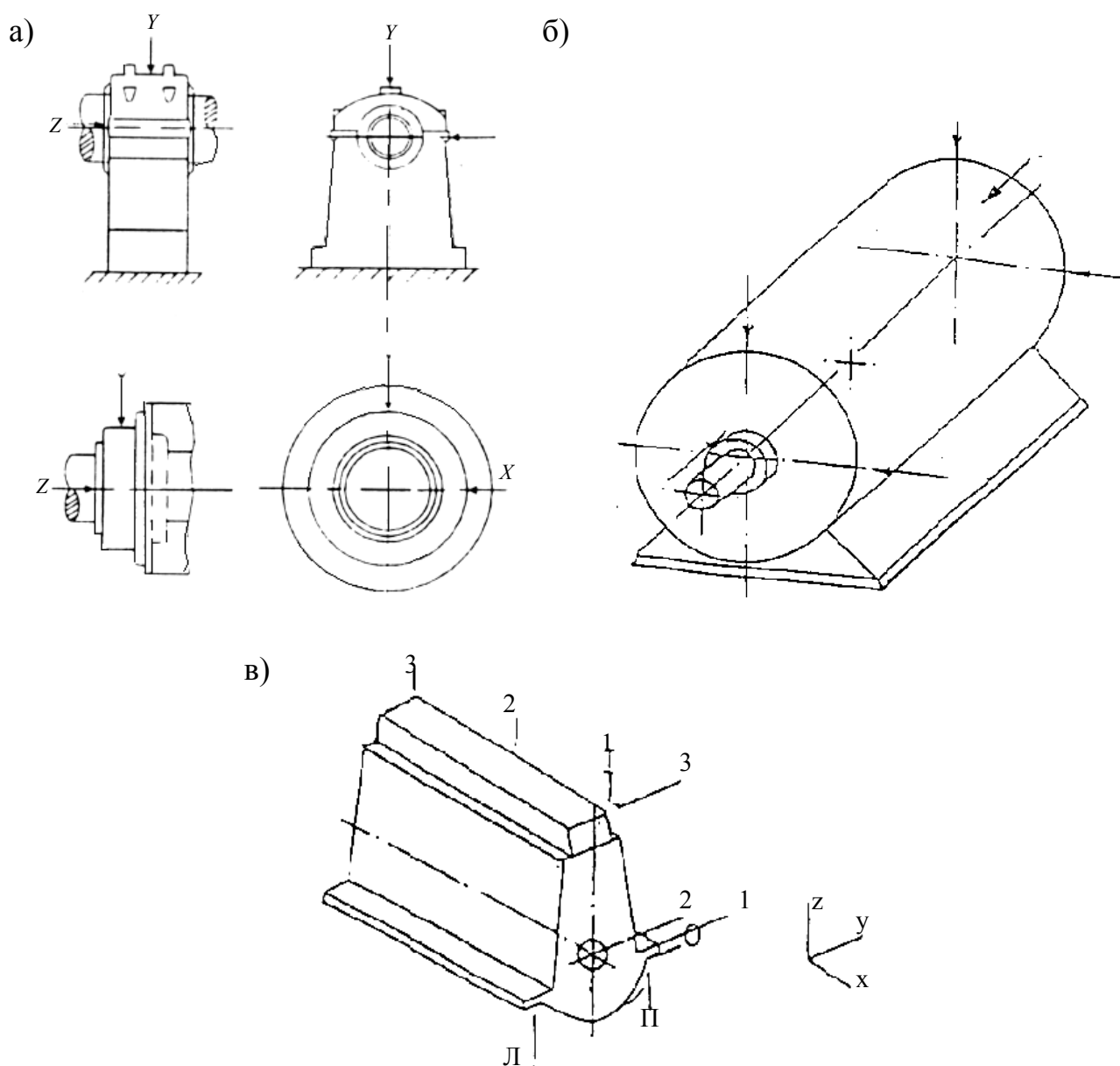


Рис. 2.8. Точки измерения вибрации согласно ГОСТ Р ИСО 10816-1-97.
а) – на корпусе подшипника; б) – на малых электрических машинах; в) – на двигателях внутреннего сгорания

2.5.3. Крепление вибропреобразователей

Крепление вибропреобразователей регламентируется ГОСТ Р ИСО 5348-99 и рекомендациями изготовителей датчиков. Для крепления преобразователей поверхность, на которую он крепится, должна быть очищена от краски и грязи. При креплении на шпильке отверстие на шпильке должно быть перпендикулярно поверхности, шпилька не должна упираться в доньшко резьбы датчика, датчик должен устанавливаться на тонкой масляной пленке. Пределы измерений по частоте (Гц) в зависимости от способа крепления указаны в таблице 2.13. В зависимости от способа крепления меняется резонансная частота преобразователя.

Масса преобразователя должна быть меньше массы объекта более чем в 10 раз. В магнитной державке, для крепления датчика используют магниты из самарий-кобальтового сплава SmCo_5 (сила удержания на отрыв 50...70 Н; на сдвиг 15...20 Н). Не закрепленный преобразователь отрывается от поверхности при ускорении более $1g$.

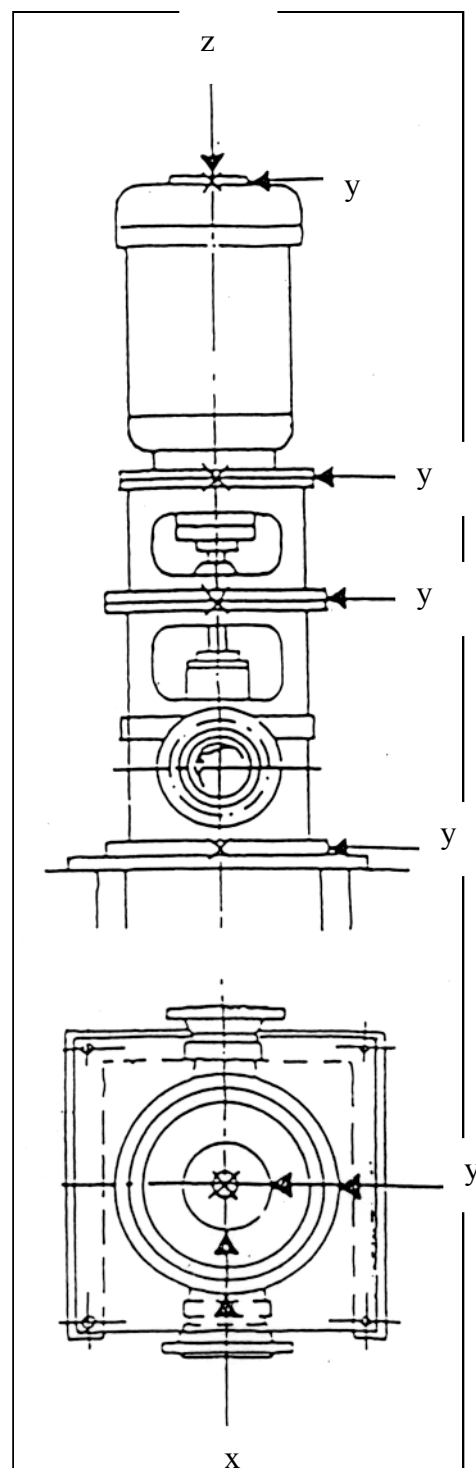


Рис. 2.9. Точки измерения на
вертикально установленной машине
по ГОСТ Р ИСО 10816-1-97

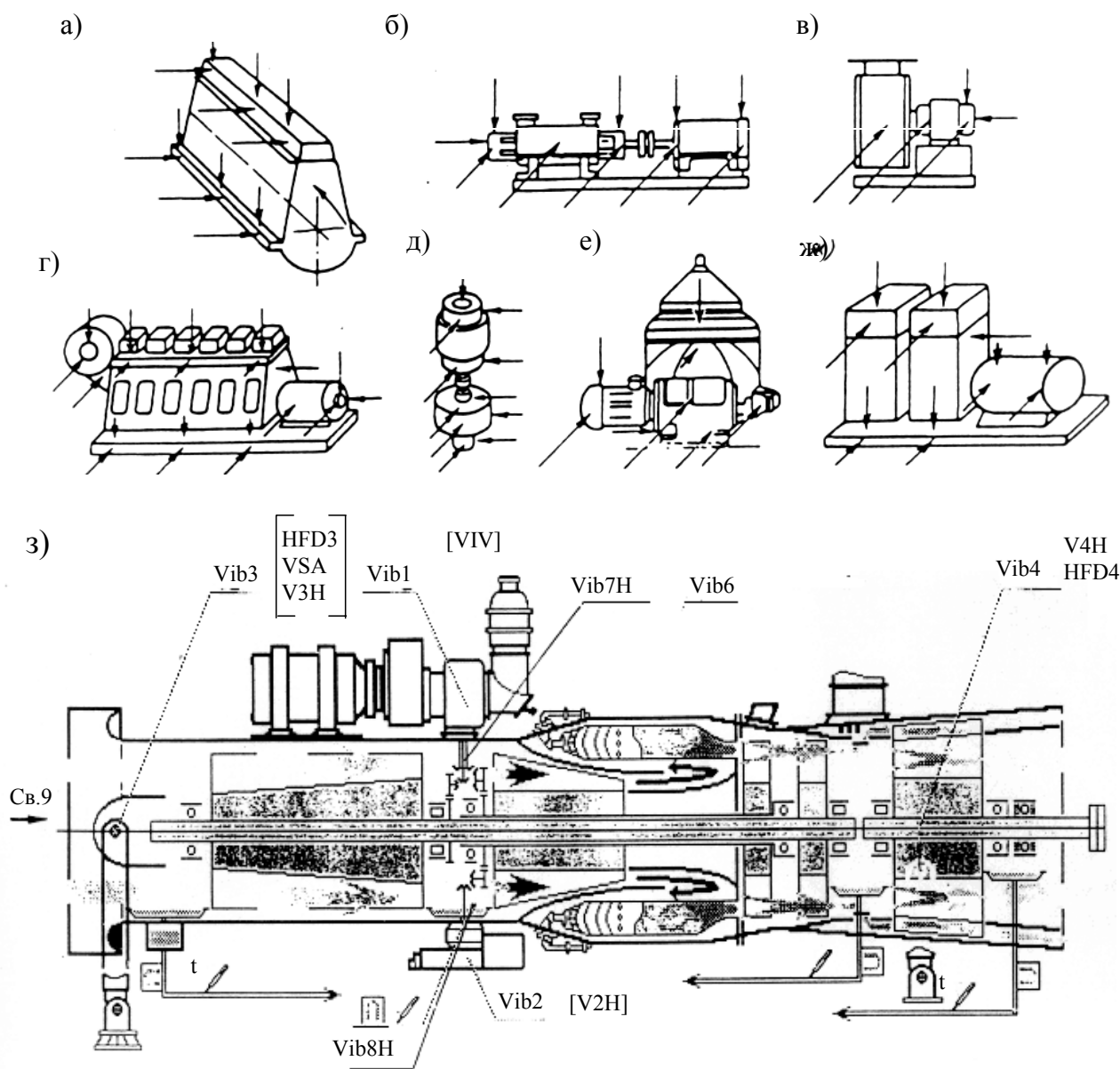


Рис. 2.10. Точки измерения вибрации по правилам Российского Морского Судоходства
а) – двигатель внутреннего сгорания; б) – горизонтальный насос; в) – вентилятор; г) – дизель-генератор; д) – вертикальный насос; е) – сепаратор; ж) – поршневой компрессор;
(Стрелками указаны точки и направления измерения вибрации)
з) – газотурбинный двигатель (ГТД)

2.6. Измерение перемещения вала

2.6.1. Способы измерения перемещения вала

Измерение перемещения вращающихся валов должно соответствовать ГОСТ Р ИСО 10817-1-9; ГОСТ Р ИСО 7919-1,2,3,4,5 и ISO 13373.

Измерение перемещения вала (траектории движения вала в подшипнике) является обязательным для всех относительно крупных машин с подшипниками скольжения. Используется два способа измерения перемещения вала: относительного перемещения и абсолютного перемещения (относительной и абсолютной вибрации) вала.

Таблица 2.13

Рекомендуемые пределы по частоте (Гц) для разных методов крепления акселерометров (с 5 % погрешностью)

Способ крепления	Рекомендации				
	Predict/DLI	Брюль и Кьер	ЦНИИ МФ	ГОСТ Р ИСО 5348-99 ^{**)}	ISO 13373-1 ^{***)}
Ручной датчик	650	900	1000...4000 ^{*)}	≈ 1000	2000 (лучше 1000)
На магните	1500	3000	8000	≈12000	7000
Жесткое крепление на шпильке	5000	20000	20000	≈20000	28000
На метилцианокриловом клее				≈15000	(на цементе) 28000
На воске				≈12000	8000
На тонкой с двусторонней клеящей поверхностью				≈10000	—

^{*)} Массивные ручные датчики, фирмы CSI, Microlog, ЦНИИ МФ обеспечивают измерение до частоты 4000 Гц;

^{**)} Исходя из приведенных типовых примеров;

^{***)} Пределы для преобразователей с резонансом 30 кГц по ISO 13373-1.

Система измерения относительно перемещения вала в одной плоскости показана на рис. 2.11а (по ГОСТ Р ИСО 10817-1-99). Рекомендуется использовать два датчика, расположенных друг к другу под углом 90° ($\pm 45^\circ$ от вертикальной оси в одной плоскости).

Типы используемых датчиков: оптические, индуктивные, емкостные. Ряд характеристик датчиков перемещения (проксиметров) приведены в табл. 2.14.

Особенности проксиметров:

- отсутствие зависимости выходного сигнала от материала контролируемого объекта;
- высокая разрешающая способность;
- широкий диапазон измеряемых амплитуд;
- низкая чувствительность к электромагнитным полям;
- малая нелинейность АХ.

Следует отметить, что перечисленные выше стандарты дают разные требования к датчикам перемещения (проксиметрам):

- диапазон частот: до 10 кГц;
- диапазон измерительных амплитуд: от 1 до 10 мм;
- температурный диапазон работы: от –50 до +200 °С.

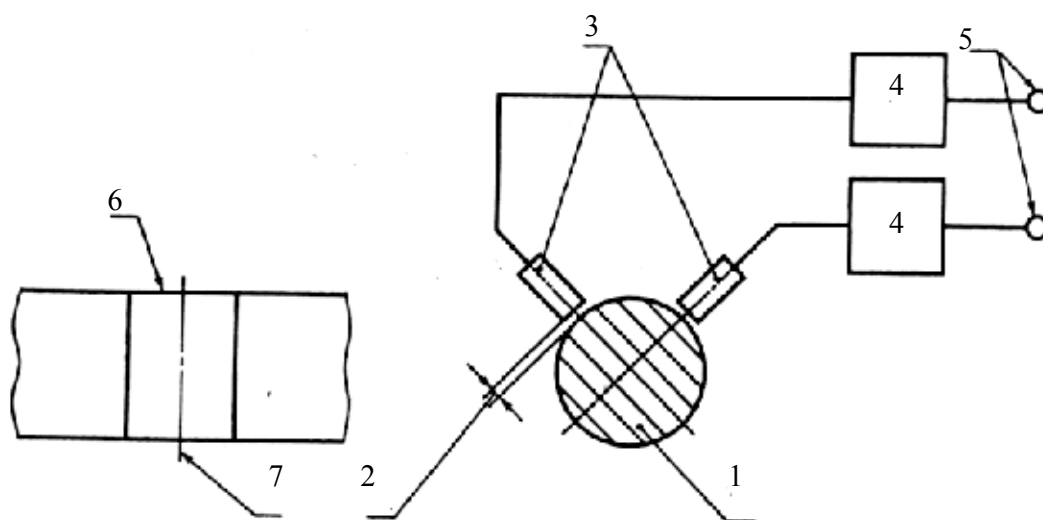


Рис. 2.11а. Система измерений вибрации вала в одной плоскости.

1 – вал; 2 – расстояние между датчиком и поверхностью вала; 3 – датчик; 4 – устройство согласования; 5 – выходные сигналы; 6 – траектория измерений; 7 – плоскость измерений

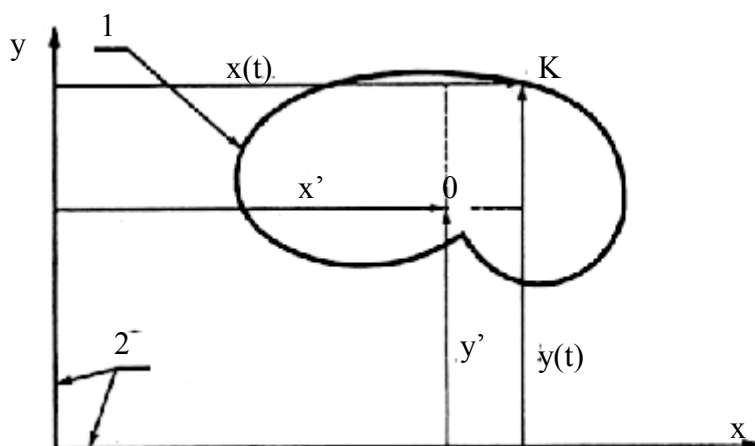


Рис. 2.11б. Траектория движения вала.

1 – траектория движения вала; 2 – координатные оси; 0 – среднее положение вала; К – мгновенное положение центра вала; x' , y' – средние значения перемещения вала; $x(t)$, $y(t)$ – мгновенные значения перемещения вала

Результатом измерения перемещения вала получается траектория, показанная на рис. 2.11б. (при исправном состоянии машины).

При измерении абсолютного перемещения (вибрации) вала используются одна из двух систем, приведенных на рис. 2.12а и 2.12б.

В первом случае, (рис. 2.12а), используется система, сочетающая измерение абсолютной и относительной вибрации, для чего используется две пары датчиков инерционного типа и датчиков относительного перемещения (бесконтактного типа), расположенных под углом друг к другу в 90° . Сигналы с выходов согласующих устройств этих датчиков суммируют, что обеспечивает измерение абсолютного движения вала.

Таблица 2.14

Датчики перемещения (проксиметры)

Фирма – изготовитель Марка преобразо- вателя	Диапазон измеряе- мых ам- плитуд колебаний	Диапа- зон из- меряе- мых частот	Диапазон выходно- го сигнала без усиления	Нелиней- ность АХ	Нерав- но- мерн. АЧХ	Темпера- турный диапазон	Питаю- щее напря- жение	Пита- ющий ток	Приме- чание
	мкм	Гц	В	%	%	°С	В	мА	
«Global Test» Тип: АЕ01 АЕ02	100÷6000 1÷3000	0÷20000 0÷20000	0...3 0...3	±1 ±1	±5 ±5	–40...+85 –40...+85	+(22...36) +(22...36)	<50 <50	
«Ви Конт» Тип вихрето- ковый ВК-316С	±300	10÷1000	4÷20 мА, 4 мВ/мкм			–30...+120	24±1,2 В		Начальный зазор 1,5±0,1 мм погреш- ность 5%

Во втором случае (рис. 2.12б) используются датчики-зонды, которые находятся в постоянном контакте с поверхностью вала и обеспечивают непосредственное измерение абсолютной вибрации. Система состоит из двух устройств преобразования, каждое из которых содержит по одному датчику инерционного типа и одному механизму зонда, передающего вибрацию с вала на этот датчик.

Эта система обеспечивает по одному выходному сигналу для каждого направления измерений. Причем выходной сигнал может быть преобразован, обеспечивая точное измерение абсолютного перемещения вала. В то же время, с помощью данной системы невозможно определить среднее положение вала относительно конструкции машины.

Стандарты контроля состояния машин по результатам измерения вибрации на вращающихся валах устанавливают нормы виброперемещения валов относительно подшипников скольжения ГОСТ Р 7919-3-99 распространяется на промышленные машинные комплексы со скоростью вращения от 1000 до 30000 мин^{–1}:

- паровые турбины (до 100 МВт);
- турбокомпрессоры;
- турбонасосы;
- турбогенераторы;
- турбовентиляторы;
- электрические приводы вместе с сопряженными устройствами.

Не распространяется на гидроэлектрические агрегаты мощностью более 1 МВт.

ГОСТ Р 7919-4-99 распространяется на газотурбинные агрегаты мощностью более 3 МВт и частотой вращения 3000÷30000 мин^{–1}.

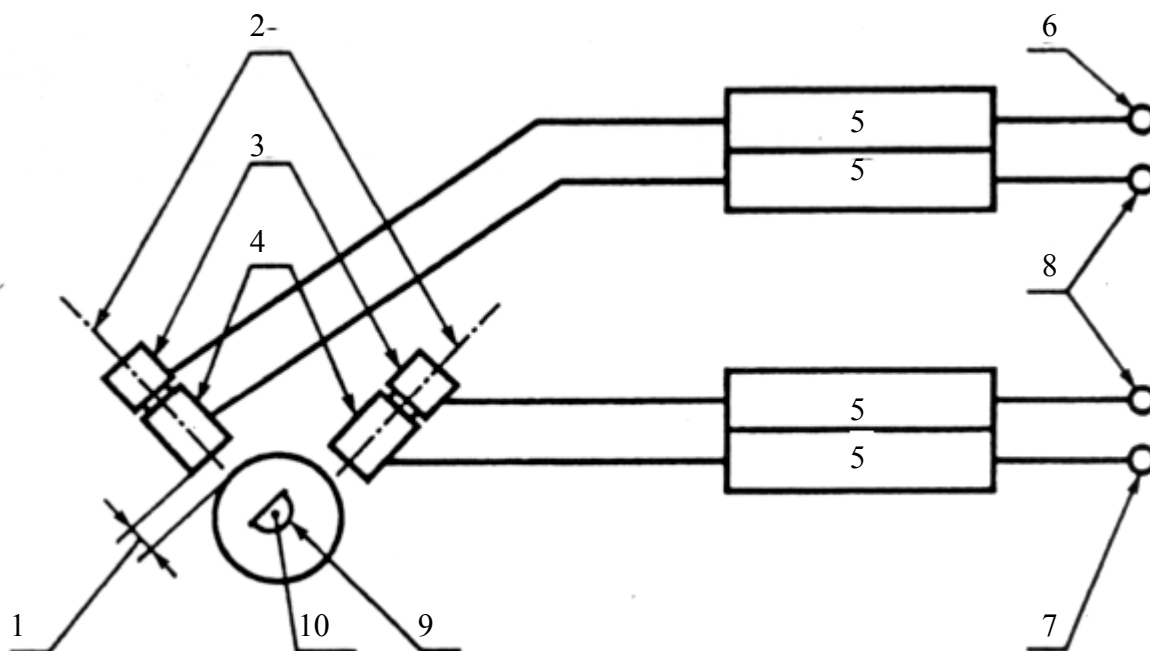


Рис. 2.12-а. Система измерений абсолютной вибрации вала в одной плоскости, включающая в себя датчики бесконтактного и инерционного типов.

1 – расстояние между датчиком и валом; 2 – измерительные оси; 3 – датчики бесконтактного типа; 5 – устройства согласования; 6 – направление 1; 7 – направление 2; 8 – выходные сигналы; 9 – траектория движения центра сечения ротора; 10 – геометрический центр траектории

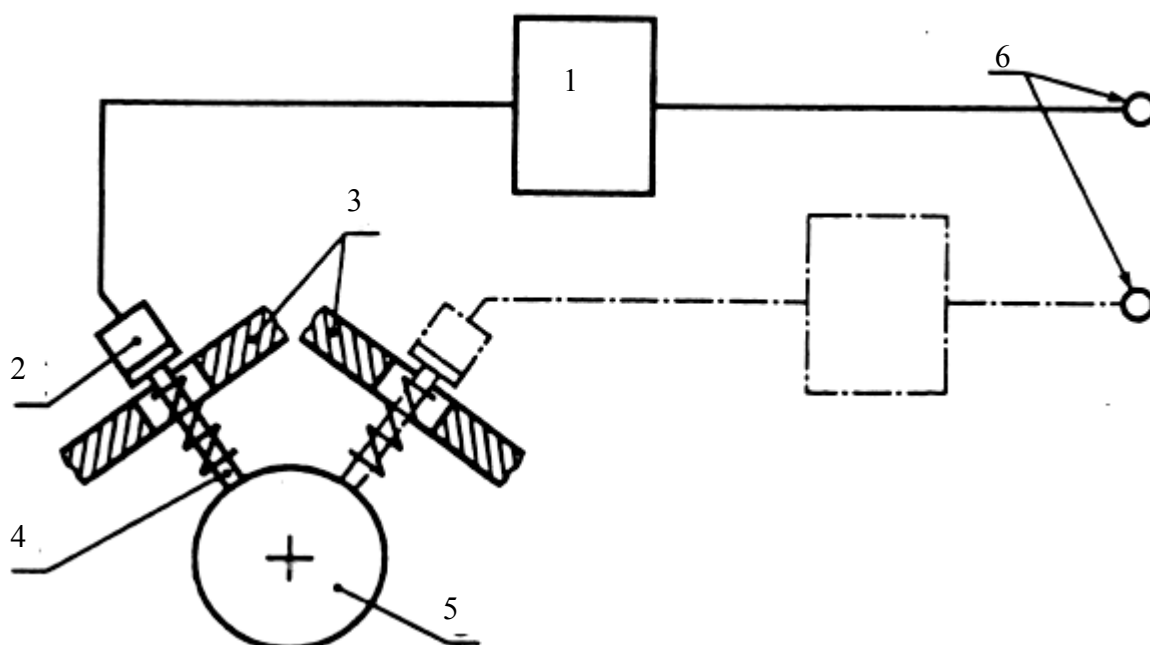


Рис. 2.12-б. Система измерений абсолютной вибрации вала в одной плоскости, использующая устройство с датчиком-зондом.

1 – устройство согласования; 2 – датчик инерционного типа; 3 – элементы конструкции машины; 4 – зонд; 5 – вал; 6 – выходные сигналы

Средства измерения должны обеспечивать измерения общей вибрации в диапазоне частот, верхняя граница которых больше максимальной рабочей частоты вращения в 2,5 раза.

Предел виброперемещения вала относительно подшипника определяется по величине размаха в мм (рис.2.13а). Категории **A**, **B**, **C** и **D** (см. § 1.1.2).

2.6.2. Использование анализа орбиты шейки вала в подшипнике для обнаружения неисправностей

Анализ орбиты шейки вала в подшипнике преимущественно используется при диагностике стационарных паровых турбин.

Для идентификации неисправностей используется анализ вида орбиты центра шейки вала, получаемый при измерении зазора между шейкой вала и подшипником.

Вид орбит и соответствующие им неисправности показаны на рис. 2.13б.

Особое внимание уделяется этому методу для раннего обнаружения трещин в валах ответственных машин.

2.7. Измерение частоты вращения и фазы

Измерение фазы колебаний проводится для следующих целей:

- балансировка ротора в собственных подшипниках;
- диагностирование машин по изменению фазовых характеристик.

Согласно рекомендациям ISO 13373-1 (табл. 2.1 и 2.2) измерение фазы рекомендуется проводить при диагностировании любой машины.

Для измерения частоты вращения и фазы используются бесконтактные оптические (инфракрасные и лазерные), токовихревые, электромагнитные преобразователи.

Принцип измерения частоты вращения оптическим преобразователем основан на измерении частоты мелькания отраженного луча, посылаемого датчиком на отражательную ленту, закрепленную на вращающемся валу. Датчик установлен в магнитной стойке, а магнитная стойка на некотором расстоянии от вращающегося вала. На переднем торце датчика имеются два отверстия: для выходящего и отраженного луча. На заднем торце датчика – фотодиод, сигнализирующий о контакте посылаемого луча с вращающимся валом.

Технические характеристики оптических датчиков:

Тип датчика	TP 795	S 18	404
Область применения	КонТест 795	Скан.	CSI
Частотный диапазон, мин ⁻¹	10÷20000	10÷20000	10÷20000
Расстояние до объекта, м	0,05÷0,3	0,1÷1	0,1÷4,5
Погрешность, %	±0,5		
Питание, В	9	5÷30	12

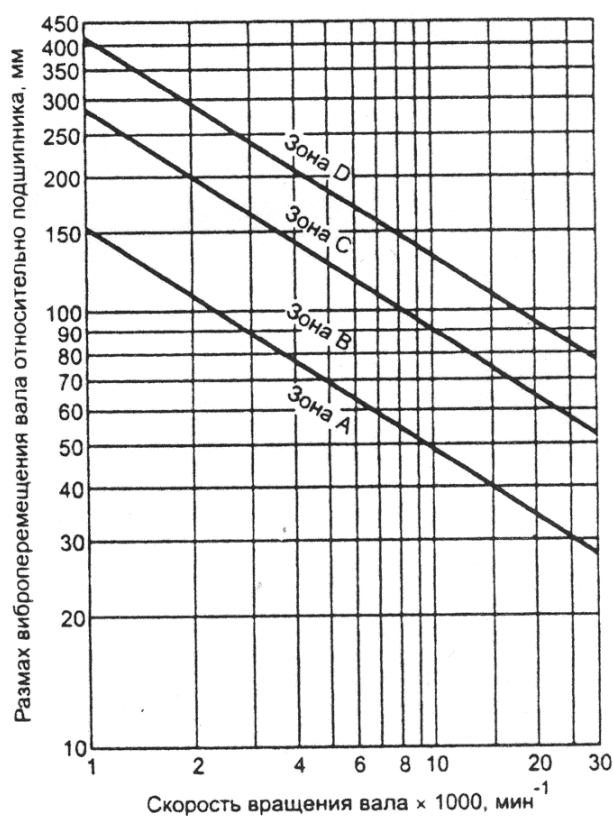


Рис. 2.13а. Рекомендуемые значения максимальных относительных перемещений вала в зависимости от максимальной рабочей скорости вращения вала машины

Виды орбит	Характеристика орбиты	Неисправность	Дополнительные характеристики
	Круг (медленно вращающийся круг)	1) нормальная работа 2) изогнутый вал	Вибрация на малых оборотах
	Небольшой эллипс	Дисбаланс ротора	
	«Банан»	Расцентровка	
	Восьмерка «завязанный бантик»	Несоосность	
	Восьмерка с разными орбитами	Появление трещины	Уровень вибрации нарастает фаза на выбеге <30. Появилась вторая гармоника высокого уровня. Изменение во времени. Резонанс больше, чем вторая гармоника
	Орбита с внутренней петлей	Срыв масляного слоя; развитие трещины	Резонанс меньше чем вторая гармоника.
	Вытянутый эллипс	Резонанс ротора	
	«Банан» с плоской стороной	Подшипник перегружен или перекошен	

Рис. 2.13б. Орбита движения ротора в подшипнике при различных неисправностях

Принцип использования информации о фазе колебаний для диагностирования приведен на рис. 2.14 (по данным фирмы Брюль и Кьер)*. Статический разбаланс обуславливает повышенные радиальные колебания на подшипниках, которые находятся в синфазном режиме. Динамический разбаланс характерен повышенными радиальными колебаниями на подшипниках, находящихся в противофазе. Качающее движение механизма, возбуждаемое другим источником, сопровождается как радиальными, так и осевыми колебаниями, соответствующими частоте вращения, причем эти колебания находятся в противофазе.

Изгиб вала вызывает также радиальные и осевые колебания на подшипниках. Однако осевые колебания будут в противофазе, а радиальные колебания будут синфазными.

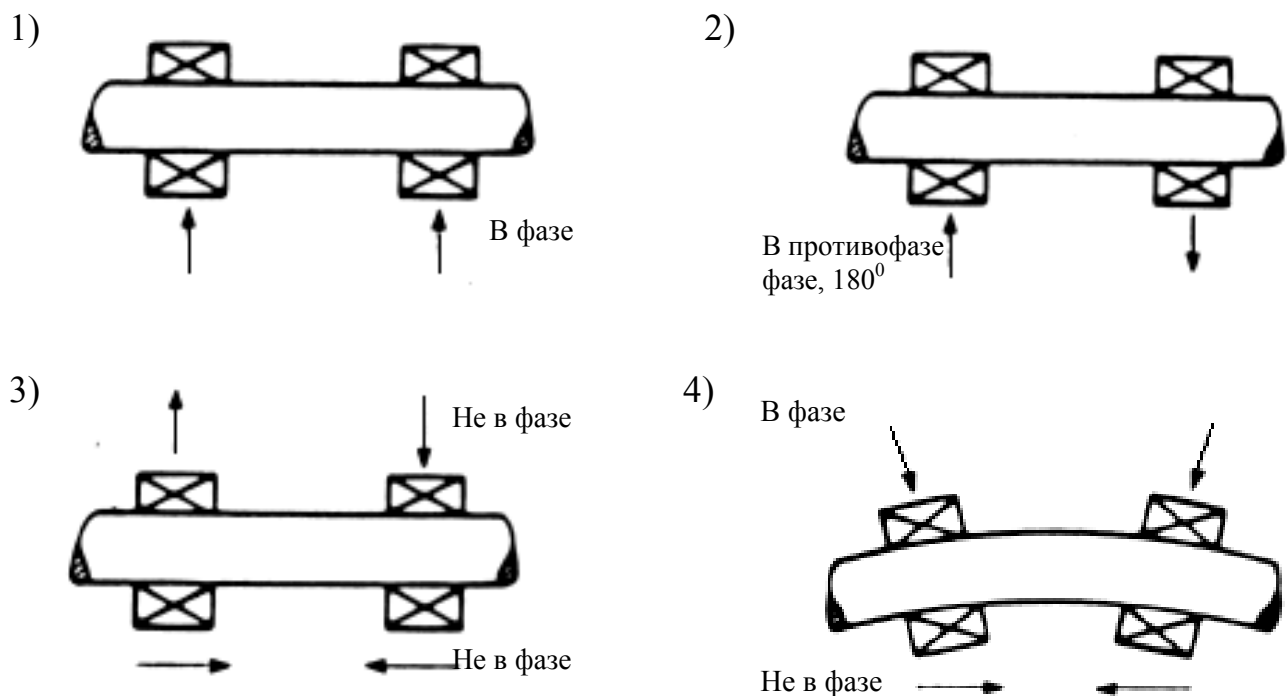


Рис. 2.14. Измерение фазы.

- 1 – статический разбаланс;
- 2 – динамический разбаланс;
- 3 – качающее движение;
- 4 – изгиб вала

* Анализ сдвига фаз может быть применен для синусоид с одинаковым периодом

2.8. Измерение ударных импульсов

2.8.1. Сущность метода ударных импульсов

Назначение ударных импульсов – определение состояния подшипников качения и качество их смазки у электродвигателей, насосов, сепараторов, вентиляторов, турбокомпрессоров для наддува дизелей и т. д. Метод ударных импульсов используется для оценки состояния топливных насосов высокого давления и форсунок дизелей, клапанов поршневых компрессоров. Метод также используется для оценки срывных явлений и кавитации в различных типах насосов.

Метод ударных импульсов основан на измерении и регистрации механических ударных волн, вызванных столкновением двух тел. Ускорение частиц материала в точке удара вызывает волну сжатия, которая в виде ультразвуковых колебаний распространяется во всех направлениях по механизму. Ускорение частиц материала в начальной фазе удара зависит только от скорости столкновения и не зависит от соотношения размеров тел. Период времени столкновения тел мал, в связи с чем заметной деформации не происходит. Величина фронта волны является мерой скорости столкновения (удара) двух тел. Во второй фазе удара поверхности двух тел деформируются, энергия движения отклонит тело и вызовет в нем колебания, которые обычно распознаются вибрационным анализом. Для измерения ударных импульсов используется пьезоэлектрический преобразователь, на который не оказывает влияние фон вибрации и шум. Преобразователь механически и электрически настроен на частоту резонанса датчика в $28 \div 32$ кГц. Вызванная механическим ударом фронтальная волна сжатия, возбуждает затухающие колебания в преобразователе. Пиковое значение амплитуды этого затухающего колебания прямо пропорционально скорости удара. Поскольку затухающий переходной процесс очень хорошо определяется и имеет постоянную величину затухания, его можно отфильтровать от других сигналов, т. е. от сигнала вибрации. В основе метода ударных импульсов лежит измерение и анализ амплитуды ударного импульса. Величина ударных импульсов, генерируемых подшипником, увеличивается в 1000 раз, начиная с нового подшипника до его значительного повреждения, требующего замены. Для анализа таких больших значений используют логарифмическую шкалу в дБ, характеризующую абсолютную степень удара dB_{sv} .

Приборы ударных импульсов могут быть построены по двум типам обработки сигнала ударных импульсов.

В первом случае учитывается, что новый, тщательно смазанный подшипник также генерирует ударные импульсы. Значение этого начального ударного импульса оценивается величиной dB_i , которая, в основном, зависит от

скорости вращения подшипника и его внутреннего диаметра. Увеличение значения dB_{sv} и dB_i является нормированной характеристикой состояния подшипника:

$$dBN = dB_{sv} - dB_i;$$

Величину dB_i можно оценить по формуле:

$$dB_i = 20 \lg (n D_{\text{вн}} / 3160)^{0,625}, \quad (2.1.)$$

где n – частота вращения, мин^{-1} ;

$D_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр подшипника, мм.

На основании этой формулы в приборы вводят значения n и $D_{\text{вн}}$ для вычисления dB_i . В спектре ударных импульсов рассматривают два характерных уровня ударных импульсов, отличающихся значениями амплитуды и частоты (количеством ударов в минуту):

- фоновый уровень dB_c , характеризующий состояние смазки и общий износ элементов подшипника качения (большая частота ударов с низкой амплитудой);
- максимальный или пиковый уровень dB_m , характеризующий величину дефекта подшипника (большая амплитуда ударов с любой частотой).

По этому принципу построены приборы SPM ТЗО и КонТест 77 ДМ.

Во втором случае используют не скорректированные значения ударных импульсов dB_{sv} – NR и LR (высокие и низкие значения). Эти параметры используют для сравнения одного или нескольких ударных импульсов или определения затухания прохождения сигнала между поверхностями деталей машины.

Время измерения сигнала NR – 3 с, LR – 7 с. На этом принципе построен прибор SPM АЗО.

Динамические диапазоны измерения ударных импульсов (dB_{sv}).

В приборах SPM: АЗО – $19 \div 99$ дБ; ТЗО – $19 \div 99$ дБ;

КонТест 77 ДМ: $5 \div 90$ дБ.

Следует отметить, что отрицательные значения относятся к более идеальным подшипникам, чем были приняты при составлении шкалы dB_{sv} . В приборах КонТест 77ДМ также встречаются отрицательные значения.

Рассмотрим типовые примеры ударных импульсов. При хорошем состоянии подшипника удары возникают, в основном, от качения шариков по неровностям беговой дорожки подшипника и создают уровень фона с низким значением амплитуды ударов $dB_c < 10$ дБ, на котором имеются (рис. 2.15а) случайные удары с амплитудой $dB_m < 20$ дБ.

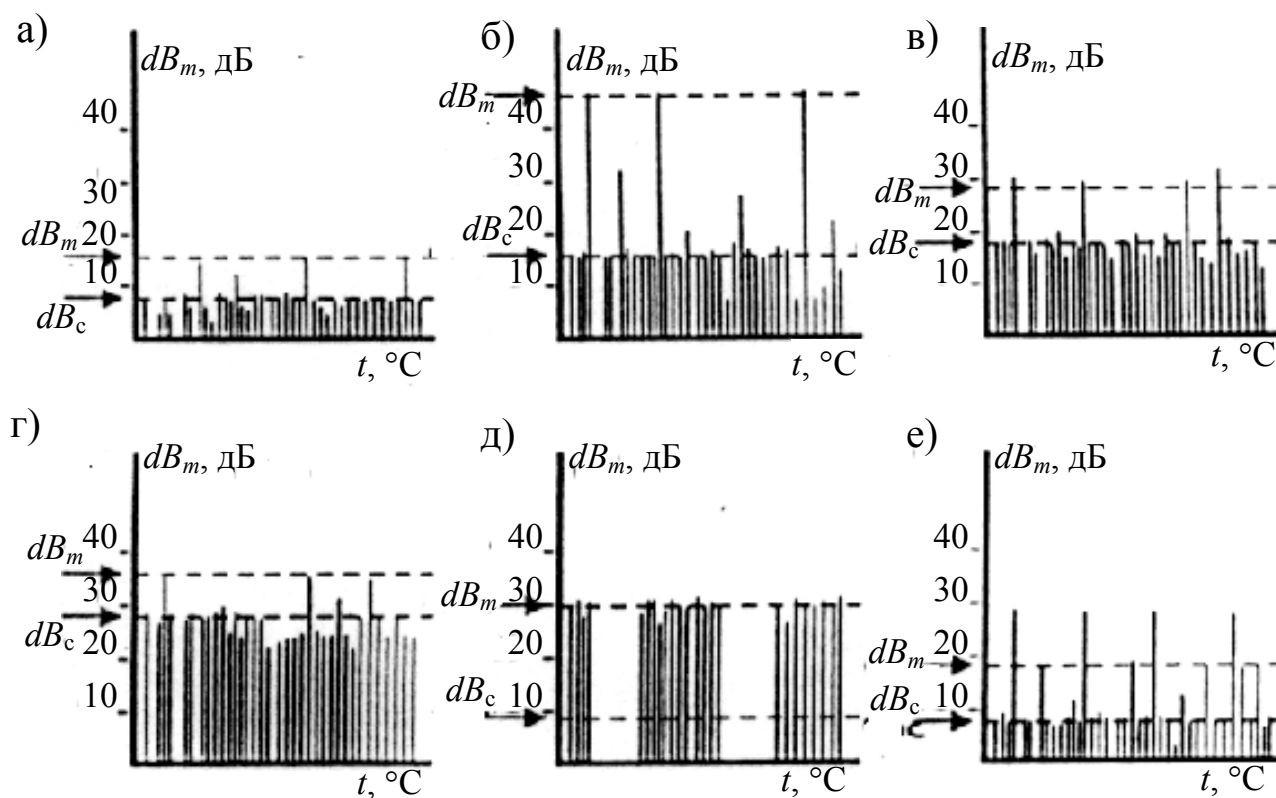


Рис. 2.15. Типовые примеры ударных импульсов на корпусе подшипника качения

При появлении дефектов на беговой дорожке или шариках (роliках) на общем фоне возникают максимальные значения (рис. 2.15б) ударов с большой амплитудой $dBm > 35 \div 45$ дБ. Удары возникают беспорядочно, часто значения фона лежат в пределах $dBc < 20$ дБ, хотя при сильном повреждении подшипника возможно увеличение фона.

Как правило, наблюдается большая разница dBm и dBc . При отсутствии смазки или слишком плотной (слабой) посадке подшипника увеличивается фон подшипника ($dBm > 10$ дБ), даже если подшипник не имеет еще каких-либо повреждений на беговых дорожках. Амплитуды максимальных ударов и фона относительно близки ($dBm = 30$, $dBc = 20$ дБ), (рис. 2.15в). При кавитации насоса (измерение на корпусе подшипника) уровни фона характеризуются высоким значением амплитуды. Разница максимальных значений и фона весьма мала $dBm \sim 40$ дБ, $dBc \sim 30$ дБ (рис. 2.15г). Механическое касание вблизи подшипника между вращающейся и неподвижными частями механизма вызывает ритмичные (повторяющиеся) всплески максимальных значений (рис. 2.15д). Если подшипник подвергается ударной нагрузке, например, от хода поршня в компрессоре, то на общем фоне dBc можно различить максимальные значения ударных импульсов dBc от подшипника и компрессора (рис. 2.15е).

Характеристики приборов ударных импульсов и каналов измерения ударных импульсов в комбинированных приборах приведены в таблице 2.15.

Таблица 2.15

**Характеристики приборов и каналов в комбинированных приборах
для измерения ударных импульсов**

Марка прибора	«КонТест» 77ДМ	«КонТест» 795М	<u>АЗО</u> ТЗО	Vibrotip	SKF SEE PEN СМВРЗО
Изготовитель	«КонТест» ЦНИИ МФ	«КонТест» ЦНИИ МФ	SPM Швеция	Pruftechnik	SKF Швеция
Основной прибор	Основной	Канал	Канал	Канал	Основной
Диапазон характеристик подшипников: <i>Частота вращения,</i> мин ⁻¹ <i>Внутренний диаметр,</i> мм	10÷32000 5÷1000	10÷32000 5÷1000			
Динамический диапазон, дБ	5 до 90	10÷90	$\frac{-19 \div 99 \text{ dB}_{sv}}{-9 \div 99 \text{ dB}_{sv}}$	-9÷90	1÷250 ед. SEE 250÷300 кГц
Разрешающая способность, дБ	5	5	1	1	
Точность, дБ	5	5	±1		
Резонансная частота, кГц	28	28			
Рабочая температура, °С	0÷50	0÷35	0÷50	0÷60	-10...+50
Продолжительность работы без подзарядки, час	8	6	50	20	
Размеры, мм	155×80×30	100×200×40	255×105×60	180×81×32	150×20×18
Масса, кг	0,34	1,4	0,85	0,3	0,08
Память, количество точек		3000	500		
Защита корпуса				IP 65	

Для прибора АЗО, фирмы SPM предусмотрена специальная программа, которая в отличие от прибора ТЗО, дает возможность определить какова толщина масляной пленки. В ряде случаев эта программа позволяет подобрать оптимальную смазку для подшипника качения.

2.8.2. Выбор точек измерения ударных импульсов

Измерение ударных импульсов должно проводиться непосредственно на корпусе подшипника. При этом, должны выполняться следующие условия:

- путь прохождения сигнала от наружной обоймы подшипника до точки замера должен быть как можно более прямым и коротким, не пересекать прокладки и стыки деталей;
- место измерений должно выбираться в зоне корпуса подшипника, воспринимающего нагрузку на подшипник.

При выборе точек измерения, следует обратить внимание на направления распространения ударного импульса от шариков подшипника качения. На рис. 2.16 и 2.17 показаны схемы измерений, поясняющие эти принципы (по данным фирмы SPM).

Точки измерения должны быть одними и теми же при проведении периодических измерений с большим интервалом и аналогичными на одних и тех же типах машин. На рис. 2.18 приведены стандартизированные точки измерения ударных импульсов на различных механизмах, принятые в ЦНИИ МФ.

Если к корпусу подшипника нет свободного доступа (закрыт кожухом, расположен в стаканах, подшипниковый щит имеет разъемы или подшипник установлен на втулке, закрытой щитом), то измерения ударных импульсов должны выполняться с помощью специального преобразователя, закрепленного на корпусе подшипника (рис. 2.19) или специального длинного измерительного болта, проходящего через кожух и закрепленного в теле корпуса подшипника.

2.9. Измерение собственных частот

Самым распространенным методом измерения собственных частот отдельных узлов машин и механизмов является закрепление на узле акселерометра (как правило, малой массы) и возбуждение собственных колебаний узла ударным воздействием. При этом виброизмерительный прибор фиксирует собственную частоту узла во временной области, используя БПФ (спектр ударного возбуждения).

Спектр собственных частот – совокупность собственных частот линейной системы, расположенных в порядке возрастания.

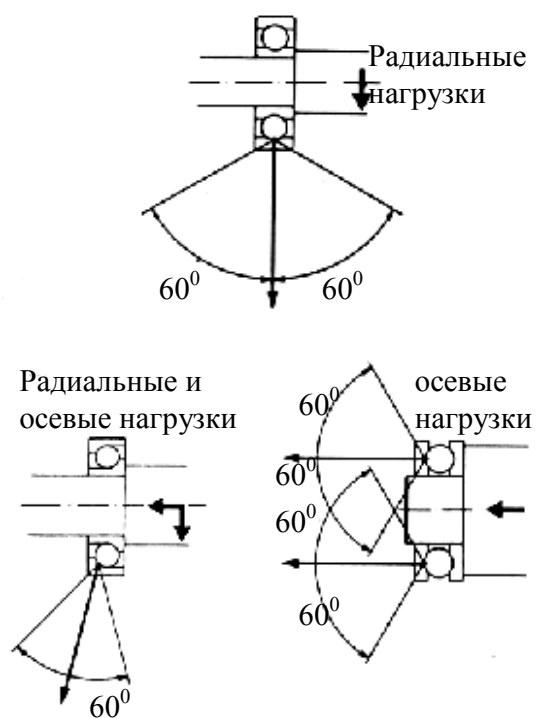


Рис. 2.16. Зоны ударных импульсов, в пределах которых следует проводить измерения

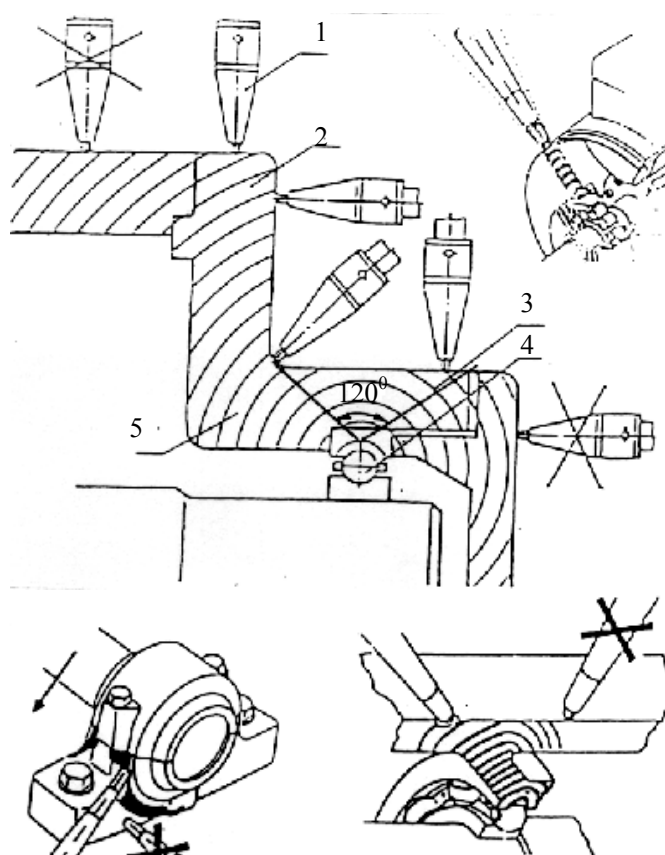


Рис. 2.17. Как правильно измерять ударные импульсы подшипников качения.
 1 – преобразователь; 2 – корпус подшипника; 3 – распространение волн напряжений;
 4 – подшипник с дефектом; 5 – зона измерения ударных импульсов

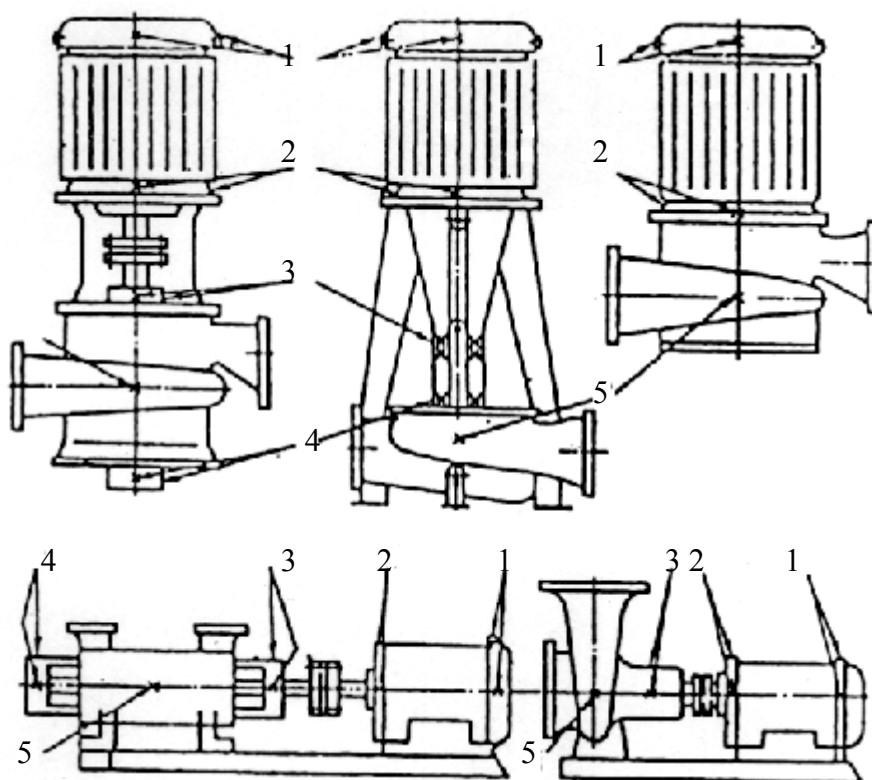


Рис. 2.18. Точки измерения ударных импульсов на насосах и электродвигателях.

- 1 – верхний (задний) подшипник электродвигателя;
- 2 – нижний (передний) подшипник электродвигателя;
- 3 – верхний (передний) подшипник электродвигателя;
- 4 – нижний (задний) подшипник насоса;
- 5 – корпус насоса

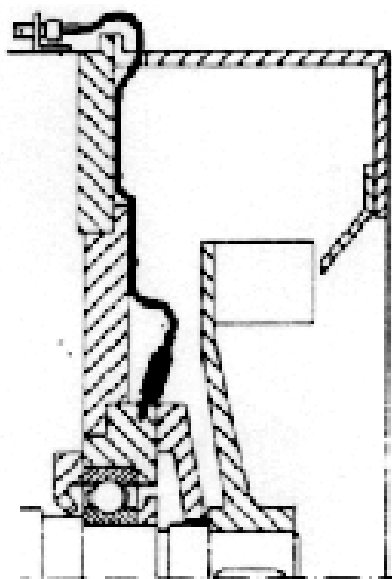


Рис. 2.19. Измерение ударных импульсов при затруднительном доступе к подшипнику

2.10. Погрешность виброизмерительной аппаратуры и ее поверка

2.10.1. Погрешности виброизмерительной аппаратуры

Основные источники погрешности виброизмерительной аппаратуры:

- неправильная установка коэффициента преобразования;
- неравномерность АЧХ (не должна превышать значений, регламентированных эксплуатационной документацией);
- нелинейность АХ;
- непропорциональность ФЧХ;
- поперечная чувствительность преобразователя выше нормы, указанного в паспорте;
- деформационная чувствительность виброизмерительного преобразователя (ВИП) из-за деформации объекта в месте крепления преобразователя.

Погрешность измерения вибрации принимается указанной в паспорте, если измерения соответствуют указанным в паспорте условиям.

2.10.2. Поверка виброметров с пьезоэлектрическими и индукционными преобразователями

Поверка виброметров в соответствии с методикой поверки МИ 1873-88. Поверки подвергается измерительный прибор виброметра (ИПВ) и виброизмерительный преобразователь (ВИП). При поверке виброметров определяется:

- электрическое сопротивление изоляции;
- основная погрешность виброметра (в рабочем диапазоне амплитуд и частот);
- проверка встроенных фильтров;
- неравномерность амплитудно-частотной характеристики (АЧХ).

При поверке пьезоэлектрических и индуктивных виброизмерительных преобразователей (ВИП) определяются;

- электрическое сопротивление^{*)};
- электрическая емкость^{*)};
- внутреннее сопротивление^{**)};

^{*)} Только для пьезоэлектрических ВИП (виброизмерительных преобразователей).

^{**)} Только для индукционных ВИП

- действительное значение коэффициента преобразования;
- относительный коэффициент поперечного преобразования;
- неравномерность АЧХ;
- нелинейности АХ;
- частота установочного резонанса пьезоэлектрических виброизмерительных преобразователей (ВИП);
- определение поперечного резонанса.

Нормативные условия проведения поверки виброметров:

Температура окружающего воздуха, °С	20^{+5}_{-2}
Относительная влажность, %	60 ± 20
Атмосферное давление, Кпа	100 ± 4
Отклонение напряжения питания, %	± 10
Частота переменного тока сети питания, Гц	$50 \pm 0,5$
Уровень звукового давления, дБ	60

Определение метрологических характеристик:

Основную погрешность виброметра определяют в рабочем диапазоне амплитуд на фиксированной частоте в диапазоне 10÷1000 Гц не менее чем при пяти значениях амплитуд. ВИП поверяемого виброметра устанавливают на вибровозбудитель образцовой виброустановки так, чтобы ось чувствительности ВИП совпадала с направлением колебаний.

Основная погрешность определяется по формуле

$$\delta_a = \frac{X_n - X_g}{X_g} \cdot 100\%,$$

где X_n – показание виброметра;

X_g – значение параметра вибрации, воспроизводимого образцовой виброустановкой.

Числовое значение V_g – должно выражать амплитудное, среднее квадратическое или среднее значение измеряемой величины (виброперемещение, виброскорость или виброускорение) в зависимости от градуировки шкалы измерительного прибора.

Основную погрешность виброметра в рабочем диапазоне частот определяют при близких к постоянным значениям виброперемещения, виброскорости и виброускорения, воспроизводимых образцовой установкой не менее чем при 10 значениях частот, при этом два значения частот должны быть в начале диапазона, а два – в конце.

При периодической поверке значения частот следует выбирать из ряда: 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,1; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16; 20; 25; 31; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500; 3150; 4000; 5000; 6300; 8000; 10000; 12500; 16000; 20000 Гц с интервалом не более октавы.

Основную погрешность виброметра в рабочем диапазоне частот δ_f определяют по формуле:

$$\delta_f = \frac{X_{\text{п}} - X_{\delta}}{X_{\delta}} \cdot 100\%,$$

где $X_{\text{п}}$ – максимальное и минимальное показание виброметра;

X_{δ} – показание виброметра на фиксированной частоте, на которой определяли основную погрешность в диапазоне амплитуд.

Если виброметром измеряют среднее квадратическое, амплитудное или среднее значение параметров вибрации, то основную погрешность определяют для каждого параметра.

Проверка встроенных фильтров. Проверку встроенных фильтров проводят для виброметров с октавными, третьоктавными и полосовыми фильтрами.

При проверке октавных и третьоктавных фильтров определяют затухание на средней номинальной частоте и амплитудно-частотную характеристику фильтра в соответствии с требованиями ГОСТ 17168-82.

У полосовых фильтров проверяют затухание АЧХ в области верхних и нижних частот среза в соответствии с требованиями технической документации.

При определении характеристик фильтров у виброметров измеряющих виброперемещение, виброскорость и виброускорение переключатель ряда измеряемого параметра устанавливают в положение измерения ускорения.

Определение неравномерности амплитудно-частотной характеристики измерительного прибора виброметра (ИПВ). АЧХ прибора измеряют не менее чем при 10 значениях частоты, находящихся в пределах рабочего диапазона частот, причем два значения должно быть в начале диапазона, а два – в конце.

При определении АЧХ ИПВ на его вход подают сигнал от низкочастотного измерительного генератора через разделительный конденсатор, емкость которого равна электрической емкости ВИП с электрическим кабелем, с сопротивлением изоляции не менее $1 \cdot 10^{10}$ Ом. Значение амплитуды напряжения, подаваемого на вход ИПВ должно

соответствовать значениям виброперемещения, виброскорости и виброускорения, задаваемыми при определении основной погрешности виброметра на базовой частоте.

Неравномерность АЧХ ИПВ определяют по формуле

$$\gamma_{\text{ипв}} = \frac{\Delta X_{\text{max}}}{X_{\delta}} \cdot 100\%,$$

где ΔX_{max} – максимальное отклонение показаний ИПВ от значения полученного на базовой частоте.

Определение действительного значения коэффициента преобразования ВИП. Поверяемый ВИП устанавливают на вибровозбудитель образцовой виброустановки, соединяют выход ВИП с входом электронного вольтметра.

Воспроизводят виброускорение с амплитудой 10 м/с^2 на фиксированной частоте в диапазоне $20 \div 1000 \text{ Гц}$ для пьезоэлектрических ВИП и значения виброскорости не менее $6,28 \text{ мм/с}$ на фиксированной частоте в диапазоне $50 \div 200 \text{ Гц}$ для индукционных ВИП и снимают показания вольтметра.

Действительное значение коэффициента преобразования ВИП:

$$K_{\text{да}} = \frac{V_{\delta}}{\gamma_{\text{cy}} \cdot a_{\text{д}}},$$

для индикаторных ВИП

$$K_{\text{дв}} = \frac{V_{\delta}}{v_{\text{д}}},$$

где V_{δ} – показания электронного вольтметра на базовой частоте, мВ;

$K_{\text{да}}$ – действительное значение коэффициента преобразования по ускорению, мВ/мс^{-2} , (пКл/мс^{-2});

$K_{\text{дв}}$ – действительное значение коэффициента преобразования по скорости, мВ/мм с^{-1} , (мВ/мс^{-1});

$a_{\text{д}}$ – действительное значения виброускорения, воспроизводимое образцовой виброустановкой, м/с^2 ;

$v_{\text{д}}$ – действительное значение виброскорости, мм/с (м/с);

γ_{cy} – коэффициент передачи, согласующего усилителя (при его отсутствии $\gamma_{\text{cy}} = 1$).

Определение относительного коэффициента поперечного преобразования ВИП. Относительный коэффициент поперечного преобразования определяется на фиксированной частоте в диапазоне 10÷1000 Гц на проверочном вибростенде при помощи специального переходника, обеспечивающего поворот ВИП на 360° и направление колебаний перпендикулярно ВИП. Показания ВИП, присоединенного к электронному вольтметру, снимают через каждые 30° поворота и строят диаграмму поперечной чувствительности ВИП.

Относительный коэффициент поперечного преобразования определяют по формуле

$$K_{\text{оп}} = \frac{V_{\text{max}}}{\gamma_{\text{cy}} \cdot a_{\text{д}} \cdot K_{\text{да}}} \cdot 100\%,$$

где V_{max} – показания электронного вольтметра γ_{cy} , $a_{\text{д}}$, $K_{\text{да}}$ – см. выше.

Определение неравномерности амплитудно-частотной характеристики ВИП. Неравномерность АЧХ ВИП (γ) в процентах определяют по формуле на не менее 1-фиксированных частотах.

$$\gamma = \frac{|V_{\text{п}} - V_{\delta}|_{\text{max}}}{V_{\delta}} \cdot 100\%,$$

где $V_{\text{п}}$ – максимальное или минимальное значения показания вольтметра, мВ;
 V_{δ} – показания ВИП на фиксированной частоте.

Определение нелинейности амплитудной характеристики ВИП. Нелинейность амплитудной характеристики ВИП определяют на одной частоте рабочего диапазона не менее чем при 5 значениях виброускорения или виброскорости.

Нелинейность амплитудной характеристики (δ_a) в процентах определяют по формуле:

$$\delta_a = \frac{K_i - K_{\text{ср}}}{K_{\text{ср}}} \cdot 100\%,$$

где K_i – коэффициент преобразования при i -том значении виброускорения или виброскорости, мВ/мс⁻² (пКл/мс⁻²), мВ/мм с⁻¹ (мВ/мс⁻¹);
 $K_{\text{ср}}$ – среднее значение коэффициента преобразования.

$$K_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n K_i}{n},$$

где n – число измерений.

Определение частоты установочного резонанса пьезоэлектрических ВИП.

Определение производится на специальном стенде-возбудителе, причем сигнал от испытуемого ВИП подается на вольтметр и двухлучевой осциллограф (вертикальные пластины). На возбудитель сигнал идет на генератор частоты и горизонтальные пластины осциллографа. Изменяя частоту колебаний вибровозбудителя при постоянном значении виброускорения, отмечают значение частоты, при котором показание электронного вольтметра максимально, а на экране осциллографа наблюдается изменение фазы сигнала с поверяемого ВИП на 90° по сравнению с сигналом задающего генератора.

Второй способ. На вибростенде устанавливают ВИП и образцовый датчик с использованием стального куба со стороной 25,4 мм и массой 180 г и измерение проводят методом сличения.

Расчет погрешности ВИП. Погрешность ВИП при доверительной вероятности 0,95:

$$\Delta_{\text{ВИП}} = 1,1 \sqrt{\delta_o^2 + \Delta_{\text{п}}^2 + \delta_{a \text{ max}}^2 + \Delta_{\text{в}}^2},$$

где δ_o – погрешность образцового средства измерения;

$\Delta_{\text{п}} = K_{\text{пв}} \cdot K_{\text{оп}}$ – погрешность вызванная наличием поперечного движения вибростола образцовой виброустановки;

$K_{\text{пв}}$ – коэффициент, характеризующий поперечное движение вибровозбудителя;

$K_{\text{оп}}$ – относительный коэффициент поперечного преобразования ВИП;

$\Delta_{\text{в}}$ – погрешность измерительного прибора (вольтметра).

$$\gamma = \left[\frac{1}{1 - \left(\frac{f_{\text{max}}}{f_{\text{уст}}} \right)} \right] \cdot 100,$$

где f_{max} – верхняя граничная частота;

$f_{\text{уст}}$ – частота установочного резонанса.

Предел погрешности ВИП не должен превышать значений указанных эксплуатационной документации.

Расчет погрешности виброметра при доверительной вероятности 0,95.

Расчет погрешности по формуле:

$$\Delta_{\text{ВВ}} = 1,1 \sqrt{\delta_o^2 + \Delta^2 + V_1^2},$$

где Δ – основная погрешность виброметра в рабочих диапазонах амплитуд и частот;

V_1 – нестабильность виброметра за время работы $Y_1 = 0,5\Delta$.

При поэлементной поверке виброметра погрешность рассчитывают по формуле:

$$\Delta_{\text{ВВ}} = 1,1 \sqrt{\Delta_{\text{ВИП}}^2 + \gamma_{\text{ИПВ}}^2 + \gamma_2},$$

где γ_2 – не стабильность измерительного прибора виброметра за время работы

$$\gamma_2 = 0,5\gamma_{\text{ипв}}.$$

Предел погрешности виброметра не должен превышать значения указанного в эксплуатационной документации и предела погрешности по ГОСТ 8.138-84.

Дополнительная погрешность – составляющая общей погрешности средств измерения вследствие отклонения какой-либо из влияющих величин от нормального ее значения.

Вычисленная дополнительная погрешность вводится в результат измерения. Дополнительная погрешность вычисляется по формуле:

$$\Delta A = \sum_{i=1}^m \frac{\partial f}{\partial a_i}(a_1, \dots, a_m) \Delta a_i,$$

где Δa_i – изменение i -той влияющей величины.

Дополнительные погрешности, в основном, учитывают влияние температуры и влажности окружающего воздуха.

ГЛАВА 3.

Измерение и обработка вибрационных сигналов

3.1. Преобразование аналоговых сигналов в цифровые

Преобразование аналоговых сигналов в цифровые является основной функцией современных виброизмерительных приборов.

Выборка (число проб для БПФ) содержит числа, равные степени 2:

$$N = 256, 512, 1024, 2048, 4096, \dots, \quad (3.1)$$

Количество гармоник, которое может быть обнаружено в результате БПФ равно половине чисел в выборке: $N/2$.

Время между соседними пробами называется частотой квантования (частотой опроса) θ .

Разрешение БПФ – шаг по частоте: θ/N .

Частота сбора:

$$f_{\text{сбора}} = \frac{1}{\theta}. \quad (3.2)$$

Частота сбора в виброизмерительных приборах лежит в пределах $f_{\text{сбора}} = 50 \div 250$ кГц.

Минимальная частота скорости измерения процесса (взятие проб) должна быть больше т. н. частоты Найквиста ($f_{\text{Найк}}$) в 2 раза (2,56 раза), чтобы избежать искажения сигнала при переходе от аналогового сигнала к цифровому:

$$f_{\text{Найк}} = 2f_{\text{гр}}, \quad (3.3)$$

где $f_{\text{гр}}$ – частота изучаемого процесса.

Например: если частота квантования $\Delta t = 0,001$ с, то частота сбора $f_{\text{сбор}} = 1000$ Гц и наибольшая частота, которая может измеряться $f_{\text{Найк}} = 500$ Гц. При измерении в частотной области процесса с частотой 100 Гц при числе линий 800, частота сбора должна быть не менее 200 Гц, тогда

$$f_{\text{изм}} = \frac{\text{БПФ}}{f_{\text{сбора}}} = \frac{800}{200} = 4 \text{ с.} \quad (3.4)$$

В соответствии с ГОСТ 12.1.034-81 при измерениях вибрации в системе безопасности труда время измерения в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 2 и 4 Гц должно составлять не менее 20 с, в октавах 8 и 16 Гц не менее 2 с, в октавах 31,5 и 63 Гц не менее 1 с. При измерении случайной вибрации время усреднения 120 с на частоте от 2 до 63 Гц.

3.2. Усреднение параметров вибрации

Усреднение (осреднение). Под усреднением понимается обработка вибрационного сигнала за принятую длительность измерения для вычисления среднего значения.

В частотной области усреднению подвергаются спектры, во временной – сигналы вибрации.

Виды усреднения: без усреднения, линейное (нормальное), экспоненциальное, пиковое.

На рисунке 3.1 показан смысл усреднения в частотной и временной областях по данным [1].

При усреднении во временной области сигнал регистрируется синхронно с определенной частотой.

Без усреднения – режим усреднения, когда процесс усреднения не проводится.

Линейное нормальное усреднение может проводиться непрерывно или после n циклов измерений. В последнем случае измерение останавливается и проводится усреднение.

В обоих случаях усреднение проводится по формулам:

$$X_{i\text{сгл}} = \sum_{i-(n-1)}^i X_{i/n}; \quad (3.5)$$

$$\tau_{i\text{сгл}} = \tau_{i/n}, \quad (3.6)$$

где $i-(n-1)$ и i – текущие значения измерений начала и окончания совокупности из n измерений, n – выбирается в пределах $5 \div 10$ (на рисунке 3.18 показан пример линейного усреднения) *).

Экспоненциальное усреднение происходит непрерывно во время измерения, но усреднению подвергаются последние и реализации по формуле экспоненциального сглаживания.

$$X_{i\text{сгл}} = \alpha X_i + (1 - \alpha) X_{(i-1)\text{сгл}}, \quad (3.7)$$

где $X_{i\text{сгл}}$ и X_i – сглаженный и не сглаженный параметры i -го замера; α – постоянная сглаживания, принимаемая в пределах $0,1 \div 0,5$; $X_{(i-1)\text{сгл}}$ – сглаженный параметр предыдущего замера.

На величине $X_{(i-1)\text{сгл}}$ сказываются все предыдущие замеры параметров:

$$X_{0\text{сгл}} = X_0; \quad X_{1\text{сгл}} = \alpha X_1 + (1 - \alpha) X_0; \quad X_{2\text{сгл}} = \alpha X_2 + \alpha (1 - \alpha) X_1 + (1 - \alpha)^2 X_0; \quad \text{и т. д.}$$

*) В системе VM600 фирмы Vibro-meter предусмотрено усреднение по 1, 2, 4, 8 и 16 выборок

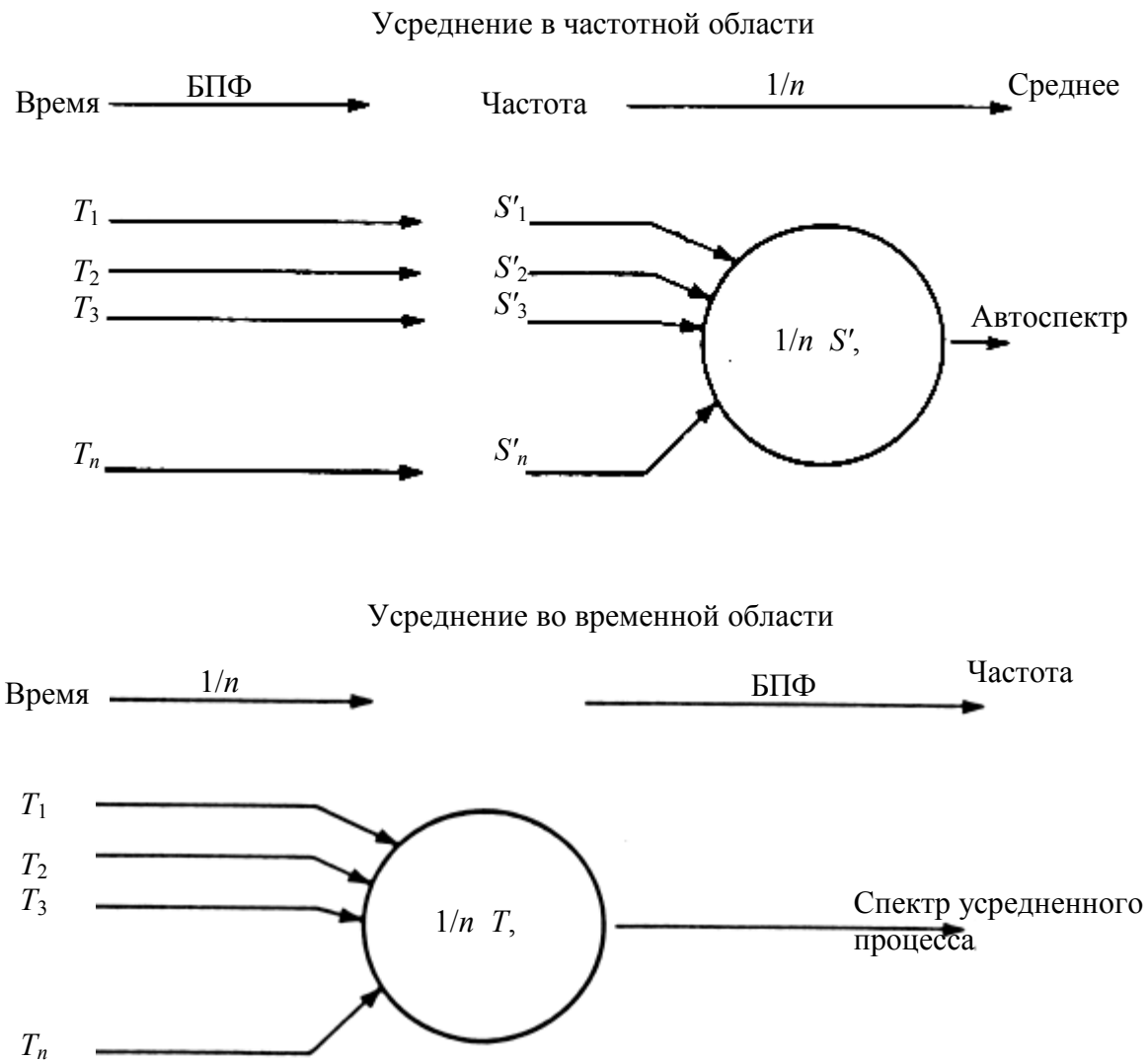


Рис. 3.1. Усреднение в частотной и временной областях

Пиковое усреднение. Усреднение пиковых значений спектра.

Нормальное усреднение используется чаще, чем другие виды усреднений. Экспоненциальное усреднение лучше сглаживает выбросы измерений.

Усреднение нескольких циклов измерений. Если в приборах, измеряющих диагностические параметры, не предусмотрено усреднение циклов измерений, то необходимо проводить порядка 6 циклов измерений с интервалом не менее 5 с. Усреднение результатов проводится по формулам:

$$X = \bar{X} + 1,05 \sigma,$$

$$\text{где } \bar{X} = \frac{\sum X_i}{6}; \quad \sigma = \sqrt{\frac{\sum (X_i - \bar{X})^2}{5}}; \quad X_i - \text{результаты измерений.}$$

3.3 Фильтрация сигнала и частотные диапазоны

Фильтрация. Невозможно измерить без искажения вибрационный сигнал во всем частотном диапазоне. В связи с этим частотные диапазоны разбивают на поддиапазоны с использованием специальных фильтров (рис. 3.2):

- фильтры нижних частот (ФН) – разделяет частотный диапазон на поддиапазоны для проведения частотного анализа;
- фильтры верхних частот (ФВ) способствуют подавлению низкочастотных шумов в пределах среза от 0,3 до 30 Гц.

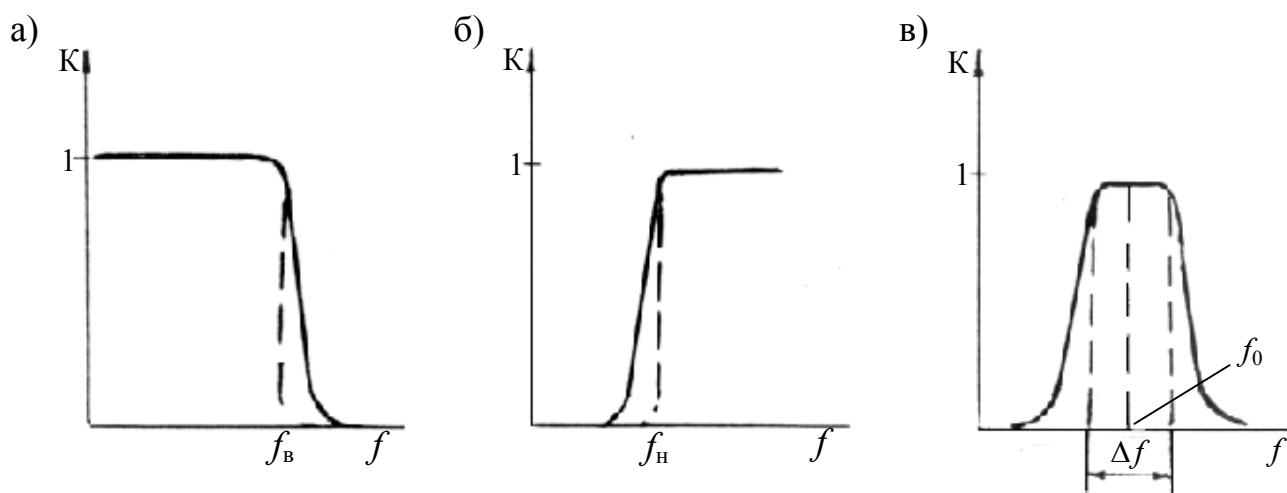


Рис. 3.2. Коэффициенты передачи фильтров.

а) – фильтр нижних частот; б) – фильтр верхних частот; в) – полосовой фильтр.
 f_v – верхняя граничная частота; f_n – нижняя граничная частота;
 f_0 и Δf – средняя частота и ширина полосы полосового фильтра

У фильтров верхних частот используют две-три границы среза (например, в приборе КонТест 795 – 2 и 10 Гц, приборе 2526 Брюль и Кьер – 1, 3 и 10 Гц).

Полосовые фильтры (ПФ) с постоянной полосой анализа ($\Delta f = \text{const}$) или постоянной относительной полосой $\Delta f/f_0 = \text{const}$ (октавные, 1/2 и 1/3 октавные) служат, как правило, в приборах, где необходимо получить данные для сравнения с действующими нормами вибрации.

Anti-aliasing – этот термин относится к различным специальным технологиям для снижения искажения цифрового сигнала при низких частотах вращения ($n \leq 10 \text{ мин}^{-1}$). Существует несколько методов:

- применение набора физических фильтров;
- увеличение частоты АЦП (свыше 250 Гц);
- специальная технология SST в приборе 2120 фирмы CSI и др.

Частотные диапазоны. Для общей оценки вибрационного состояния машины используют два метода:

- оценка общего уровня вибрации в т. н. стандарте ISO 2372 ($10 \div 1000$ Гц) *);
- вычисление отклонения от опорного (обобщенного спектра) (см. § 4.1.14).

Частотный диапазон при исследованиях машин должен быть, как правило, в пределах от 0,5 до $5 \div 6$ порядков оборотной частоты.

Выбор частотных диапазонов для измерения амплитуд виброперемещения, виброскорости и виброускорения производится исходя из получения достаточно значимой величины вибрации. В судовой практике измерения производятся в следующих диапазонах:

виброперемещение	$3 \div 50$ Гц;
виброскорость	$10 \div 1\,000$ Гц;
виброускорение	$200 \div 15\,000$ Гц.

Рисунок 3.3 иллюстрирует такой подход.

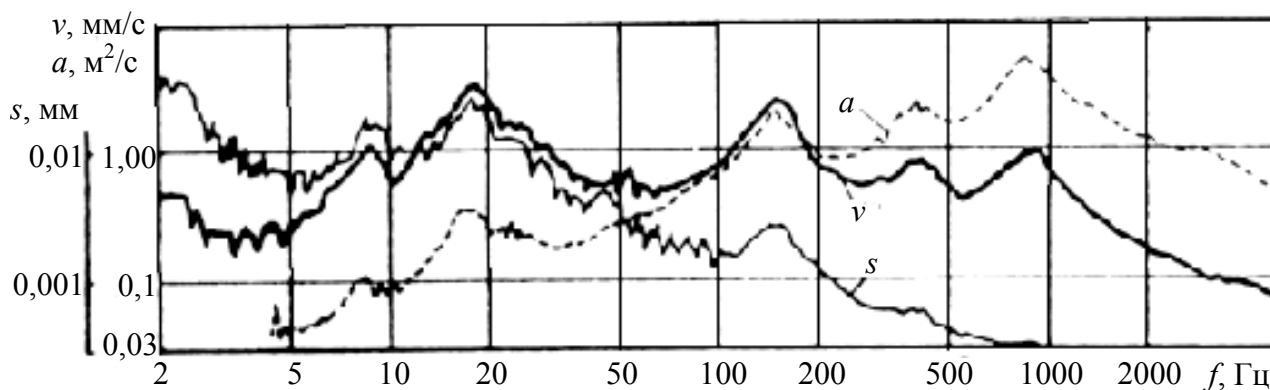


Рис. 3.3. Характер спектров виброперемещения s , виброскорости v и виброускорения a для судового насоса

Узкополосные частотные измерения проводятся с использованием БПФ и служат для выявления конкретных неисправностей.

Для точного определения дефекта в ряде виброизмерительных приборах имеется режим «ZOOM» (Лупа), позволяющий рассматривать измерения в более узком диапазоне частот.

Частотные диапазоны в виброизмерительной аппаратуре лежат в диапазоне от 0,3 до $40\,000$ Гц (предельные значения).

*) ГОСТ Р ИСО 10816-1-97, заменивший стандарт ISO 2372, нечетко определяет диапазон $10 \div 1000$ Гц, как диапазон для общей оценки вибрационного состояния машины

3.4. Динамический диапазон и сигнал / шум

Динамический диапазон. Динамический диапазон определяет возможность виброизмерительной аппаратуры при измерении амплитуды вибрационного сигнала сохранения линейной связи между входом и выходом. Выражается в дБ или параметрах вибрации.

Динамический диапазон сверху ограничен максимальным значением входного заряда, снизу – уровнем собственных шумов усилителя заряда. Динамический диапазон зависит от коэффициента преобразования акселерометра.

Сигнал/шум. Величина отношения сигнал/шум ($K_{ш}$) регламентируется ГОСТ 30296-95:

- для диапазона частот 10 Гц: $K_{ш} = 2,51$;
- для диапазона частот от 10 Гц и выше: $K_{ш} = 3,162$.

Предел диапазона измерения виброускорения:

$$a_L = \frac{Q_L}{S_a}, \quad (3.9)$$

где: Q_L – величина заряда при измерении;

нижнее значение – $Q_n = 0,03 K_{ш}$, пКл; (3.10)

верхнее значение – $Q_v = 5000 K_{ш}$, пКл; (3.11)

S_a – коэффициент преобразования, используемого акселерометра, пКл/мс⁻².

Динамический диапазон вибродиагностической аппаратуры лежит в пределах 60 ÷ 100 дБ, иногда выше.

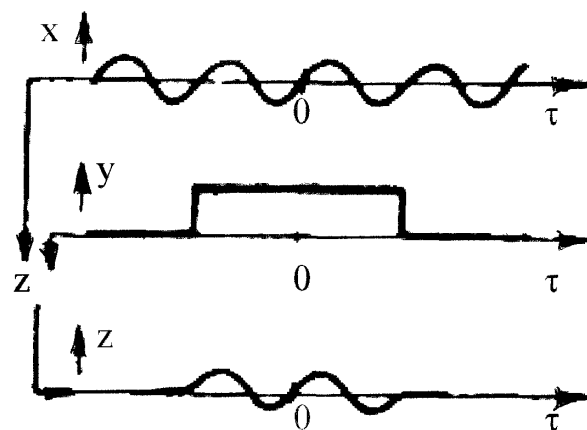
3.5. Выбор окна при БПФ

Ограничение во времени сигнала при использовании БПФ получается путем умножения функции на окно (весовую функцию) – (рис. 3.4). Умножение во временной области соответствует операции «свертки» (способа умножения функции) в частотной области окна. Весовые функции выбираются таким образом, чтобы уменьшить искажение спектра исходной функции при выделении существенных составляющих спектра (главного лепестка), подавить влияние боковых лепестков (на 13÷45 дБ) и получить необходимую точность в соответствии с поставленной перед применением БПФ задачей точного определения параметров вибрационного сигнала.

Окно Хэннинга (Hanning) наиболее часто используемое окно, для получения точного значения частоты при анализе устойчивых режимов.

Прямоугольное окно (Uniform) – используется при анализе неустойчивых режимов для определения точного значения частоты.

Рис.3.4. Умножение исходной функции на «окно» (весовую функцию)



Окно со срезанной вершиной (Flattop, окно Тьюки) – для точного определения амплитуды вибрации.

Экспоненциальное окно (окно Пуассона) – используется для частотного анализа импульсных ударов.

Число линий БПФ принимается в вибродиагностической аппаратуре в пределах: 100, 200, 400, 800, 1600, 3200, 6400, 12800. Выбор числа линий БПФ определяется с одной стороны необходимой глубиной идентификации, с другой – продолжительностью вычислений.

3.6. Запуск измерений

Запуск измерений в вибродиагностических приборах производится от внутреннего или внешнего триггера (сигнала).

Запуск без триггера – начало измерений от момента появления сигнала.

Запуск от внешнего триггера – запуск от внешнего источника синхронизации или синхронизация с исследуемым объектом.

Запуск от внутреннего триггера – запуск при достижении сигналом вибрации заданного порогового уровня. Порог запуска – % от размаха вибросигнала, отсчитываемой от минимального значения отрицательной полуволны сигнала до максимального значения положительной полуволны сигнала.

3.7. Мгновенный и усредненный спектр вибрации

Мгновенный спектр – одиночный спектр, зафиксированный в определенный (установленный) момент времени. Часто используется при анализе режимов пуск/ выбег для выявления резонанса.

Усредненный спектр – обычно измеренный спектр вибрации виброизмерительным прибором с заданной частотой (количеством) усредненных спектров или усредненный за определенный момент времени по методам § 3.2.

3.8. Шкалирование и калибровка

Шкалирование – выбор представления амплитуды и частоты при проведении измерений вибрации – линейное или логарифмическое.

Логарифмическая шкала амплитуд лучше отражает относительные величины, чем линейная шкала. При линейной шкале один или два выступающих пика могут «занизить» другие значимые пики.

Логарифмическая шкала амплитуд позволяет охватить практически весь рабочий диапазон вибрации машины. При использовании логарифмического масштаба амплитуд следует обратить внимание на рекомендации § 1.3.3. Логарифмическая шкала может быть выражена в абсолютных или относительных величинах.

Единицы шкал абсолютных значений амплитуд выбирают в зависимости от области исследования, о чем говорилось в § 3.3.

Единицы шкалы по частоте выбирают линейными, логарифмическими, в октаве или 1/3 октавы, а также в виде порядковой нормализации.

Порядковый анализ (нормализация) – отсчет по оси абсцисс порядков от основной (оборотной) частоты. Порядковая нормализация позволяет проводить длительный мониторинг в условиях, когда «гуляет» частота вращения. Этот метод также используется при испытаниях в режиме разгон/выбег.

Для получения отсчета порядков в виброизмерительных приборах используется следящий множитель. В ряде виброизмерительных приборов (например, 2120 фирмы CSI) используется автошкалирование – автоматическое шкалирование входного сигнала.

3.9. Представление результатов измерения вибрации диаграммами

В практике вибродиагностики существует несколько видов представления результатов вибрации диаграммами:

- собственный спектр;
- спектр с наложением опорной маски (§ 3.10);
- спектр огибающей (§ 3.11);
- кепстр (§ 3.14);
- диаграмма Боде;
- полярная диаграмма (диаграмма Ньюквиста);
- векторная диаграмма;
- «каскадная» (трехмерная диаграмма) – диаграмма «водопад»;
- фигуры Лиссажу.

Диаграмма Боде (рис. 3.5) – представляет изменение амплитуды и фазы вибрации в зависимости от частоты вращения. Используется при анализе разгона/выбега машины – для идентификации резонансов колебаний на переходных режимах. На диаграмму могут быть нанесены границы категорий состояния **В** и **С**.

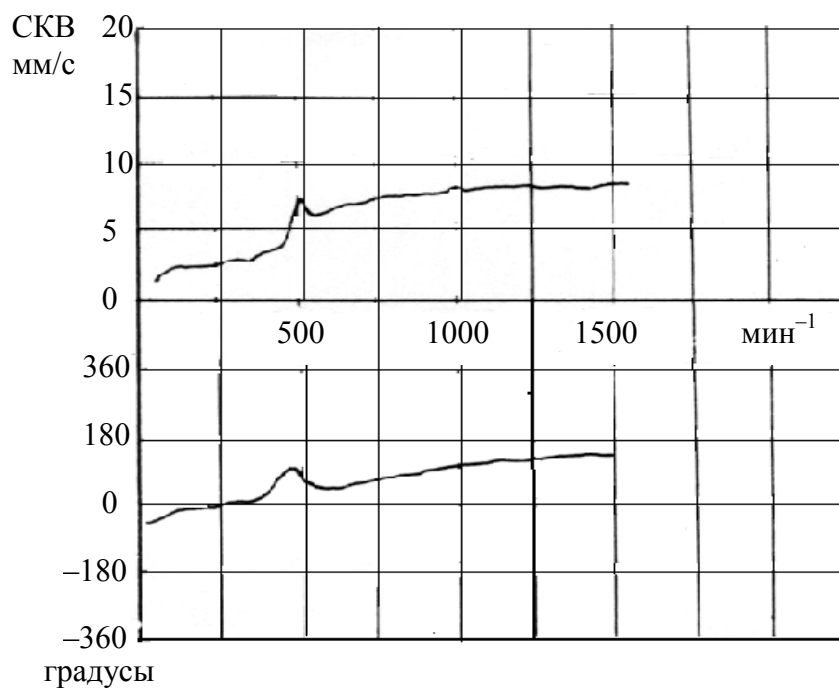


Рис. 3.5. Диаграмма Боде

Полярная диаграмма (Ньюквиста) (рис. 3.6) – представляет в полярных координатах изменение амплитуды и фазы за один определенный оборот вала. Используется при анализе разгона/выбега машины для идентификации резонансов колебаний. Строится для разных оборотов машины.

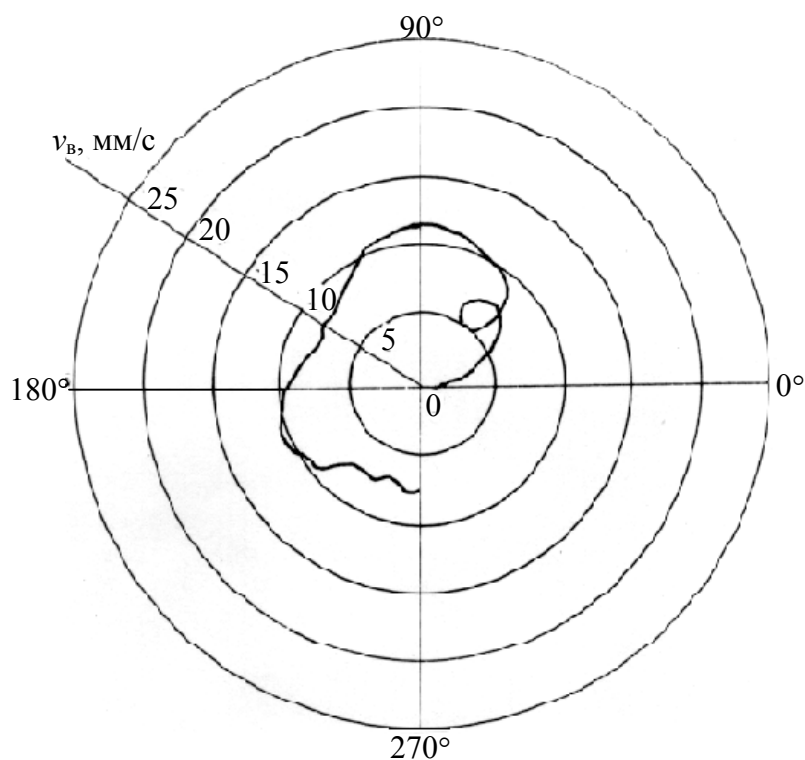


Рис. 3.6. Полярная диаграмма (при $n=500 \text{ мин}^{-1}$)

Векторная диаграмма (рис. 3.7) – представляет абсолютное значение и фазовый угол одной из синхронных составляющих сложного вибрационного сигнала в установившемся режиме в полярных координатах.

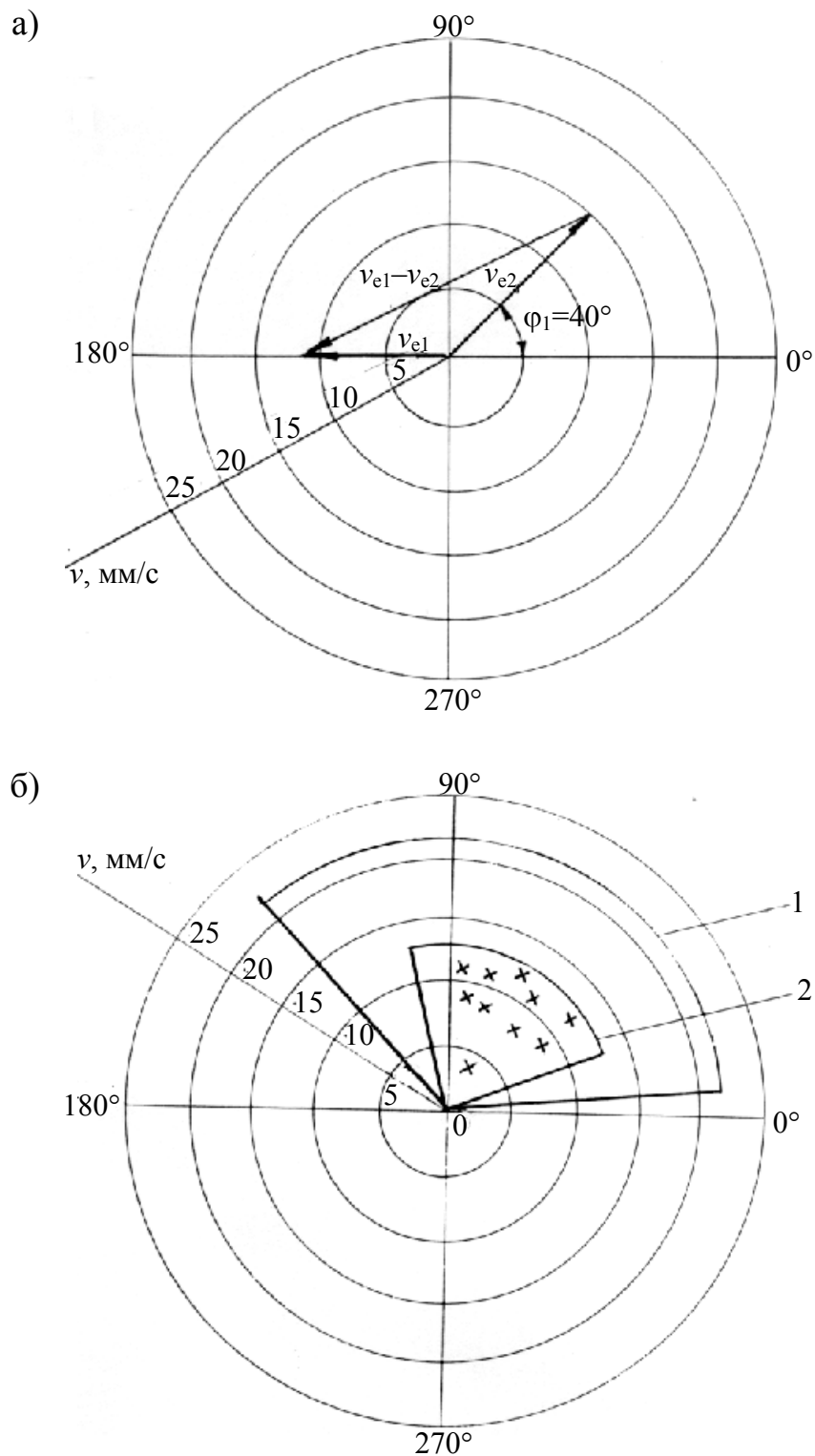


Рис. 3.7. Векторная диаграмма.

а) – сравнение векторов вибрации двух состояний; б) – положение векторов (+) в зонах категорий В (2) и С (1). Продолжительность измерений 3 суток, интервал измерений – 10 мин

Векторный анализ изменения вибрации предусмотрен ГОСТ Р ИСО 10816-1-97, как рекомендуемый для дальнейшей разработки. Векторная диаграмма показывает, что абсолютное значение изменения амплитуды вибрации может быть в пределах допустимых значений, а вектор изменения имеет большую величину. На рис. 3.7а, приведен пример, аналогичный показанному в ГОСТ Р ИСО 10816-1.91. Вектор $v_{e1}=15$ мм/с, $\varphi_1=40^\circ$, соответствует исходному установившемуся вибрационному состоянию. Вектор v_{e2} соответствует установившемуся вибрационному состоянию машины: $v_{e2}=11$ мм/с, $\varphi_2=180^\circ$. Хотя, v_{e2} меньше v_{e1} на 4 мм/с, истинное изменение вибрации характеризуется вектором $v_{e2} - v_{e1}$, модуль которого равен 24 мм/с. Таким образом, истинное изменение вибрации почти в 2,5 раза больше того значения, которое получается при сравнении абсолютных значений. Векторная диаграмма используется при анализе разгон/выбег для обнаружения дисбаланса, трещин в валах и разболтанности деталей.

Форма представления векторной диаграммы, приведенная на рис. 3.7б, показывает положение векторов вибрации на протяжении измерений в течение нескольких дней. На диаграмму нанесена зона категории состояния **В**, в пределах которой положение векторов свидетельствует о нормальном состоянии машины. Появление векторов вибрации в зоне **С**, свидетельствует о серьезных нарушениях состояния машин.

Каскадные диаграммы («водопадные диаграммы»). Каскадные диаграммы (рис. 3.8) – представляют трехмерные графики спектров вибрации, где по оси X всегда откладывается уровень вибрации, а по оси Y могут быть отложены частоты вибрации, частота вращения или % нагрузки. По оси Z откладывается время между измерениями (часы, сутки). Каскадная диаграмма наглядно показывает тенденции изменения уровня вибрации.

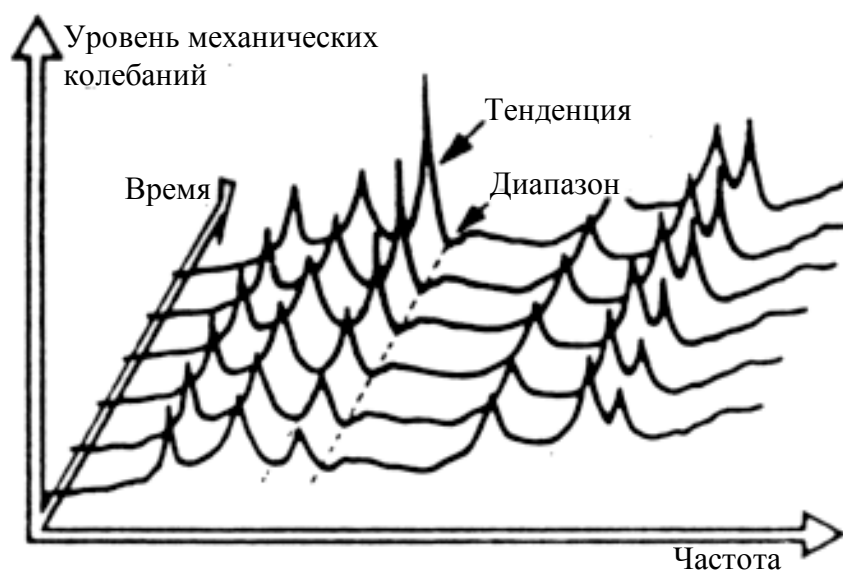


Рис. 3.8. Каскадная диаграмма

Фигуры Лиссажу. Этот вид диаграмм представляет изображение взаимных зависимостей между двумя сигналами во временной области. Фигуры Лиссажу используются для анализа орбит вала в подшипниках скольжения и анализа неисправностей по форме орбит (см. § 2.6.2), наряду с полярными диаграммами.

3.10. Создание «опорных спектров» и «опорных масок»

Для идентификации неисправностей по узкополосному спектру применяют следующие способы повышения достоверности диагноза:

- использование порядкового представления спектра, что исключает влияние незначительного отклонения частоты вращения при сравнении спектров;
- использование «опорного спектра» и «опорной маски».

Для исключения попадания составляющих узкополосного спектра БПФ в соседние полосы используют расширение спектра путем создания «опорной маски» [1]. Для этого используют полученный исходный спектр исправного механизма, который называют «опорным». «Опорная маска» получается путем придания отдельным узким полосам максимальные значения, присущие либо им самим, либо двум смежным полосам (рис. 3.9). В ряде диагностических систем «опорная маска» создается автоматически (рис. 3.10). Затем, «опорная маска» используется как нормированный опорный спектр. При сравнении новых спектров с «опорной маской» любые уровни амплитуд вибрации, превышающие контуры маски (т. н. «прокол маски») могут рассматриваться как признак неисправности, при этом используются знания частот, на которых проявляются неисправности (см. гл. 4).

Следует отметить, что по опыту фирмы Брюль Кьер [1], опорный спектр должен иметь расширение по частоте $4 \div 6$ %. «Опорная маска» может быть принята за «обобщенный спектр» – спектр, соответствующий исправному состоянию однотипных машин.

3.11. Метод огибающей (преобразование Гильберта)

Метод огибающей широко используется фирмой ВАСТ для диагностирования подшипников качения [3]. Фирма также распространяет этот метод на обнаружение неисправностей других узлов машин и механизмов.

Преимущества метода огибающей заключаются в следующем:

- анализ высокочастотной вибрации, которая локализована около источника вибрации (в низкочастотной области анализ огибающей не применим);
- бездефектный узел в спектре огибающей не имеет гармонических составляющих;
- измерение относительных параметров – глубины модуляции, позволяющее производить однократные измерения и по ней проводить прогноз состояния.

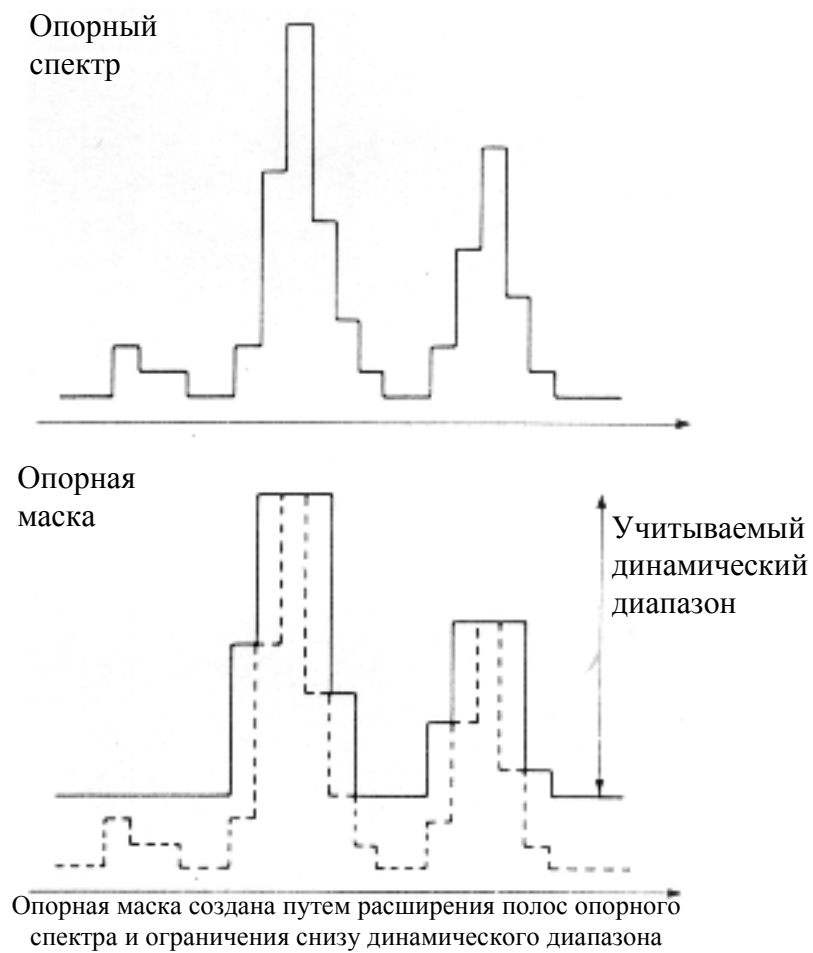


Рис. 3.9. Построение «Опорные маски» [1]

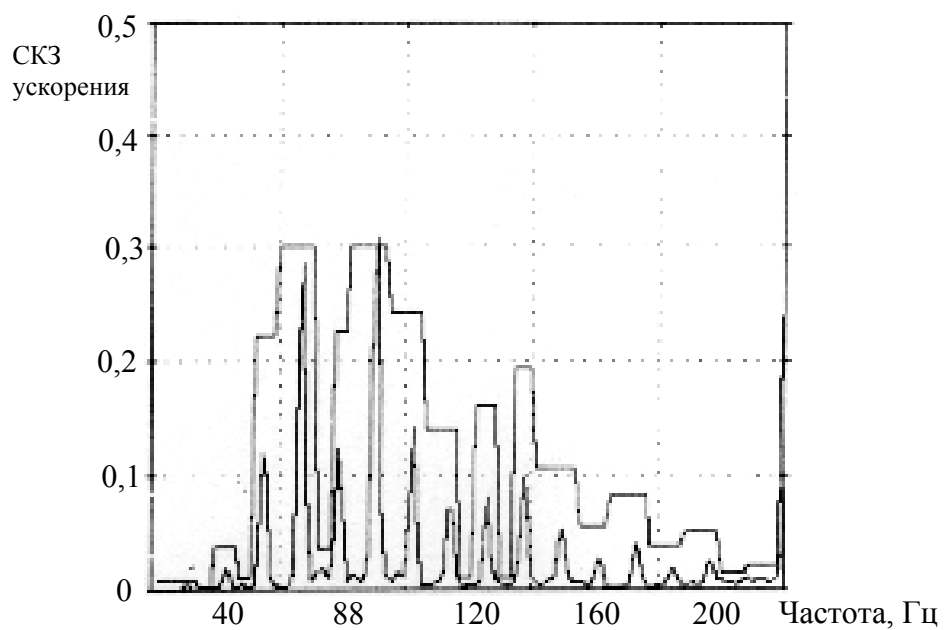


Рис. 3.10. «Опорная маска», полученная в «сборщике» 2115 фирмы CSI (осевая вибрация дизель-генератора)

Поскольку диагностическая информация о состоянии контактирующих поверхностей содержится в амплитудной и фазовой огибающих сигналах, для ее выделения либо применяется операция детектирования, либо используется интегральное преобразование Гильберта.

В общем случае узкополосный процесс (следуя Ф. Я. Балицкому, а также [28]) можно представить в виде:

$$y(t) = B_y(t) \cos[2\pi f_0 t + \varphi_y(t)], \quad (3.12)$$

где $A_y(t)$ и $\varphi_y(t)$ – медленно (по сравнению с $T_0=1/f_0$) меняющиеся мгновенные амплитуды и фазы этого процесса.

Выделение огибающей $A_y(t)$ производится с помощью специализированных электронных устройств – амплитудных детекторов, а $\varphi_y(t)$ – фазовыми дискриминаторами (что делалось на ранней стадии применения метода огибающей). В компьютеризированной виброизмерительной аппаратуре это делается с помощью интегрального преобразования Гильберта:

$$A_y(t) = \sqrt{y^2(t) + y_\Gamma^2(t)}; \quad (3.13)$$

$$\varphi_y(t) = \arctg[y_\Gamma(t)/y(t)], \quad (3.14)$$

где $y_\Gamma(t) = \prod_{-\infty}^{+\infty} [y(t)/(\tau - t)] dt$ – процесс, сопряженный по Гильберту исходному процессу.

При диагностике подшипника качения по огибающей удастся идентифицировать отдельные неисправности (рис. 3.11 [3]).

Частоты составляющих спектра огибающей вибрации, используемых для обнаружения и идентификации дефектов подшипников качения при однократном измерении вибрации приведены в таблице 3.1 [3]. Следует отметить, что частоты спектра огибающей вибрации, на которых обнаруживаются неисправности, в большинстве случаев совпадают с частотами спектров вибрации. При измерении с использованием огибающей необходимо вводить в прибор величину несущей частоты и проводить фильтрацию сигнала (ширина пропускания не более 1/3 октавы).

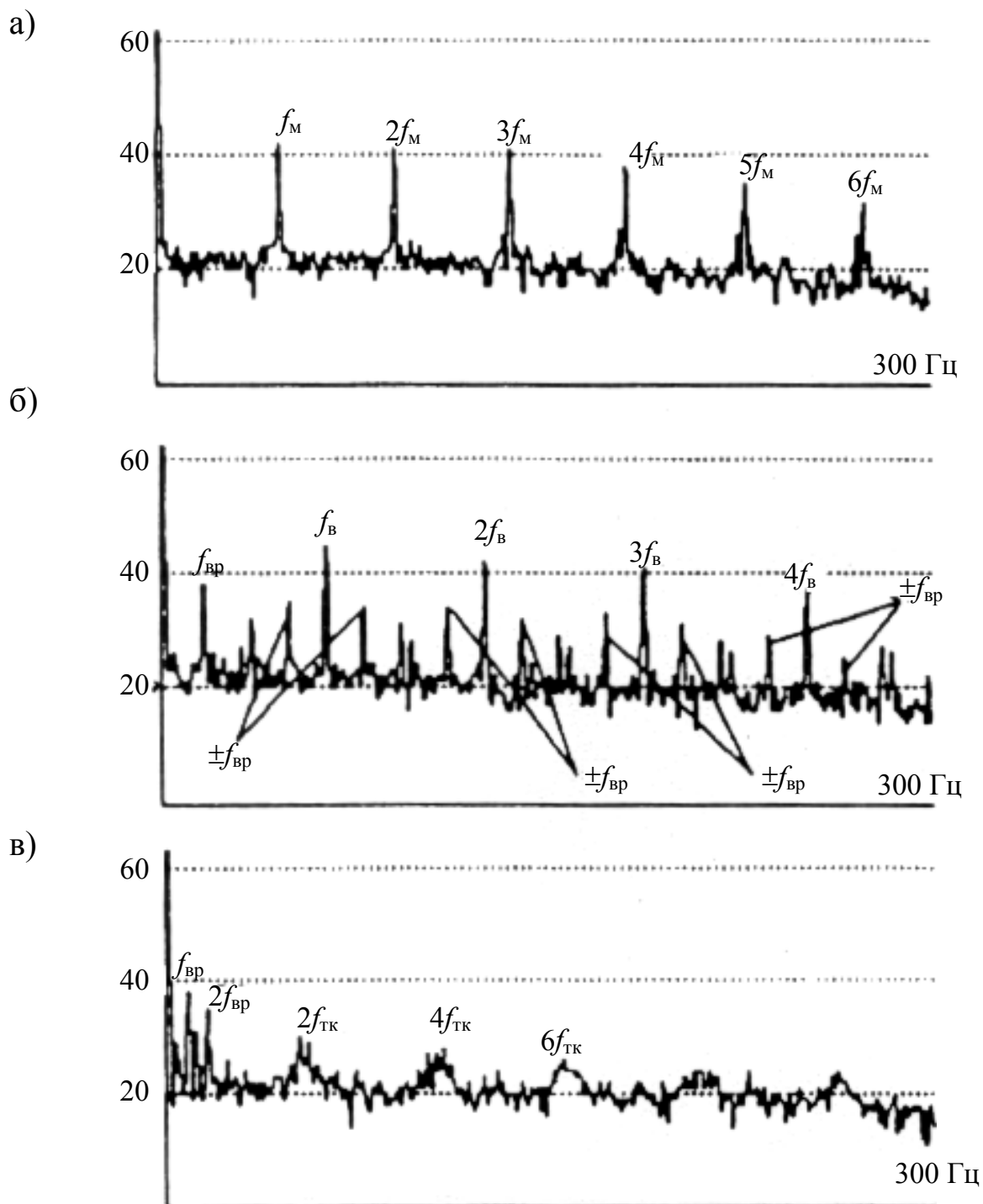


Рис. 3.11. Спектры огибающей высокочастотной вибрации при различных дефектах подшипников качения [3]:

- а) – раковины на наружном кольце подшипника (отсутствуют боковые составляющие);
- б) – раковины на внутреннем кольце подшипника (в спектре огибающей есть боковые составляющие);
- в) – износ тел качения и сепаратора (характеризуется расширением линий спектра огибающей)

Таблица 3.1

Частоты составляющих спектра огибающей вибрации и ее огибающей, используемые для обнаружения идентификации дефектов подшипников качения по однократным измерениям вибрации [3]

№ п/п	Вид дефекта	Частоты основных признаков	Частоты дополнительных признаков
1	Обкатывание наружного (неподвижного) кольца	$f_{вр}$	Нет роста ВЧ
2	Неоднородный радиальный натяг	$2kf_{вр}$	Нет роста ВЧ
3	Перекас наружного (неподвижного) кольца	$2f_n$	–
4	Износ наружного кольца	f_n	Рост ВЧ
5	Раковины (трещины) на наружном кольце	kf_n	Рост ВЧ
6	Износ внутреннего кольца	$kf_{вр}$	Рост ВЧ
7	Раковины (трещины) внутреннем кольце	kf_v	$kf_{вр}, k_1f_v \pm k_2f_{вр}$, рост ВЧ
8	Износ тел качения сепаратора	kf_c	$k_1(f_{вр} - f_c)$, рост ВЧ
9	Раковины, сколы на телах качения	$2kf_{ТК}$	$2k_1f_{ТК} \pm k_2f_c$, рост ВЧ
10	Сложный (составной) дефект	или $kf_n + k_1f_c$ или $kf_n + k_1f_{вр}$ или $kf_n + k_1f_v$ или $kf_n + f_{вр}/k_2$	Рост ВЧ
11	Проскальзывание кольца.	$kf_{вр}, k > 10$, рост ВЧ	Нет других составляющих
12	Дефекты смазки	Рост ВЧ	Нет сильных дефектов поверхностей качения
13	Неидентифицированный дефект	Рост других гармонических составляющих	

Примечание: $f_{вр}$ – частота вращения вала;
 f_v – частота перекачивания тел качения по внутреннему кольцу;
 f_n – частота перекачивания тел качения по наружному кольцу;
 $f_{ТК}$ – частота вращения тел качения;
 f_c – частота вращения сепаратора;
ВЧ – высокочастотная область спектра вибрации;
 $k=1, 2, 3, 4, \dots$; $k_1=1, 2, 3, 4, \dots$; $k_2=1, 2, 3, 4, \dots$

3.12. Использование комбинационных частот

В ряде случаев неисправности проявляются на комбинационных частотах [21].

Как отмечает А. Л. Горелик, Ф. Я. Балицкий и А. Н. Требунский, при зарождении или развитии в одном из узлов механизма дефектов контактирующих поверхностей типа выкрашивания или задира в спектре виброакустического сигнала в окрестностях вынужденной частоты дефектного узла kf_2 , появляются или усиливаются комбинационные частоты $kf_2 \pm iF_{(i=1,2)}$, где F – частота попадания дефекта в зону контакта, свидетельствующая о развитии локального дефекта.

3.13. Использование пик-фактора

Пик-фактор (часто называемый крест-фактор, от английского слова crest – пик) характеризует отклонение формы волны колебаний от синусоидальной формы (формула 1.12).

При использовании характеристики пик-фактора для контроля подшипников качения (также и для других целей) следует иметь в виду, что в зависимости от продолжительности работы машины, пик-фактор изменяет форму зависимости от времени наработки (рис. 3.12.). Если начать наблюдение за неисправностью, после прохождения максимального пика значения пик-фактора, то можно получить неверное представление о состоянии подшипника качения из-за дальнейшего уменьшения значения пик-фактора^{*)}. Фирма «Роботрон» в 80-х годах XX века предложила [17] для оценки состояния подшипника видоизмененную форму выражения для пик-фактора, назвав ее коэффициентом состояния подшипника – $K_{\text{пдп}}$:

$$K_{\text{пдп}} = \frac{U_{\text{p0}} \cdot U_{\text{e0}}}{U_{\text{p}\tau} \cdot U_{\text{e}\tau}}, \quad (3.15)$$

где X_{p0} и X_{e0} – величина пикового значения амплитуды вибрации и среднего квадратического значения в начальный момент наблюдения (виброускорение);

$X_{\text{p}\tau}$ и $X_{\text{e}\tau}$ – то же в исследуемый момент времени.

Характер изменения коэффициента $K_{\text{пдп}}$ с наработкой показан на рис. 3.12. На рис. 3.12. также показана связь величин $K_{\text{пдп}}$ и с зонами категорий технического состояния.

3.14. Использование кепстра

Использование кепстра для идентификации неисправностей редукторов развито в работах ИМАШ РАН [15].

Кепстром называют вторичный спектральный анализ, заключающийся в логарифмировании спектра с последующим преобразованием Фурье^{**)}.

Независимая переменная в формуле для кепстра (табл. 1.5) имеет размерность времени и называется «кьюфренси». По аналогии с гармониками спектральные характеристики для кепстра называются «рахмониками».

^{*)} Рассмотрение пик-фактора, как метода «ударных импульсов» является ошибкой.

^{**)} Кепстральный и биспектральный анализ, синхронное выделение когерентной составляющей сигнала, узкополосная, гребенчатая и другие виды фильтрации базируются на методах спектрально-корреляционного анализа. Эти методы позволяют выделять скрытые периодичности на фоне шума

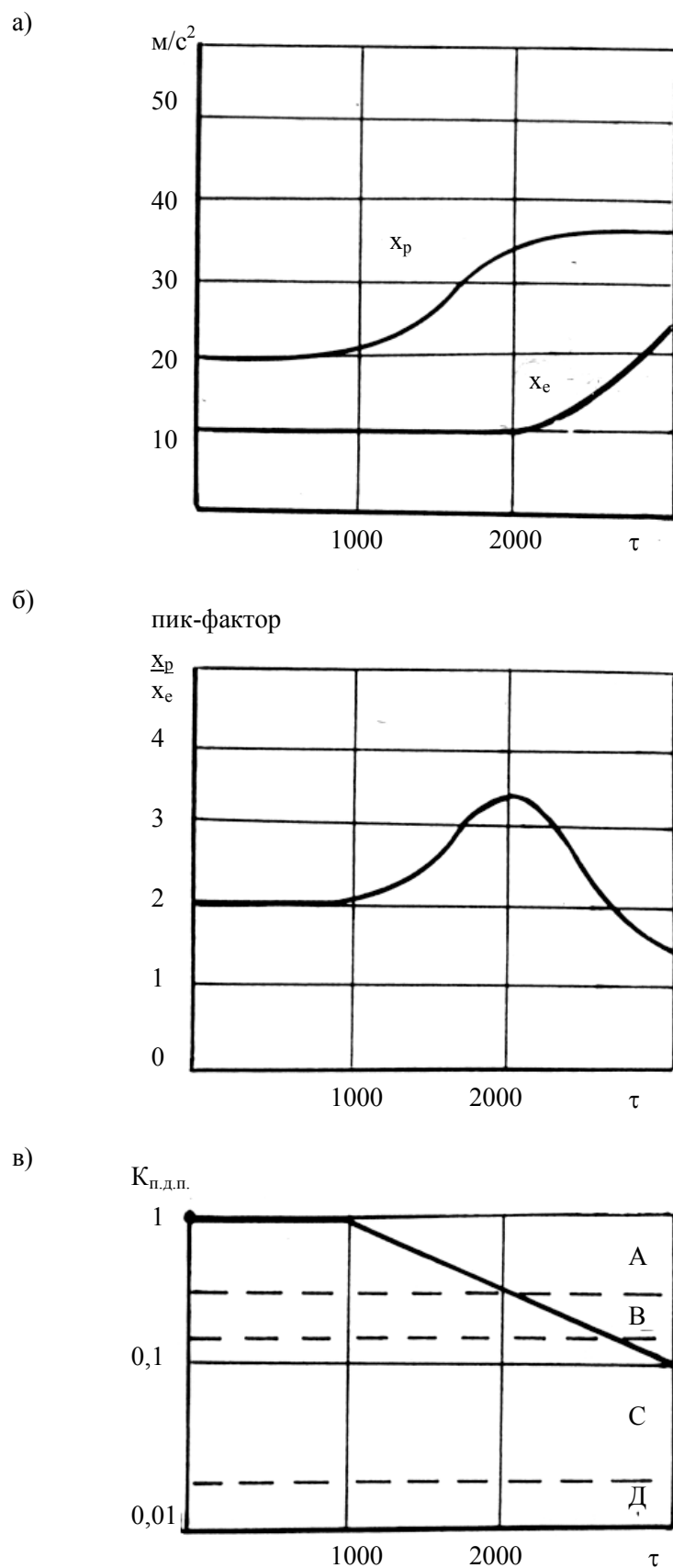


Рис. 3.12. К использованию характеристики пик-фактор
(для частотного диапазона 1000÷10000 Гц).

а) – характер изменения X_p и X_e во времени; б) – характер изменения пик-фактора X_p/X_e во времени; в) – характер изменения коэффициента $K_{п.д.п.}$

Свойства кепстра:

- сжимает диагностическую информацию, содержащуюся в спектре при неисправностях механизма и распределенную по всему частотному диапазону в виде множества модуляционных компонент (рис. 3.13), превращая их в ограниченное число «рахмоник» кепстра.
- первая «рахмоника» является функцией только глубины развития дефекта;
- соотношение между боковыми гармониками сказывается лишь на высших «рахмониках», но незначительно.

Фирма Predict / DLI использует кепстр для обнаружения неисправностей подшипников качения [50].

3.15. Использование эксцесса

Эксцесс, формула которого (1.29), приведена в главе 1, определяет отклонение параметров от нормального распределения, свойственного исправному состоянию механизма. Эксцесс эффективно использовать для оценки задира в зубчатых зацеплениях, подшипниках скольжения и цилиндро-поршневой группе дизеля. Явления задира, связанные с локальным схватыванием контактирующих поверхностей, приводит к рывкам в движении деталей и, соответственно к выбросам амплитуд вибрации [15]. При заедании зубчатой передачи изменяет вид плотности распределения вероятностей мгновенных значений амплитуд и характеризуется увеличением эксцесса E_k (рис. 3.14а).

Для подшипников скольжения, по данным М. Д. Генкина и А. Г. Соколовой [15], соотношение эксцесса для нормального состояния и при задира показано на рис. 3.14б и в.

Для цилиндро-поршневой группы дизеля при его исправном состоянии величина эксцесса E_k близка нулю, а при отклонении состояния от нормы $E_k \approx 3$. В случае развитого задира E_k достигает $12 \div 15$ (рис. 3.15).

Использование эксцесса, наряду с другими статистическими характеристиками вибрации, положено Е. З. Мадорским и М. Л. Винницким в основу программы «Вибродоктор ХХ» для контроля подшипников скольжения.

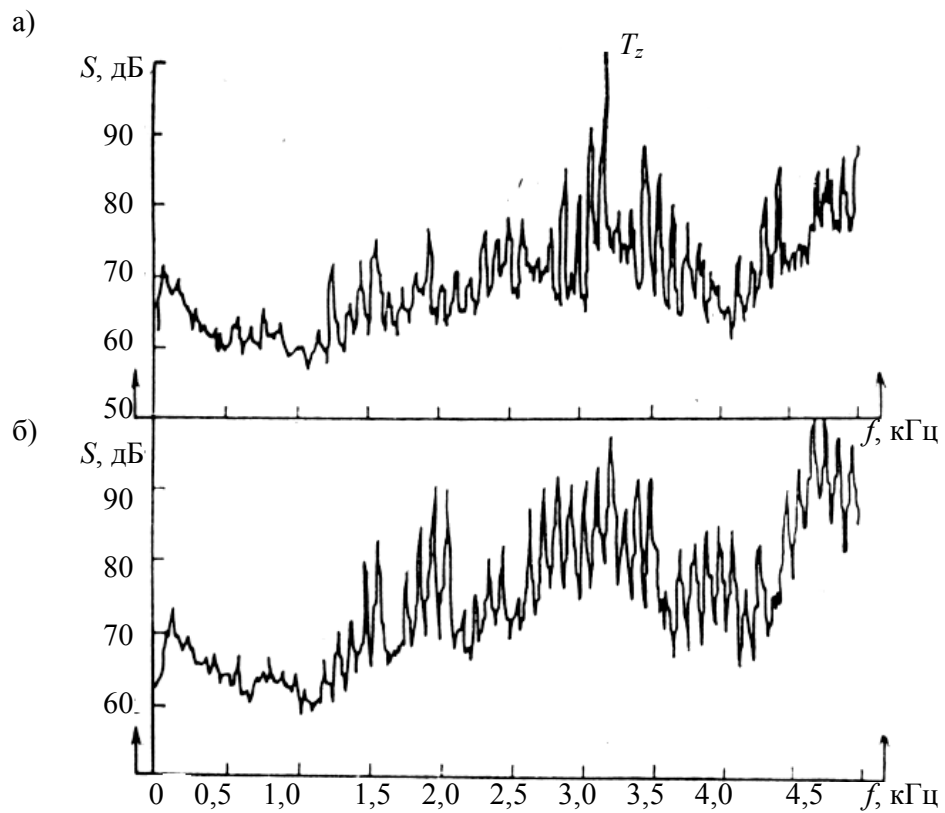


Рис. 3.13а. Спектры вибраций редуктора, [15].
а) – до поломки зубьев; б) – после поломки

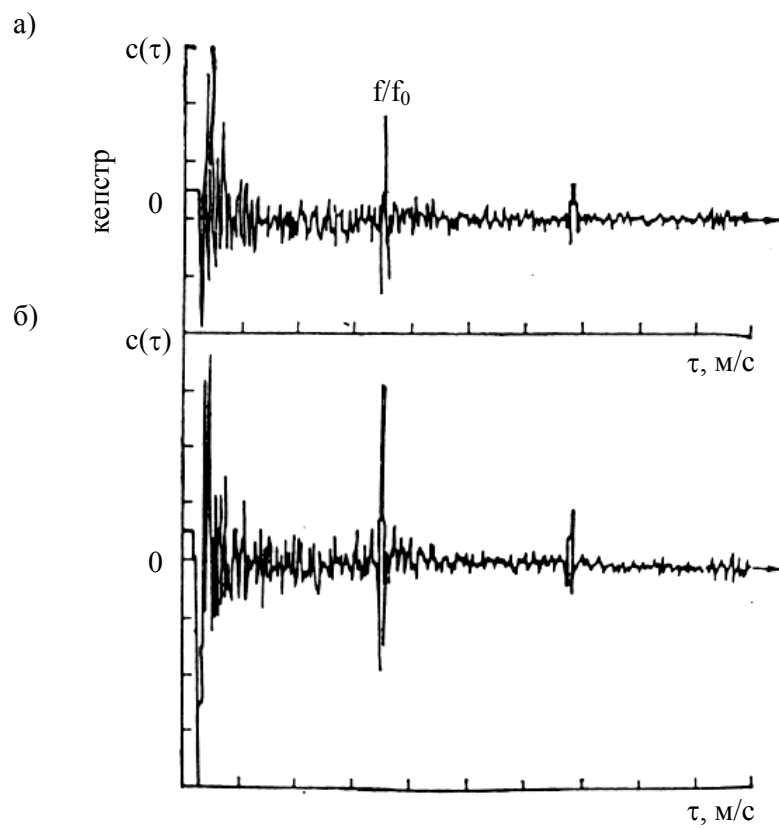


Рис. 3.13б. Кепстры вибраций редуктора, [15].
а) – до поломки зубьев; б) – после поломки

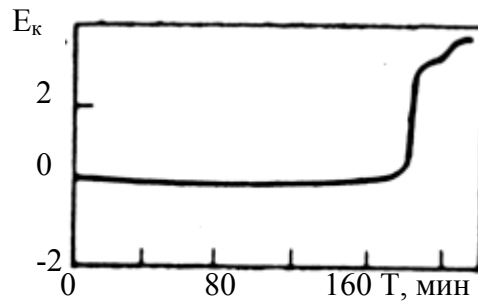


Рис. 3.14а. Кривая изменения эксцесса E_k в окрестности f_e в зависимости от времени наработки T

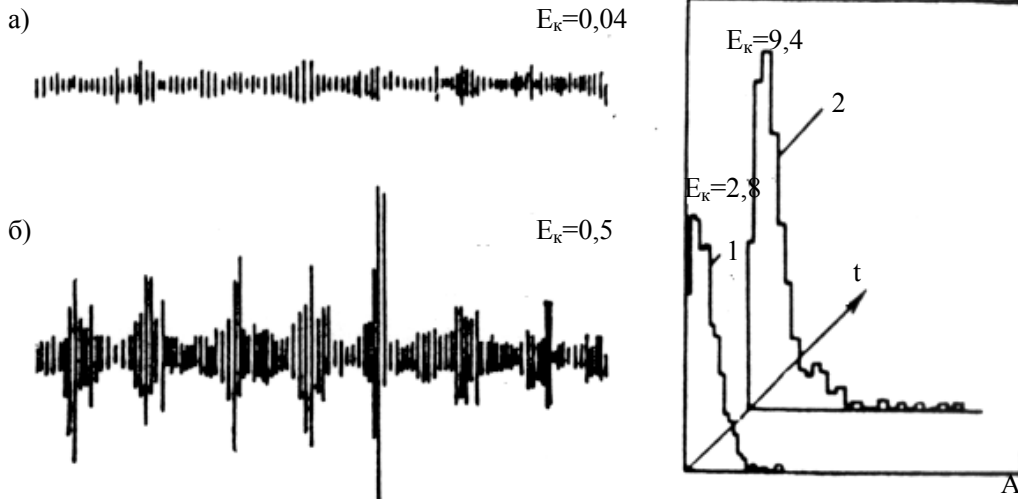


Рис. 3.14б. Временные реализации узкополосного вибропроцесса в зоне резонансной частоты подшипника скольжения.
а) – при нормальной работе;
б) – при задире подшипника

Рис. 3.14в. Гистограмма амплитудной огибающей $A(t)$ узкополосного вибропроцесса в зоне резонансной частоты подшипника скольжения.
1 – при нормальной работе;
2 – при задире подшипника

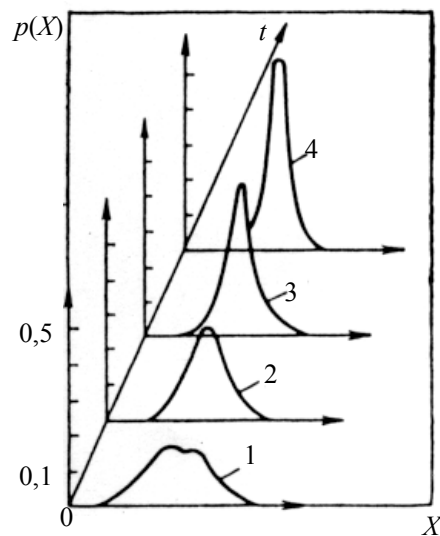


Рис. 3.15. Изменение закона распределения вероятностей амплитуд $p(X)$ вибраций втулки цилиндра и значений эксцесса E_k с развитием задир.
1 – $T=0$ ч 30мин, $E_k=0,27$; 2 – $T=3$ ч 30мин, $E_k=3,1$; 3 – $T=5$ ч 15мин, $E_k=13,2$;
4 – $T=5$ ч 30мин, $E_k=15,8$

3.16. Использование нарушения корреляционных связей для обнаружения неисправностей машин и механизмов

Использованию нарушения корреляционных связей для обнаружения неисправностей уделяется внимание в [15], [17], [7]. Это связано с тем, что нарушение корреляционных связей свидетельствует о появлении неисправностей раньше, чем отклонение уровня вибрации.

Корреляционные связи могут рассматриваться:

- как отношение уровней вибрации в отдельных точках механизма, измеренных одновременно или последовательно с небольшим интервалом времени;
- внутри одного измерительного канала на разных частотах [7].

Полученные в ЦНИИ МФ экспериментальные данные, показали, что существуют зоны корреляционных связей, свидетельствующие о нормальном состоянии механизмов. Зоны выше и ниже нормальных корреляционных связей, связаны с появлением определенных неисправностей. Зоны нарушения корреляционных связей, ограничены нормами вибрации для верхней границы категории **В**. На рис. 3.16а и (б) показаны зоны корреляционных зависимостей, свидетельствующие о нормальном состоянии насосов и центробежных сепараторов (зоны I). На рис. 3.16а зона II связана с кавитацией насоса, что свидетельствует о плохой центровке или неисправности подшипников электродвигателя (рис. 3.16б), а зона III – с горизонтальным валом.

3.17. Использование измерения высокочастотной вибрации для определения неисправностей машин и механизмов

В ряде вибродиагностических систем используется измерение высокочастотного сигнала для обнаружения неисправности машин и механизмов:

- измерение энергии импульса (Spine energy) в частотном диапазоне 5÷20 кГц (в ряде систем 20÷40 кГц);
- обнаружение высокочастотного сигнала HFD (High Frequency Detection) – в частотном диапазоне 5÷60 кГц (Микролог, SKF) или 5÷20 кГц (2120, CSI) – средний уровень виброускорения без анализа спектра. Акселерометр используемый в системе CSI имеет резонансную частоту 32 кГц;
- анализ акустической эмиссии – (SEE Spectral Energy Emitted) – в диапазоне ≈350 кГц.

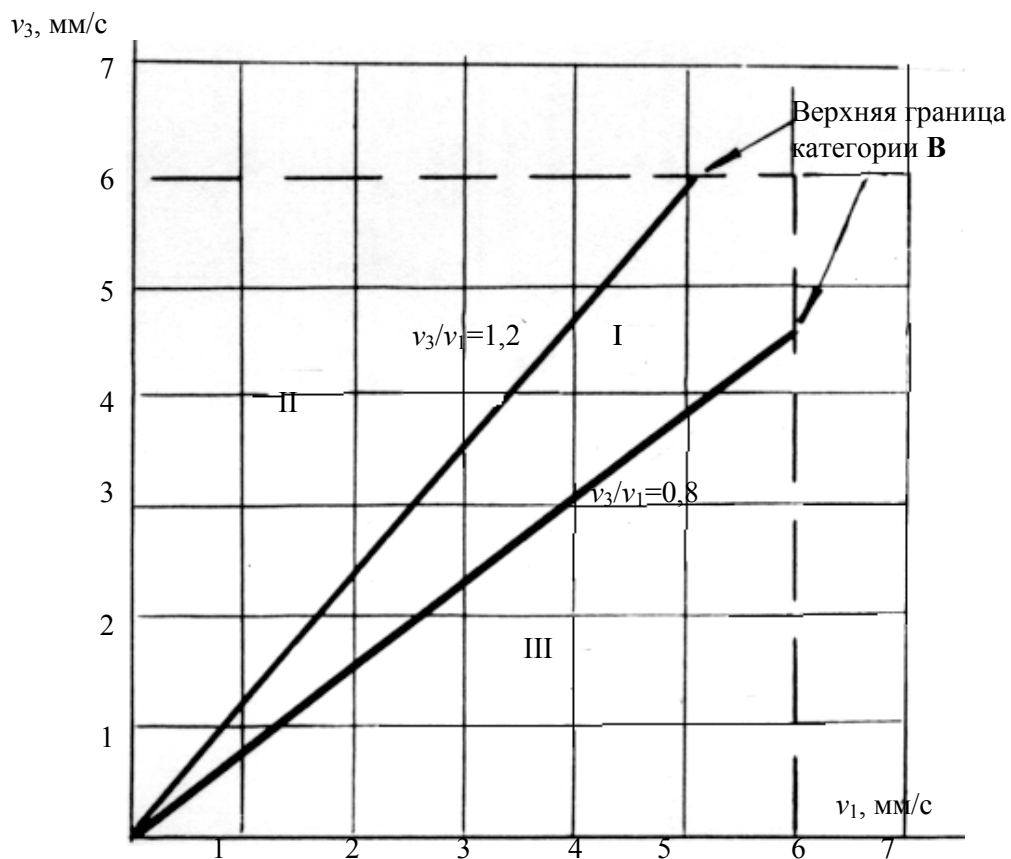


Рис. 3.16а. Корреляционные связи вибрации на горизонтальном насосе

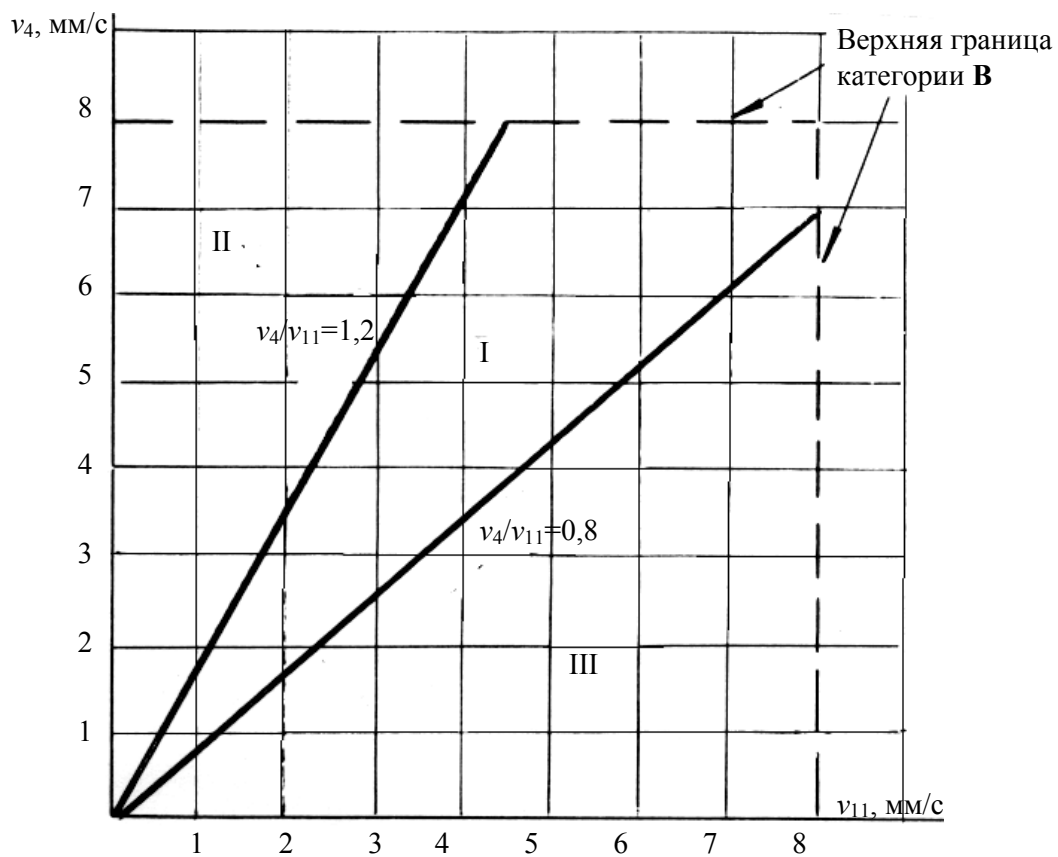


Рис. 3.16б. Корреляционные связи вибрации центробежных сепараторов

Нормы для состояния подшипников качения при применении метода HFD, используемые различными фирмами:

Категория	SKF (Микролог)	ЭнDEVKO	ЦНИИ МФ
A	$<2g$	$1\div4g$	$1,5g$
B	$2\div5g$	$4\div6g$	$1,5\div3g; 3\div5g$
C (замена подшипника)	$>5g$	$>6g$	$>5g$

Совместное измерение на передней опоре ГТД уровня виброскорости на собственной частоте ТКВД и осевого значения HFD позволяет оценить состояние подшипника внутреннего вала ГТД (подробнее смотри § 4.6).

Измерение акустической эмиссии (АЭ) используется для обнаружения неисправностей трубопроводов, арматуры и корпусов реакторов в атомных установках. В этом случае метод АЭ позволяет обнаружить неисправности на большом расстоянии от источника возникновения.

3.18. Прогноз развития вибрации и периодичность измерений

3.18.1. Прогнозные модели развития неисправности

Прогнозирование технического состояния, это процесс определения состояния на предстоящий интервал времени. Применяют два вида прогноза:

- по предыстории изменения параметров характеризующих техническое состояние;
- по известной скорости изменения параметров.

Различают прогнозы: краткосрочный – час, сутки, месяц (до 6 месяцев) и долгосрочные год, 4 года или на определенный период эксплуатации.

Предыстория, положенная в основу прогноза, должна быть по продолжительности не менее времени прогноза.

При осуществлении постоянного периодического контроля за состоянием, интервал прогноза целесообразно делать за $6\div12$ месяцев.

Для объектов, состояние которых описывается совокупностью диагностических параметров, прогнозирование производится по каждому параметру. Момент наступления предельного состояния определяется по времени достижения его всей совокупностью параметров.

Если же неисправность описывается несколькими независимыми параметрами и техническое состояние определяется по наибольшему (наименьшему) из них, то прогноз проводится по каждому из параметров, а предельное состояние определяется по достижению его одним из прогнозируемых параметров.

Достоверность прогноза проверяется теми же методами, что и достоверность диагноза.

При прогнозировании по предыстории используют элементарные функции: линейные и линейные с периодическим уточнением угла наклона прямой – коэффициента « α »; функции, описывающие характер и физическую картину (скорость) развития неисправности с определением коэффициентов функций по предыстории.

Характер развития неисправности, связанной с износом или накоплением усталостных повреждений, для краткосрочного прогноза может описываться линейной аппроксимацией:

$$y = a_0 + \alpha \tau \quad \text{или} \quad y = \alpha \tau. \quad (3.16)$$

Для более длительного прогноза для аппроксимации применяются показательные и экспоненциальные функции вида:

$$y = \tau^{\alpha_2} \quad \text{и} \quad y = e^{\alpha_3 \tau}. \quad (3.17)$$

Более универсальной для процесса износа является функция вида:

$$y = a_0 \tau^{\alpha_4} e^{\alpha_5 \tau}. \quad (3.18)$$

Уравнение (3.18) охватывает все три процесса износа (рис. 3.17) приработку, износ с постоянной скоростью (нормальную эксплуатацию) и повышенный износ, соответствующий развитию неисправности^{*)}. Для области нормального износа, аппроксимация параметров может быть осуществлена по линейной зависимости. Уровень вибрации возрастает незначительно.

Для оценки параметра α_i приближенной зависимостью, аппроксимирующей статистические данные, наиболее универсальным способом является метод наименьших квадратов. По методу наименьших квадратов α_i выбирают таким образом, чтобы квадратичная погрешность имела минимальное значение. Так для аппроксимации $y = \alpha_1 \tau$, $y = \tau^{\alpha_2}$ и $y = e^{\alpha_3 \tau}$, коэффициент « α » определяют соответственно по формуле:

$$\alpha_1 = \frac{\sum_{i=1}^n \tau y}{\sum_{i=1}^n \tau^2}; \quad \alpha_2 = \frac{\sum_{i=1}^n \lg \tau \lg y}{\sum_{i=1}^n (\lg \tau)^2}; \quad \alpha_3 = \frac{\sum_{i=1}^n \tau \lg y}{\lg e \sum_{i=1}^n \tau^2} \quad (3.19)$$

^{*)} Связь явлений задира и схватывания с уровнем вибрации рассмотрены в § 3.15 и § 4.3

где $i=1, 2, n$ – число измерений, τ – период прогноза $\alpha_i = \frac{y_{\text{пред}}}{y_0} - 1$;
 y_0 – значение параметра y в начале отсчета.

Для избежания ошибок при прогнозировании особенно при долгосрочном прогнозе и большом числе измерений, в предысторию, когда функция приобретает черты наследования [47], рекомендуется периодически проводить уточнение прогноза по последним 2÷5 измерениям (при использовании любых способов прогноза). В принципе, это так называемый, скользящий тренд-анализ, рекомендуемый [33]. В [29] дается уточнение этого метода. В этом случае можно использовать линейный прогноз по двум последним измерениям по формуле (3.16) и установить не возникает ли опасная ситуация в ближайшее время (рис. 3.18). Другими словами, не попадает ли параметр в зону категории С?

Перед прогнозированием по предыстории необходимо проводить сглаживание параметров по формулам 3.7.

Процессы образования отложений на деталях технических средств описываются S-образной кривой (сигмоида) вида:

$$y = \frac{y_{\text{пред}}}{1 + \alpha e^{-b\tau}}, \quad (3.20)$$

где $y_{\text{пред}}$ – предельно возможное изменение параметра $\alpha_i = \frac{y_{\text{пред}}}{y_0} - 1$;
 y_0 – значение параметра y в начале отсчета; b – коэффициент определяемый из решения уравнения (3.20) в пределах y_0 – y_1 ; y_1 – значение параметра y для начала прогноза; τ – период прогноза в часах (отсчитывается от τ_0 соответствующего y_0).

При прогнозировании по известной скорости развития конкретной неисправности для данного вида технических средств, характеризуемой скоростью измерения величины диагностического параметра, прогноз осуществляется по формуле:

$$\delta_{\text{пр}} = S_b \tau, \quad (3.21)$$

где $\delta_{\text{пр}}$ – прогнозируемое значение диагностического параметра;
 S_b – скорость изменения диагностического параметра за час;
 τ – время прогноза, час.

Этот метод используют для прогноза по единичному первоначальному замеру, когда имеется достаточная статистика по скорости изменения диагностического параметра для данного типа оборудования.

При прогнозировании необходимо учитывать будут ли на прогнозируемый период соблюдаться условия эксплуатации, какие имели место в предыстории. Если условия будут отличаться, то в прогноз необходимо внести поправки на влияние изменившихся условий. Для этого используются коэффициенты изменения условий эксплуатации (α, β, γ):

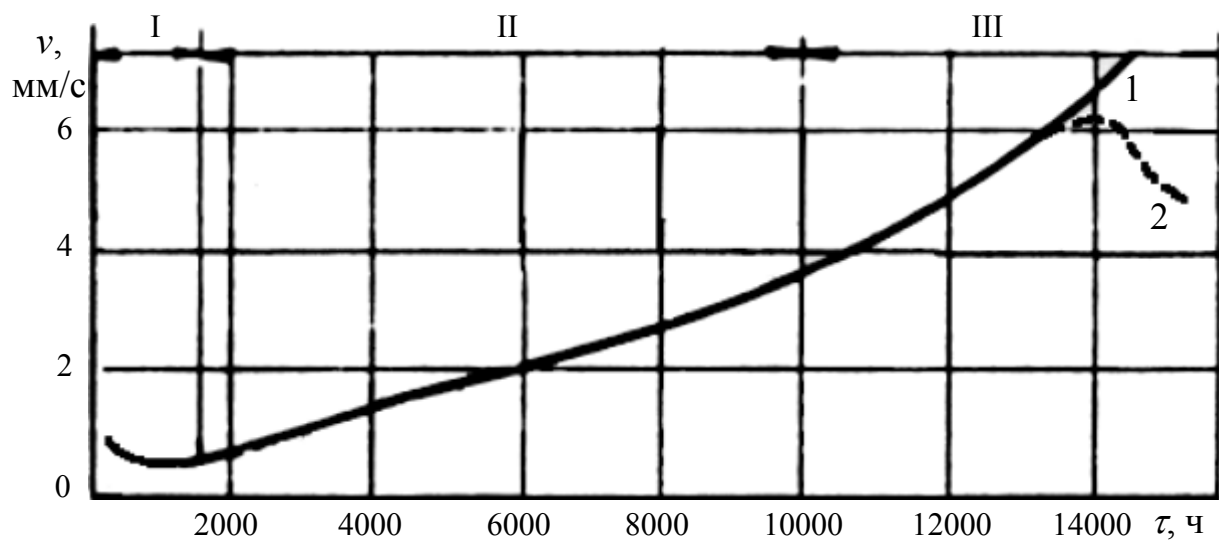


Рис. 3.17. Аппроксимация изменения параметров при трех видах износа:
 I – приработка, II – нормальный износ, III – повышенный износ.
 1 и 2 – варианты разрушений

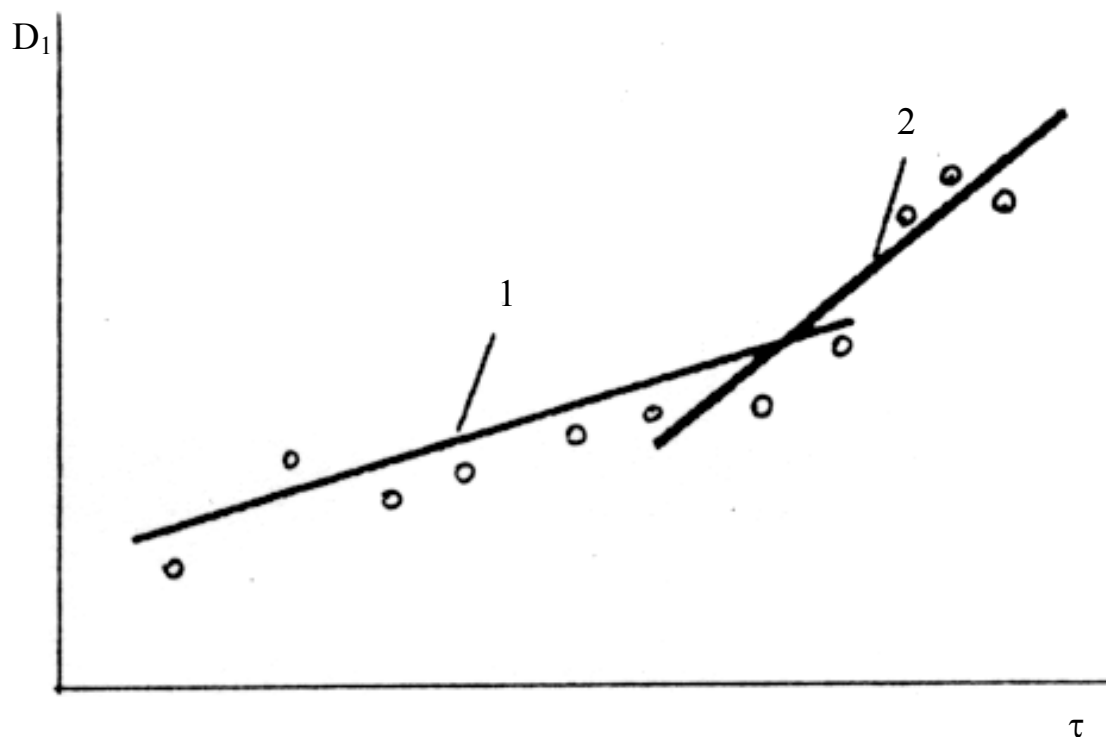


Рис. 3.18. Линейный прогноз с периодическим уточнением угла наклона прямой.
 1 – линейная регрессия на базе всех имеющихся точек измерений;
 2 – линейная регрессия по последним точкам измерений

- α – соответствует условиям эксплуатации, имевшим место при предыстории ($\alpha=1$);
- β – ухудшение условий эксплуатации ($\beta=1,1 \div 1,3$);
- γ – улучшение условий эксплуатации ($\gamma=0,9 \div 0,7$).

Эти коэффициенты устанавливаются по опыту эксплуатации. При прогнозе прогнозируемый параметр умножается на эти коэффициенты.

3.18.2. Периодичность измерений диагностических параметров, характеризующих техническое состояние

Выбор периодичности контроля заключается в соблюдении требования, чтобы объект контроля не достиг предельного значения технического состояния (с некоторым допуском) за время между процедурами контроля. Возможно два метода назначения периодичности контроля – по постоянной скорости развития повреждения или по переменной. Если выбирается постоянная скорость развития неисправности, то скорость принимается максимально возможной.

Период контроля определяется по формуле:

$$\tau_k = \frac{\delta_{\text{пр.в}} - \delta_{\text{зам}}}{S_{\text{макс}}}, \quad (3.22)$$

где $\delta_{\text{пр.в}}$ – предельно возможный диагностический (или структурный) параметр;

$\delta_{\text{зам}}$ – замеряемое значение диагностического (или структурного) параметра;

$S_{\text{макс}}$ – максимально возможная скорость изменения диагностического (или структурного) параметра.

В свою очередь период контроля может приниматься переменным или постоянным (графически это показано на рис. 3.19).

При переменном периоде контроля последующий период контроля выбирается проводя линию S (максимальной возможной скорости развития неисправности) до пересечения с линией, соответствующей значению предельно возможного контролируемого диагностического параметра (или структурного параметра). Точка пересечения определяет момент следующего контроля K_2 , и т. д. В этом случае период контроля уменьшается с наработкой:

$$\tau_{k1} > \tau_{k2} > \tau_{k3} > \tau_{k4}.$$

При постоянном периоде контроля нахождение момента контроля определяют аналогично, но при этом:

$$\tau_k^1 = \text{const} = 0,75 \tau_k.$$

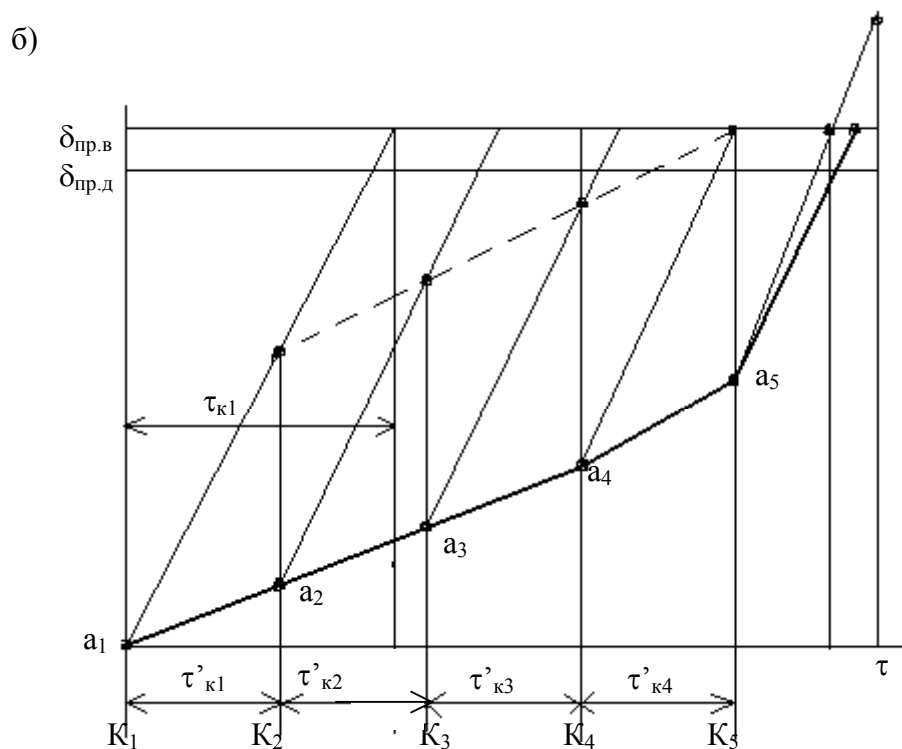
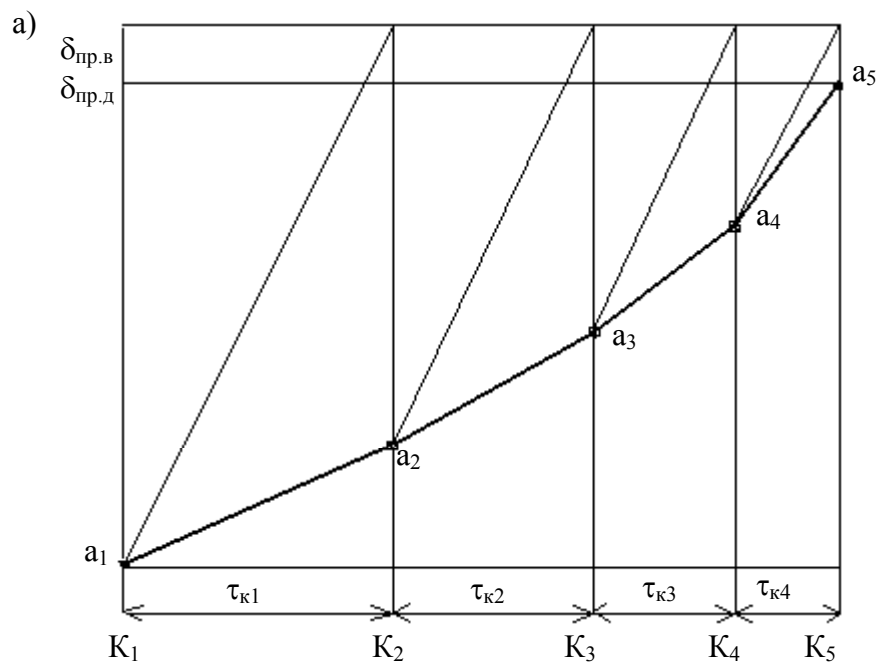


Рис. 3.19. К выбору периодов контроля.

а) – переменный период контроля, исходя из максимально возможной скорости развития повреждения $\tau_{к1} > \tau_{к2} > \tau_{к3} > \tau_{к4}$;

б) – постоянный период контроля $\tau'_к = \text{const} = 0,75 \tau_{к1}$; $\sum \tau_k > \sum \tau'_к$;

a_1, a_2, a_3 – значения фактических диагностических параметров в момент измерения

Если выбирается переменная скорость развития повреждения, то ее скорость определяется между последними моментами контроля. Здесь могут также использоваться методы прогнозирования.

В таблице 3.2 даны ориентировочные значения периодичности контроля судовых технических средств.

Таблица 3.2

Рекомендуемая периодичность контроля технического состояния
судовых технических средств (СТС)

Тип СТС	Размерность	Хорошее техническое состояние	Удовлетворительное техническое состояние
Главный двигатель:			
- состояние ЦПГ СОД;	часы	1000	500
- состояние ЦПГ МОД;	часы	2000	1000
- ГТК (подшипники);	часы	2000	1000
- ГТК (проточная часть)	часы	4000	2000
Вспомогательный двигатель (включая ГТК)	часы	1000	500
Диагностический контроль рабочего процесса дизеля:			
- «ручное»;	часы	300÷600 150	
- встроенная система	часы		
Котлы	месяцы	12	6
Насосы, обслуживающие пожар- ные и осушительные системы	месяцы	6	3
Насосы, обслуживающие системы главных двигателей	месяцы	6	3
Насосы котельных установок	месяцы	12	6
Насосы общесудовых систем	месяцы	12	6
Компрессоры воздуха в.д.	месяцы	6	3
Центробежные сепараторы	месяцы	12	6
Вентиляторы	месяцы	12	6
Рулевая машина и их насосы	месяцы	6	3
Рулевые устройства	месяцы	12	6
Теплообменники	месяцы	12	6
Установки кондиционирования воздуха (компрессоры, теплообменники)	месяцы	12	6
Электродвигатели привода вспомогательных механизмов (одновременно с обслуживаемым механизмом)	месяцы	6÷12	3÷6
Электрические и гидравлические краны	месяцы	12	6
Редукторные передачи	месяцы	12	6

3.18.3. Управление техническим состоянием

Под управлением техническим состоянием понимается такие воздействия на объект, которые приводят к сдерживанию или прекращению развития неисправности (рис. 3.20). К таким воздействиям могут быть отнесены изменения режима – снижение нагрузки, переход на рабочую среду лучшего качества (например, другой сорт топлива, улучшения фильтрации), учащения очистки проточной части (например, в ГТД), замена топливной аппаратуры (например, в дизелях и ГТД) и т. д.

Управление техническим состоянием производится на основе информации о техническом состоянии и его прогнозе с одной стороны и необходимостью продолжения эксплуатации в течение определенного времени с другой стороны.

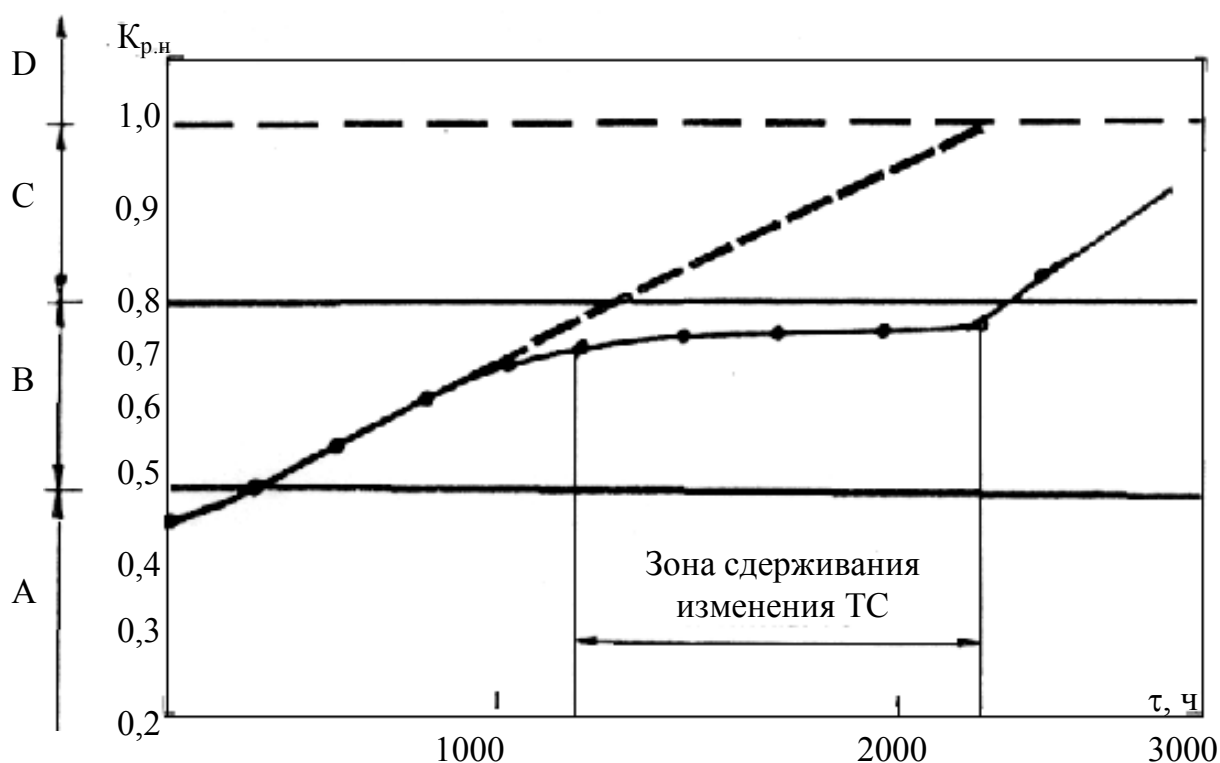


Рис. 3.20. Развитие неисправности с применением управления техническим состоянием

3.19. Измерение при пуске и остановке машины (режим разгон/выбег)

При пуске и остановке машин анализ состояния производится с помощью синхронного следящего анализа. В этом случае, происходит регистрация амплитуд вынужденных колебаний в режиме изменения частоты вращения и различные виды обработки (общий уровень), пик-фактор, эксцесс, амплитуда (фаза, каскад спектров).

Важной характеристикой анализа разгона/выбега является число точек измерения за время разгона/выбега:

приборы: Топаз и Кварц – 512;

795М – 100.

Амплитудно-частотная характеристика механической системы, методы синхронного следящего анализа, может содержать интересную информацию, в частности, по данным [16], по изменению положения резонанса можно судить об изменении контактной жесткости взаимодействующих поверхностей.

Использование этого метода целесообразно в том случае, когда трудно или невозможно обеспечить работу на стационарных режимах: планетарные редукторы, газотурбинные двигатели.

Особый подход требует анализ режима пуска и остановки паровых турбин, а также газовых турбин за счет учета режима прогрева и остывания.

Изменение вибрации при пуске-остановке позволяет выявить [16]: обрыв стержней беличьей клетки, ослабление посадки якоря на валу, дефекты подвижной муфты, нарушение плотности стяжки железа статора.

ГЛАВА 4.

Определение неисправностей машин и механизмов вибрационными методами

4.1. Нормы вибрации

4.1.1. Методика разработки норм вибрации

Общие положения. Нормы вибрации должны определять четыре категории технического состояния, согласно ГОСТ ИСО 10816-1-97 (см. гл. 1). Действующие в ряде ведомств нормы вибрации не отвечают этим требованиям.

Форма представления норм вибрации по ГОСТ Р ИСО 10816-1-97 в виде абсолютных значений уровня вибрации приведены на рис. 4.1. Здесь показаны границы частотного диапазона измерений f_u и f_l , причем ниже частоты f_x и выше частоты f_y допустимые значения виброскорости являются функцией частоты f вибрации. Для зоны от f_x до f_y применим критерий постоянной виброскорости.

Стандарт ГОСТ Р ИСО 10816-1-97 дает общее руководство для определения категорий состояния. Кривые, приведенные на рис. 4.1, отвечают уравнению:

$$v_e = v_{ea} G(f_z/f_x)^k \cdot (f_y/f_w)^m, \quad (4.1.)$$

где: v_e – допустимое среднее квадратическое значение виброскорости, мм/с;

v_{ea} – среднее квадратическое значение виброскорости в диапазоне частот f_x и f_y , мм/с;

G – коэффициент, определяющий границы зон категорий состояния A/B, B/C и A/C;

f_x и f_y – установленные границы по частоте, где: $v_{ea} = \text{const}$, Гц;

$$f_w = \begin{cases} f_y, & \text{для } f > f_y; \\ f, & \text{для } f \leq f_y; \end{cases}$$

$$f_z = \begin{cases} f_y, & \text{для } f < f_x; \\ f_x, & \text{для } f \geq f_x; \end{cases}$$

f – частота для которой определяется среднее квадратическое значение;

k, m – заданные константы для машин данного типа.

В ГОСТ Р ИСО 10816-1-97 величина коэффициента G принята:

	A/B	B/C	A/C
$G =$	2,56	2,5	6,4

(4.2)

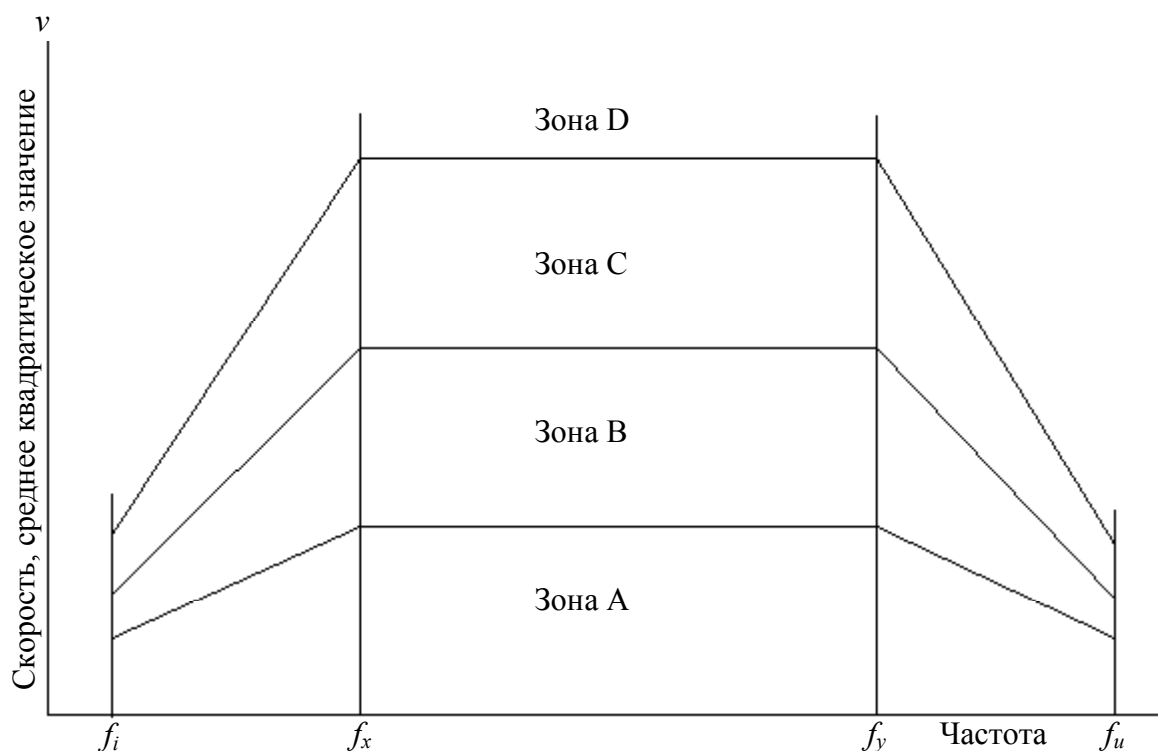


Рис. 4.1. Общий вид кривых для критерия на основе среднего квадратического значения виброскорости

Ряд фирм придерживаются других величин для коэффициента G :

	A/B	B/C	A/C
ЦНИИ МФ	2,6	1,7	4,4
Predict/DLI	3	2	6

(4.3)

Уровень вибрации (гармоники) на разных частотах должны быть в пределах категории состояния.

«Методика ЦНИИ МФ установления норм вибрации». Вначале, определяют уровни вибрации большого числа объектов (более 100), находящихся по техническому состоянию в зоне категорий качества **A** и **B** (спектры вибрации СКЗ в 1/3 октавы). Далее вычисляется среднее арифметическое значений уровней вибрации для определенных точек измерений (точки измерения, согласно § 2.5) и частотных полос:

$$\bar{v} = \frac{\sum v_i}{n}, \quad (4.4)$$

где v_i — уровни вибрации i -го измерения, мм/с; n — число измерений.

Параметры вибрации, как правило, подчиняются нормальному закону распределения [43]. Исходя из этого, корень квадратный из дисперсии вычисляется по формуле:

$$\sigma = \sqrt{\sum_1^n \frac{(v_1 - \bar{v})^2}{n-1}}. \quad (4.5)$$

Верхняя граница категории **A** и **B** соответственно принимаются:

$$v_A = \bar{v} + (1 \div 1,5)\sigma; \quad (4.6)$$

$$v_B = \bar{v} + 3\sigma. \quad (4.7)$$

Полученные значения наносят на стандартный график соотношения характеристик вибрации a , v и s (рис. 1.5). В этом случае, пренебрегают отклонениями от синусоидальной формы вибрации. Границы f_x и f_y находят по статистическим данным, а f_i и f_n – получают из условия постоянства s и a на графике (рис. 1.5).

Нормы проверяют на практике вычислением ошибок «ложная тревога» и «пропуск дефекта».

Пример разработки норм вибрации для судовых насосов. Анализ проводился из трех мощностных групп насосов с электроприводом: 2...15 кВт, 15...75 кВт и 75...300 кВт и охватывал центробежные, шестеренные и винтовые насосы вертикального и горизонтального исполнения. Всего проанализировано более 400 насосов, установленных на судах различных типов, измерения на которых ЦНИИ МФ проводил в течение 12 лет. Измерялись средние квадратические значения виброскорости в трех октавных полосах. Точки измерения принимались по рис. 2.10. На рис. 4.2 показаны результаты анализа в сравнении с нормами 1995 г Регистра для роторных механизмов, а также нормам ЦНИИ МФ 1987–1992 г, и рекомендациями различных спецификаций для вертикальных насосов, мощностью 15...75 кВт. Обработка данных измерений вибрации насосов мощностью 15÷75 кВт, дала следующие результаты в частотном диапазоне 10...100 Гц:

$$v_A = \bar{v} + \sigma = 6 \text{ мм/с};$$

$$v_B = \bar{v} + 3\sigma = 10 \text{ мм/с}.$$

При этом в зоне **A** находилось 82 % объектов, а в зоне **B** – 15 %.

Верхние границы зон **A** и **B** принять в виде норм вибрации для категории **A** и **B** насосов мощностью 15...75 кВт. Частотный диапазон при $v_A = \text{const}$ и $v_B = \text{const}$ составляет 16÷63 Гц.

В результате обработки получается обобщенный опорный спектр вибрации для категории **A**, который может быть принят за базовый при определения состояния насосов по отклонению от опорного спектра. (рис. 4.3).

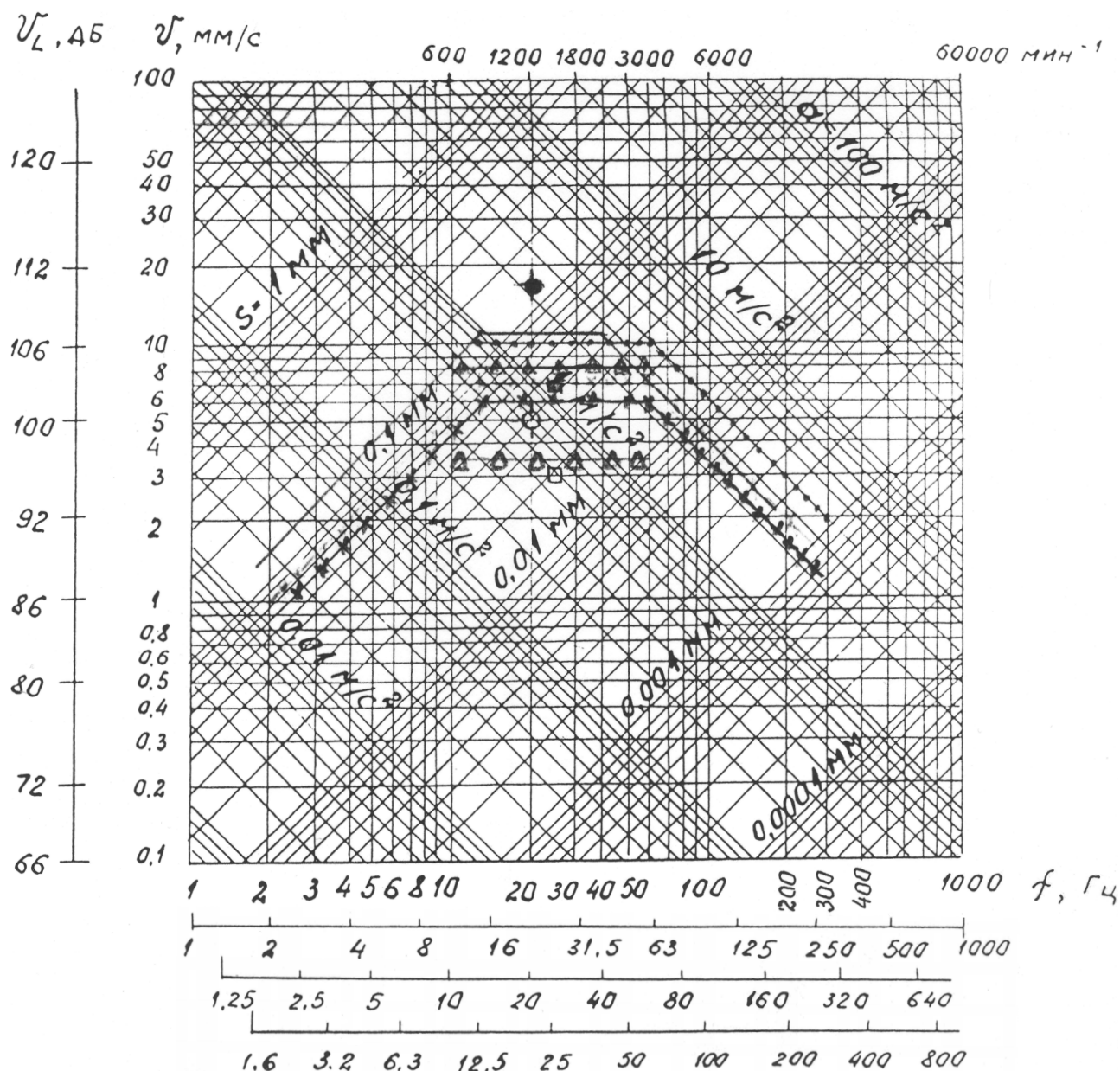


Рис. 4.2. Сравнение норм вибрации насосов, мощностью 15÷75 кВт (вертикальные).

— Нормы 1995 г Регистра для роторных механизмов;

$\begin{matrix} \text{---} \times \times \times \text{---} & \text{A} \\ \text{---} \bullet \bullet \bullet \text{---} & \text{B} \end{matrix} \left. \vphantom{\begin{matrix} \text{---} \times \times \times \text{---} \\ \text{---} \bullet \bullet \bullet \text{---} \end{matrix}} \right\} \text{Предлагаемые нормы для категорий A и B;}$

$\triangle \text{A}; \triangle \text{B}$ — Нормы 1987÷1992 гг. ЦНИИ МФ;

$\begin{matrix} \oplus \quad \bullet \\ \square \quad \blacksquare \end{matrix} \left. \vphantom{\begin{matrix} \oplus \quad \bullet \\ \square \quad \blacksquare \end{matrix}} \right\} \begin{matrix} \text{A и B. Вертикальные насосы} \\ \text{A и B. Горизонтальные насосы} \end{matrix} \text{Японский комитет по вибрации}$

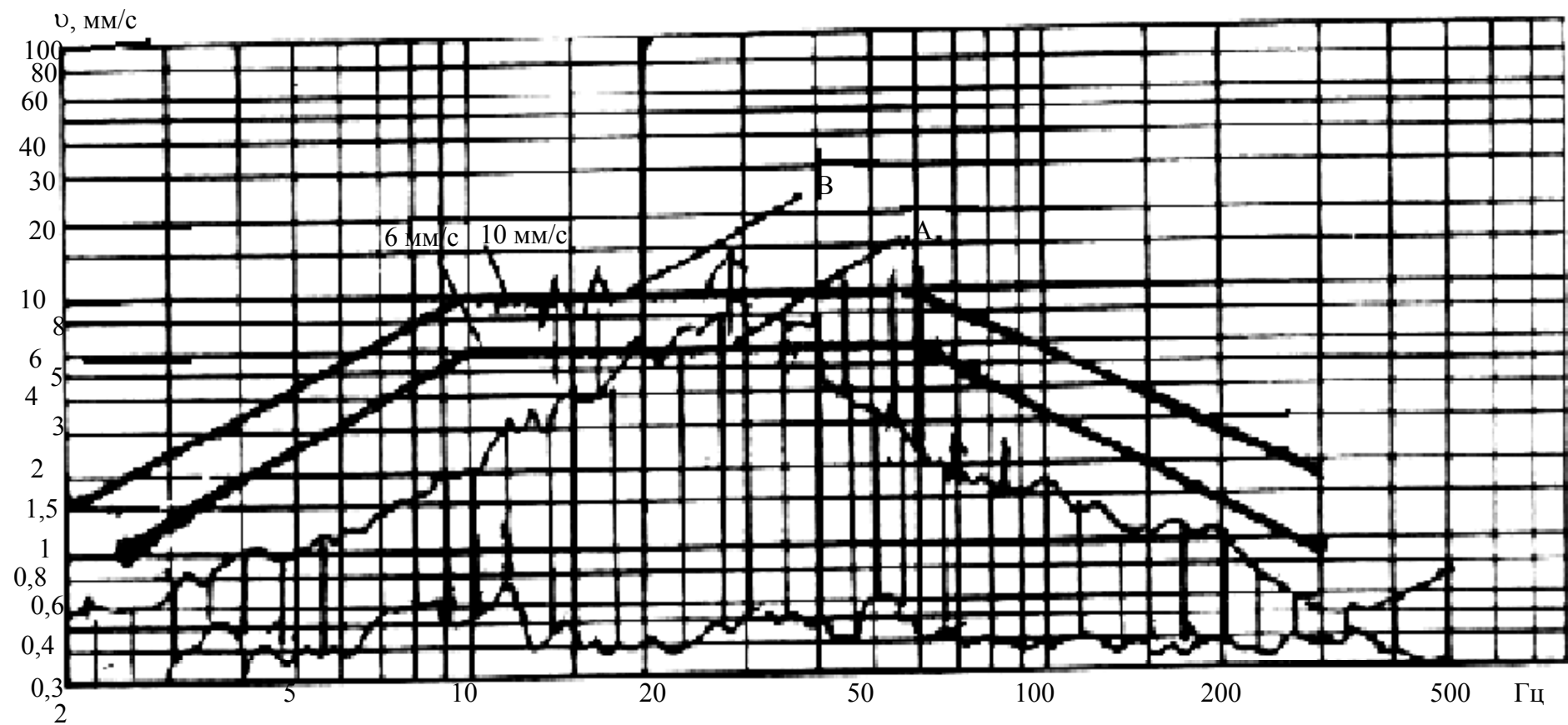


Рис. 4.3. Обобщенный спектр вибрации центробежных насосов

4.1.2. Норма вибрации по ГОСТ Р ИСО 10816-1-97

Стандарт ГОСТ Р ИСО 10816-1-97 является основополагающим стандартом в области вибрационного мониторинга состояния и диагностики. Стандарт охватывает четыре класса машин (рис. 4.4).

Класс 1. Машина, мощностью до 15 кВт (в основном электродвигатели, насосы, вентиляторы);

Класс 2. Машины мощностью от 15 до 75 кВт (электродвигатели, насосы, вентиляторы) без специальных фундаментов, жесткоустановленных, или машины, мощностью до 300 кВт на специальных фундаментах;

Класс 3. Мощные первичные двигатели и другие машины с вращающимися частями, установленные на массивных фундаментах, относительно жестких в направлении измерения вибрации;

Класс 4. Мощные первичные двигатели и другие мощные машины с вращающимися массами, относительно податливые в направлении измерения вибрации (например, турбогенераторы и газовые турбины с выходной мощностью более 10000 кВт).

Измерение вибрации производится на неподвижных частях машин. ГОСТ Р ИСО 10816-1-97 базируется на широко применяемом с 1974 г. стандарте ISO 2372, который устанавливал общий уровень вибрации для упомянутых выше машин в диапазоне $10 \div 1000$ Гц.

Стандарт ГОСТ Р ИСО 10816-97 регламентирует примерные границы v_i , вычисленные по формуле 1.13–1.17. Нормы по рис. 4.4 используют, если доминирующая частота вибрации лежит в диапазоне $f_x - f_y$ (часто это оборотная частота). Диапазон $f_x - f_y$ для групп машин определяют, исходя из их конструкции, и устанавливают на основе статистических данных.

4.1.3. Нормы вибрации стационарных паротурбинных агрегатов

Нормы вибрации стационарных паротурбинных агрегатов регламентируются Правилами технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ [38], а также ГОСТ 25364-97 и ГОСТ 27165-97. Требования к нормам вибрации в Правилах и ГОСТ несколько отличаются. В принципе, они должны быть сведены к одним нормам. ГОСТ 27165-97 относится к измерениям на вращающихся валах и совпадают с ISO 7919-2.

Согласно, правила эксплуатации турбоагрегатов виброскорость v на подшипниковых опорах должна быть не выше 4,5 мм/с. При превышении нормального значения вибрации, должны быть приняты меры к ее снижению в срок не более 30 суток. При вибрации выше 7,1 мм/с эксплуатировать агрегаты более 7 суток запрещается, а при вибрации 11,2 мм/с турбина должна быть отключена действием защиты или вручную.

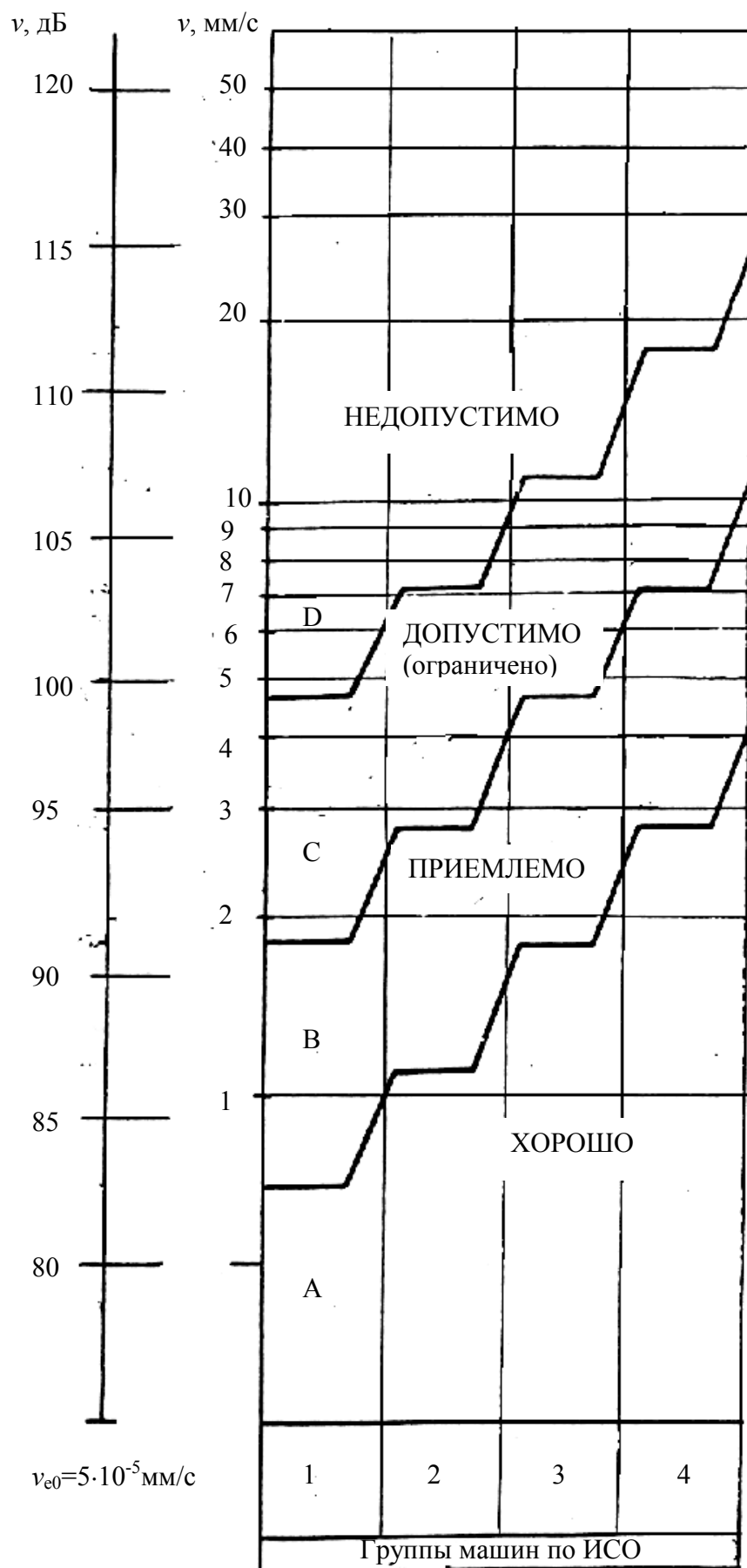


Рис. 4.4. Нормы виброскорости по ГОСТ Р ИСО 10816-1-97

Турбина должна быть немедленно остановлена, если при установившемся режиме происходит одновременное внезапное изменение вибрации оборотной частоты двух опор одного ротора, им смежных опор, или двух компонентов вибрации одной опоры на 1 мм/с и более от любого начального уровня.

Турбина должна быть разгружена и остановлена, если в течение 1–3 суток произойдет плавное возрастание любого компонента вибрации одной из опор подшипников на 2 мм/с.

Эксплуатация турбоагрегата при низкочастотной вибрации недопустима. При появлении низкочастотной вибрации, превышающей 1 мм/с, должны быть приняты меры к ее устранению.

Вибрацию турбоагрегатов, мощностью 50 МВт и более следует измерять и регистрировать с помощью стационарной аппаратуры непрерывного контроля вибрации подшипниковых опор, соответствующих требованиям ГОСТ 27164-86.

До установки стационарной аппаратуры непрерывного контроля вибрации турбогенераторов, мощностью менее 50 МВт допускается использовать переносные приборы, метрологические характеристики которых удовлетворяют требованиям ГОСТ 27164-86. Периодичность контроля должна быть не реже 1 раза в месяц.

Требования к нормам вибрации стационарных турбин относятся также к подшипникам генераторов, приводимых этими турбинами.

4.1.4. Нормы вибрации гидроагрегатов (гидротурбины и генераторы)

В соответствии с Правилами технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ [38] устанавливаются следующие пределы максимального уровня вибрации:

- размах горизонтальной вибрации (двойная амплитуда) корпуса турбинного подшипника, а также размах горизонтальной верхней и нижней крестовин генератора, если на них расположены направляющие подшипники, в зависимости от частоты вращения ротора гидроагрегата не должен превышать следующих значений:

частота вращения ротора гидроагрегата, мин ⁻¹	60 и менее	150	300	428	600
допустимое значение вибрации, мм	0,18	0,16	0,12	0,10	0,08

- размах вертикальной вибрации крышки турбины, опорного конуса или грузонесущей крестовины генератора в зависимости от частоты вибрации не должен превышать следующих значений:

частота вибрации, Гц;	1 и менее	3	6	10	16	30 и более
допустимый размах вибрации, мм	0,18	0,16	0,12	0,08	0,06	0,04

4.1.5. Нормы вибрации стационарных энергетических газотурбинных установок

Согласно «Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ» [38] при эксплуатации стационарных ГТУ значения v на подшипниковых опорах турбин, компрессоров, турбогенератора и возбuditеля должно быть не выше 4,5 мм/с. При превышении нормативного значения вибрации должны быть приняты меры к ее снижению в течение не более 30 суток. При вибрации свыше 7,1 мм/с эксплуатировать ГТУ более 7 суток запрещается, а при вибрации 11,2 мм/с установка должна быть отключена действием защиты или вручную. ГТУ должна быть немедленно остановлена, если при установившемся режиме происходит одновременное внезапное изменение вибрации оборотной частоты двух опор одного ротора, или смежных опор, или двух компонентов вибрации одной опоры на 1 мм/с и более от любого начального уровня. ГТУ должна быть остановлена, если в течение 1...3 суток произойдет плавное возрастание любого компонента вибрации одной из опор подшипников на 2 мм/с.

Настоящие требования не относятся к конвертированным судовым и авиационным ГТД, используемым в стационарной энергетике.

Требования Правил [38] расходятся с введенным с 2000 г. ГОСТ Р ИСО 10816-4-99 «Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на невращающихся частях. Часть 4. Газотурбинные установки». Этот стандарт распространяется на стационарные ГТУ, мощностью более 3 МВт и частотой вращения $n=3000\div20000$ мин⁻¹. ГОСТ регламентирует зоны состояния **A, B, C, D**, рассмотренные в § 1.1.2.

Для границ зон ГОСТ Р ИСО 10816-4-99 устанавливают следующие нормы виброскорости:

A/B	4,5 мм/с
B/C	9,3 мм/с
C/D	14,7 мм/с

Предупредительная сигнализация настраивается ниже 25 % уровня верхней границы зоны **B**, а защита (немедленная остановка) настраивается на величину 14,7 мм/с.

Следует отметить, что приведенные ниже в § 4.1.11. нормы вибрации для судовых ГТД примерно на 1 мм/с выше норм для стационарных ГТУ.

Вибрация стационарных газотурбинных двигателей мощностью до 3 МВт регламентируется стандартом ГОСТ Р ИСО 10816-3-99. По этому стандарту ГТУ разбиваются на две группы машин: группа 1, мощностью 300÷3000 кВт; группа машин 2, мощностью 15÷300 кВт нормы вибрации приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Нормы вибрации по ГОСТ Р ИСО 10816-3-99 для ГТУ,
мощностью 15÷3000 кВт

Класс опоры	Граница зон	Группа 1		Группа 2	
		s_e , мкм	v_e , мм/с	s_e , мкм	v_e , мм/с
Жесткая	A/B	29	2,3	22	1,4
	B/C	57	4,5	45	2,8
	C/D	90	7,1	71	4,5
Податливая	A/B	45	3,5	37	2,3
	B/C	90	7,1	71	4,5
	C/D	140	11,0	113	7,1

Жесткость опоры рассматривается в направлении измерения вибрации. Если первая собственная частота системы «опора-машина» в направлении измерения превышает основную частоту возбуждения (частоту $f_{обор}$) на 25 % и более, такую опору считают жесткой в данном направлении. Все остальные опоры считают податливыми.

Стандарт не распространяется на подшипники и зубчатые передачи, входящие в состав ГТУ.

4.1.6. Нормы вибрации машин с возвратно-поступательным движением

По машинам с возвратно-поступательным движением, к которым относятся двигатели внутреннего сгорания и поршневые компрессоры, на русском языке нет основополагающих стандартов. В связи с этим, здесь приводятся известные, на момент выхода монографии, стандарты ISO в этой области.

ГОСТ Р ИСО 2954-97 регламентирует требования к средствам измерения вибрации машин с возвратно-поступательным движением. Основополагающим стандартом должен служить стандарт ISO 10816-6 «Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 6. Reciprocating machines with power ratings above 100 kW». Этот стандарт до сих пор не принят в качестве ГОСТ.

Ниже приводится содержание проекта этого стандарта. Стандарт разрабатывается с 1992 года и охватывает машины с возвратно-поступательным движением номинальной мощностью свыше 100 кВт, с частотой вращения до и свыше 200 мин⁻¹.

Стандарт предусматривает четыре категории состояния, согласно § 1.1.2.

Нормы вибрации приведены в табл. 4.2. В табл. 4.2. зоны **A** и **B** объединены предварительно, по мере накопления информации они будут разделены, нормируются v_e , a_e и s_e для частотной зоны 2÷1000 Гц.

Таблица 4.2

Степень интен- сивности вибрации	Максимальный уровень вибрации			Классификация машин и зоны допусков вибрации для них						
	Вибросмещ., s_e , мкм	Виброскор., v_e , мм/с	Виброускор., a_e , м/с ²	1	2	3	4	5	6	7
1,1	17,8	1,12	0,7	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B
1,8	28,2	1,78	1,12							
2,8	44,8	2,82	1,77							
4,5	70,9	4,46	2,8							
7,1	112	7,07	4,44	C	D	C	D	C	D	C
11	178	11,2	7,04	D						
18	282	17,8	11,2	D						
28	448	28,2	17,7	D						
45	709	44,6	28	D		C	D	C		
71	1129	70,7	44,4	D		C	D	C		
112	1780	112	70,4	D		C	D	C		
180	>1780	>112	>70,4	D		C	D	C		

Значения v_e , a_e и s_e постоянны в следующих диапазонах:

s_e (мкм): 1÷2 Гц;

v_e (мм/с): 10÷100 Гц;

a_e (м/с²): 100÷1000 Гц.

Точки измерения приведены на рис. 2.8. Классы машин, регламентируемые стандартом:

1 – газовые компрессоры с противоположным возвратно-поступательным движением масс (уравновешенные), на жестком фундаменте;

2 – локомотивные поршневые воздушные компрессоры; многоступенчатые газовые компрессоры на жестком фундаменте;

3 – одноступенчатые газовые компрессоры на жестком фундаменте;

4 – примеры не приводятся;

5 и 6 – промышленные и судовые дизели до 2000 мин⁻¹;

6 и 7 – промышленные и судовые дизели с частотой вращения свыше 2000 мин⁻¹.

Представляет интерес общепромышленный стандарт ISO 8528, введенный в 1988 г. для дизель-генераторов. В стандарте имеется оговорка, что его использование для судовых дизелей согласовывается с классификационным обществом. В табл. 4.3. приведены нормы общего уровня v_e в диапазоне частот 2÷300 Гц.

Таблица 4.3

Уровень вибрации генераторных установок с приводом от поршневого двигателя внутреннего сгорания (стандарт ISO 8528)

Частота вращения, мин ⁻¹	Мощность установок, кВА (cos φ = 0,8)	Виброскорость, мм/с		
		Двигатель внутреннего сгорания ^{1) 2)}	Генератор	
			I диапазон	II диапазон
3000–3600	< 15 (1 цилиндр),			100
	< 50 (2–4 цилиндра)			60
1500–1800	до 50			40
	50–250	< 45	< 25	30
	> 250	< 45	< 20	28
750–1200	150–1250	< 45	< 20	24
	> 1250	< 45	< 18	22
< 750	> 1250	< 45	< 15 (10) ⁴⁾	20 (15) ⁴⁾

Примечания.

- 1) Для двигателя, установленного на фланце генератора, применяются нормы генератора;
- 2) Применим для дизелей, мощностью более 100 кВА.
- 3) I диапазон – результат практики, ниже нормы – разрушения не бывает. В диапазоне II требуется специальная проверка состояния на допустимость такого уровня вибрации. Выше уровня II диапазона эксплуатация недопустима;
- 4) Величина в скобках для бетонных фундаментов.

Для генераторов стандарт предусматривает диапазоны требований при изготовлении и в эксплуатации. Точки измерения приведены на рис. 2.8. В точках измерения не должно быть локальных резонансных колебаний. Общий уровень виброскорости в диапазоне частот 2÷300 Гц определяется по формуле:

$$v_e = \sqrt{(\beta_1 \cdot v_{e1})^2 + (\beta_2 \cdot v_{e2})^2 + (\beta_3 \cdot v_{e3})^2}, \quad (4.8)$$

где: v_{e1} и $\beta_1 = 10/f_i$ для $2 \leq f_i < 10$ Гц;
 v_{e2} и $\beta_2 = f_i$ для $10 \leq f_i < 100$ Гц;
 v_{e3} и $\beta_3 = f_i/100$ для $100 < f_i < 300$ Гц.

Уровни вибрации для судовых дизелей, судовых дизель генераторов и поршневых компрессоров приведены в § 4.1.11.

4.1.7. Нормы вибрации электрических машин

Правила [38] регламентируют следующие нормы вибрации подшипников электродвигателей, приводящих механизмы на электрических станциях:

Синхронная частота вращения, мин ⁻¹	3000	1500	1000	750 и менее
Удвоенная амплитуда колебаний подшипников, мкм	30	60	80	95

Для электродвигателей, сочлененных с углеразмольными механизмами, дымососами и другими механизмами, вращающиеся части которых подвержены быстрому износу, а также для электродвигателей, сроки эксплуатации которых превышают 15 лет, допускается работа с вибрацией в течение времени, необходимого для устранения причин повышенной вибрации:

Синхронная частота вращения, мин ⁻¹	3000	1500	1000	750 и менее
Удвоенная амплитуда колебаний подшипников, мкм	50	100	130	160

ГОСТ 20815-93 (заменяющий ГОСТ 20815-85, ГОСТ 12379-75 и ГОСТ 16921-83) распространяется на электрические машины, мощностью до 50 МВт и частотой вращения 100÷6000 мин⁻¹ при испытаниях на стендах изготовителя. Эти нормы для электрических машин на месте эксплуатации не распространяются. Рассматриваются три вида машин: нормальный уровень вибрации – **N**, пониженный – **R**, с особо жесткими требованиями к уровню вибрации **S**. Машина класса **R** и **S** испытываются на свободной подвеске. Машины класса **N** испытываются как на свободной подвеске, так и при жестком закреплении. В последнем случае при высоте оси более 400 мм норма $v_i=2,8$ мм/с.

Нормы вибрации генераторов, входящих в состав дизель-генераторов см. § 4.1.6 и § 4.1.11.

Стандарт ГОСТ Р ИСО 10816-3-99 регламентирует нормы вибрации электрических машин с высотой оси вращения вала выше 315 мм (группа 1) и высотой 160÷315 (группы 2), приведенные в табл. 4.4. Зоны состояния по § 1.1.2. Жесткость опор рассматривается в направлении измерения вибрации. Если первая собственная частота системы «опора-машина» в направлении измерения превышает основную частоту возбуждения (частоту $f_{\text{обор}}$) на 25 % и более, такую опору считают жесткой в данном направлении. Все остальные опоры считают податливыми. Стандарт не распространяется на электрические машины, установленные на электростанциях.

Вибрация судовых электрических машин регламентируется, согласно § 4.1.11.

Таблица 4.4

Нормы вибрации электрических машин с высотой оси вращения вала выше 315 мм (группа 1) и 160÷315 мм (группа 2)

Классы опоры	Границы зон состояния	Группа 1		Группа 2	
		s_e , мкм	v_e , мм/с	s_e , мкм	v_e , мм/с
Жесткие	A/B	29	2,3	22	1,4
	B/C	57	4,5	45	2,8
	C/D	90	7,1	71	4,5
Податливые	A/B	45	3,5	37	2,3
	B/C	90	7,1	71	4,5
	C/D	140	11,0	113	7,1

4.1.8. Нормы вибрации для редукторов и зубчатых передач

Нормы вибрации по ГОСТ Р ИСО 8579-2-99, регламентируют приемку зубчатых передач (повышающих и понижающих) на стенде.

При использовании норм для зубчатых передач, соединенных с механизмами отбора мощности или привода, нормы распространяются при согласовании между изготовителем и заказчиком. Диапазоны измерений по частоте:

- вала: 10÷500 Гц;
- корпуса: 10÷10000 Гц;

(при стационарной установке датчика)

Допустимая погрешность 10 %.

ГОСТ Р ИСО 8579-2-99 регламентирует нормы вибрации для следующих областей применения:*)

A – корабли военно-морского флота;

B – высокоскоростные проводы (свыше 3600 мин⁻¹);

C – промышленные механизмы и суда торгового флота;

D – прокатные станы.

На рис. 4.5. даны нормы вибрации для вала редуктора (виброперемещение), а на рис. 4.6 нормы для корпуса редуктора (виброскорость). Диапазоны постоянного значения виброперемещения 0÷50 Гц. Выше 50 Гц кривая спадает со скоростью 10дБ на декаду. Диапазон постоянного значения виброскорости 45÷1590 Гц. Ниже 45 Гц и выше 1590 Гц кривая спадает со скоростью 14 дБ на декаду.

*) Классы вибрации зубчатых передач **A**, **B**, **C**, **D** не следует путать с категориями состояния по ГОСТ Р ИСО 10816-1-97 (см. § 1.1.2)

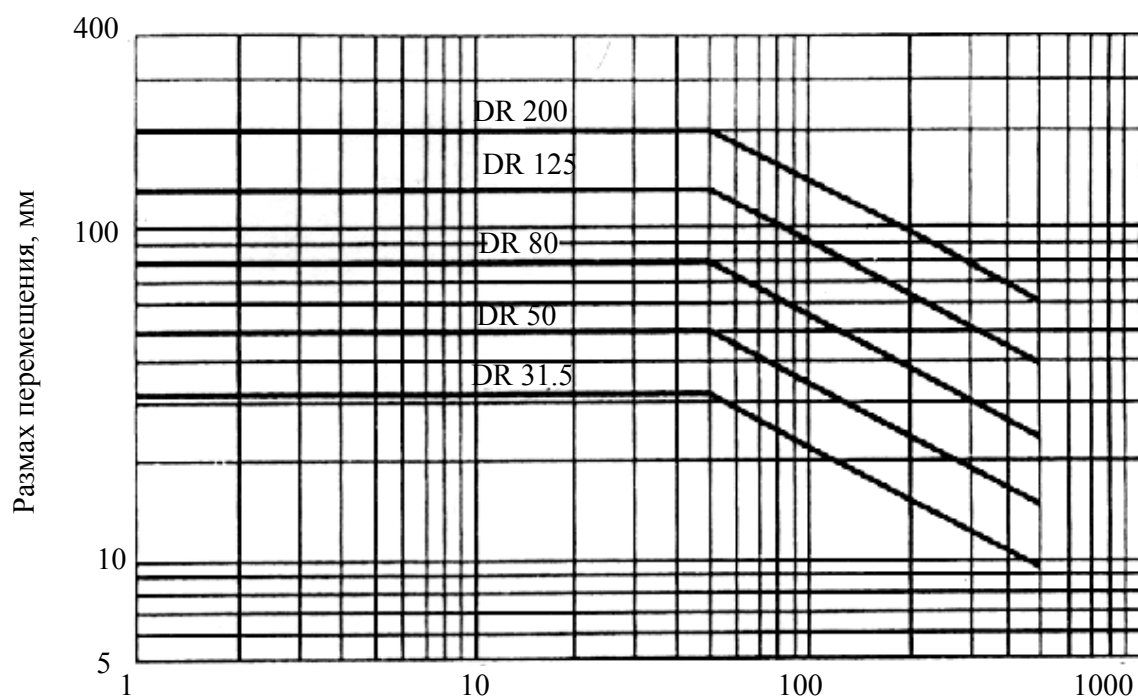


Рис. 4.5. Зоны классов вибрации для вибрации вала.

Примечание: обозначение класса (число DR) равно значению виброперемещения соответствующей кривой в диапазоне частот от 0 до 50 Гц. Выше 50 Гц кривая спадает со скоростью 10 дБ на декаду

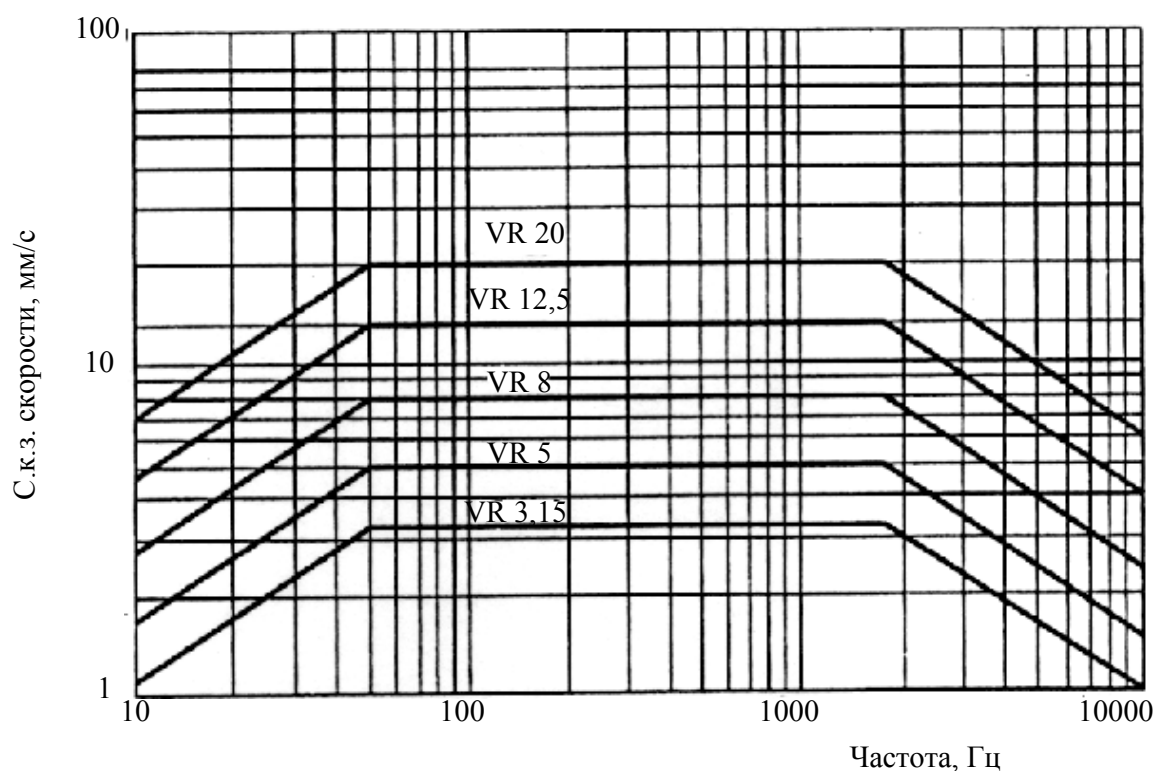


Рис. 4.6. Зоны классов вибрации для вибрации корпуса.

Примечание: обозначение класса (число VR) равно значению виброскорости соответствующей кривой в диапазоне частот от 45 до 1590 Гц и выше 1590 Гц кривая спадает со скоростью 14 дБ на декаду

Нормирование проводится следующим образом. По рис. 4.7. в зависимости от мощности и типа машины выбирается предельное значение VR (виброскорости) и DR (виброперемещения). Затем по рис. 4.5 и 4.6 выбираются нормы вибрации. Для судовых редукторов, ЦНИИ МФ перестроил нормы ГОСТ Р ИСО 8579-2-99 в соответствии с ГОСТ Р ИСО 10816-1-97. При этом было принято, что ГОСТ Р ИСО 8579-2-99 задает пределы вибрации для верхней границы категории качества **В**. Спад на декаду был принят в соответствии с номограммой рис. 4.5. На рис. 4.8. приведены полученные нормы для судовых редукторов. Следует отметить, что эти нормы оказались более жесткими, чем принятые в Правилах [41].

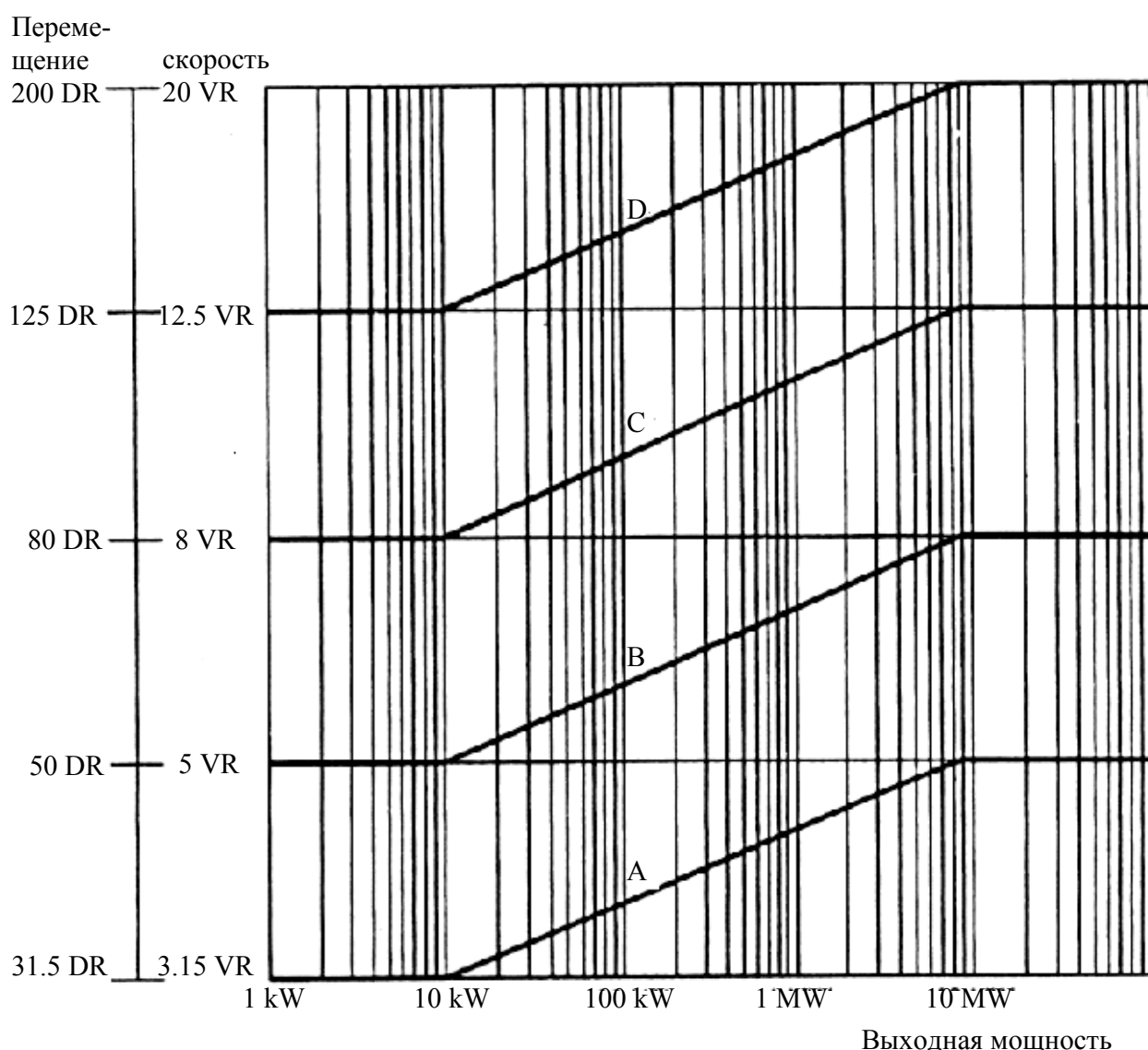


Рис. 4.7. Ориентировочные классы вибрации

4.1.9. Нормы вибрации для насосов

Для стационарных насосов нормы вибрации регламентируются ГОСТ Р ИСО 10816-3-99. Для судовых насосов нормы приведены в § 4.1.11. ГОСТ Р ИСО 10816-3-99 охватывает насосы центробежного типа, со смешанными или осевыми потоками с отдельным приводом и номинальной мощностью более 15 кВт (группа машин 3 по стандарту) и насосы центробежного типа, со смешанным или осевыми потоками со встроенным приводом и номинальной мощностью более 15 кВт (группа машин 4 по стандарту). Нормы вибрации приведены в табл. 4.5, пояснения по жесткости опор даны в § 4.1.7.

Таблица 4.5

Нормы вибрации насосов

Классы опоры	Границы зон	Группа 3		Группа 4	
		s_e , мкм	v_e , мм/с	s_e , мкм	v_e , мм/с
Жесткие	A/B	18	2,3	11	1,4
	B/C	36	4,5	22	2,8
Податливые	A/B	28	3,5	18	2,3
	B/C	56	7,1	36	4,5
	C/D	90	11,0	56	7,1

Нормы вибрации питательных турбонасосов для подачи питательной воды к стационарным котлам теплоэнергетических установок регламентируется ГОСТ 30576-98: мощность насосов более 10 МВт, рабочая частота вращения от 50 до 100 с⁻¹. Нормируется v_e в частотном диапазоне 10÷1000 Гц:

Приемка: 7,1 мм/с (во всем рабочем диапазоне);

Эксплуатация: не более 11,2 мм/с.

Нормы приняты для машины класса 4 по ГОСТ Р ИСО 10816-1-97.

При достижении предельных значений 11,2 мм/с должна срабатывать предупредительная сигнализация и проведено техническое обслуживание в течение не более 30 суток. Не допускается эксплуатация насосов при вибрации свыше 18 мм/с. Вибрация измеряется на подшипниках в трех направлениях.

Для насосов гидропривода не существуют установившиеся нормы. По отдельным данным уровень вибрации таких насосов должен быть в пределах 2÷3 мм/с в частотном диапазоне 2÷2000 Гц.

4.1.10. Нормы вибрации вентиляторов

Согласно проекта стандарта ISO 14694, нормы вибрации устанавливаются для пяти типов вентиляторов, исходя из области применения и мощности привода (табл. 4.6). Нормы вибрации задаются в зависимости от типа вентилятора и способа его крепления (табл. 4.7). Нормы распространяются на вентиляторы с приводом, мощностью до 300 кВт. Предупредительная сигнализация настраивается на уровень +50 % уровня норм, а защита – на +70 % от уровня норм. Нормы вибрации вентиляторов, мощностью более 300 кВт, регламентируются ГОСТ Р ИСО 10816-3-99 (1 группа машин по ГОСТ) – табл. 4.8. Характеристики жесткости приведены в § 4.1.7.

Таблица 4.6

Тип вентиляторов, вибрация которых регламентируется нормами проекта ISO 14694 (мощность привода до 300 кВт)

Область применения	Пределы мощности привода, кВт	Категория вентилятора
Вентиляторы, используемые в быту	$\leq 0,15$ $> 0,15$	BV-1 BV-2
Вентиляторы, используемые в системах кондиционирования и вентиляции промышленных зданий	$\leq 3,7$ $> 3,7$	BV-2 BV-3
Вентиляторы, используемые в производственных процессах (подача воздуха в котлы и скрубберы)	≤ 300	BV-3
Вентиляторы, используемые на транспорте (суда, тракторы, локомотивы, автомобили)	≤ 15 > 15	BV-3 BV-4
Вентиляторы туннелей, гаражей	≤ 75 > 75	BV-3 BV-4
Вентиляторы, используемые в нефтехимическом производстве	≤ 37 > 37	BV-3 BV-4
Вентиляторы, используемые в производстве компьютерных чипов	Разнообразная	BV-5

Таблица 4.7

Нормы вибрации вентиляторов по проекту стандарта ISO 14694

Тип вентилятора	Жесткие крепления		Крепления на амортизаторах	
	v_p , мм/с	v_e , мм/с	v_p , мм/с	v_e , мм/с
BV-1	12,7	9	15,2	11,2
BV-2	5,1	3,5	7,6	5,6
BV-3	3,8	2,8	5,1	3,5
BV-4	2,5	1,8	3,8	2,8
BV-5	2,0	1,4	2,5	1,8

Таблица 4.8

**Нормы вибрации вентиляторов, мощностью более 300 кВт
(по ГОСТ 10816-3-99)**

Классы опоры	Границы зон	s_e , мкм	v_e , мм/с
Жесткие	А/В	29	2,3
	В/С	57	4,5
	С/Д	90	7,1
Податливые	А/В	45	3,5
	В/С	90	7,1
	С/Д	140	11,0

4.1.11. Нормы вибрации судовых механизмов [41]

Нормы предназначены для оценки допустимости фактических уровней вибрации механизмов и оборудования судов при постройке (после ремонта) и судов в эксплуатации по результатам измерений параметров их вибрации. Нормы предусматривают три категории технического состояния механизмов и оборудования судов:

А – состояние механизмов и оборудования после изготовления (постройки судна) или ремонта при вводе в эксплуатацию;

В – состояние механизмов и оборудования во время нормальной эксплуатации;

С – состояние механизмов и оборудования, при котором оно требует проведения технического обслуживания или ремонта.

Нормы определяют верхние границы категорий **А** и **В**.

При постройке судна (или после ремонта) вибрация механизмов и оборудования не должна превышать уровня верхней границы категории **А**, который установлен, исходя из условий обеспечения достаточного запаса на изменение уровня вибрации в эксплуатации.

При длительной эксплуатации судна вибрация механизмов и оборудования не должна превышать уровня верхней границы категории **В**, который установлен, исходя из условий обеспечения вибрационной прочности и надежности работы механизмов и оборудования.

В качестве основного параметра, характеризующего вибрацию, принято среднеквадратическое значение виброскорости, измеренное в треть-октавных полосах частот. Допускается проведение измерений вибрации в октавных полосах частот.

Измеряемым параметром наряду с виброскоростью может быть также среднеквадратическое значение виброускорения.

Параметры вибрации измеряются в абсолютных единицах или в децибелах относительно стандартных пороговых значений колебательных скорости или ускорения, равных 5×10^{-5} мм/с, и 3×10^{-4} м/с², соответственно.

При измерениях вибрации в октавных полосах частот допускаемые значения измеряемого параметра могут быть повышены в $\sqrt{2}=1,41$ раза (на 3 дБ) по сравнению со значениями, указанными для полос со среднеквадратическими частотами 2; 4; 8; 16; 31,5; 63; 125; 250 и 500 Гц.

Измерения вибрации механизмов проводятся в трех взаимно-перпендикулярных направлениях относительно осей судна: вертикальном, горизонтально-траверзном и горизонтально-продольном. Точки измерения вибрации указаны на рис. 2.10.

При измерении вибрации на судне следует учитывать фон общесудовой вибрации (~1,5 мм/с). При большом уровне фона его определения осуществляется на неработающем механизме. При идентификации вида неисправности фон не учитывается, а при определении предельного вибрационного состояния – учитывается.

Нормы вибрации двигателей внутреннего сгорания.

Нормы вибрации распространяются на ДВС мощностью 55 кВт и более с частотой вращения ≤ 3000 мин⁻¹.

Вибрация двигателей внутреннего сгорания и агрегатов, в состав которых входят ДВС, считается допустимой для категорий **A** и **B**, если средние квадратические значения виброскорости или виброускорения не превышают значений, указанных на рис. 4.9.*)

Вибрация навешенных на двигатель внутреннего сгорания механизмов и устройств не должна превышать уровней, приведенных на рис. 4.9.

Вибрация турбокомпрессоров, измеренная на корпусах подшипников, считается допустимой для категорий **A** и **B**, если средние квадратические значения виброскорости или виброускорения не превышают значений, указанных на рис. 4.10.

Нормы вибрации главных паровых турбозубчатых агрегатов и упорных подшипников.

Вибрация главных паровых турбозубчатых агрегатов мощностью 15000÷30000 кВт, измеренная на корпусах подшипников, считается допустимой для категорий **A** и **B**, если средние квадратические значения виброскорости и виброускорения не превышают значений, указанных на рис. 4.11.

Для ГТЗА мощностью менее 15000 кВт нормы вибрации на 3 дБ меньше указанных на рис. 4.11.

Вибрация упорных подшипников не должна превышать норм, указанных на рис. 4.11.

*) Ряд правил дают разные нормы для осей измерения x , y и z

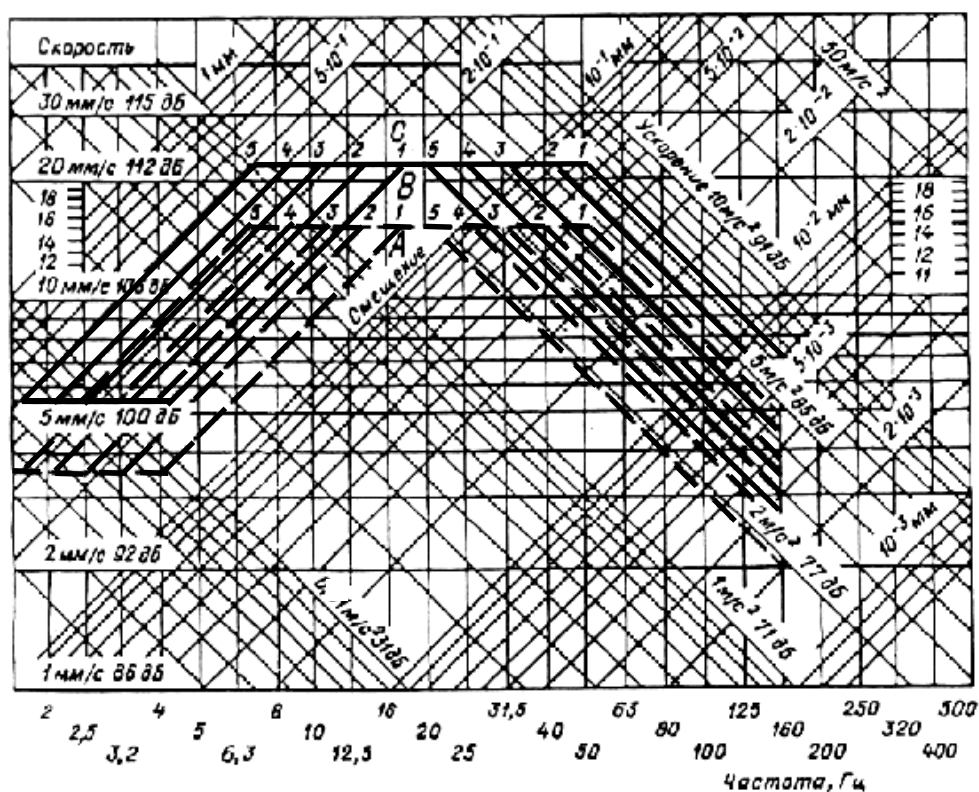


Рис. 4.9. Нормы вибрации двигателей внутреннего сгорания:

- 1 – с ходом поршня менее 30 см; 2 – с ходом поршня 30–70 см; 3 – с ходом поршня 71–140 см;
 4 – с ходом поршня 141–240 см; 5 – с ходом поршня более 240 см.
 – – – верхняя граница категории А; ——— верхняя граница категории В

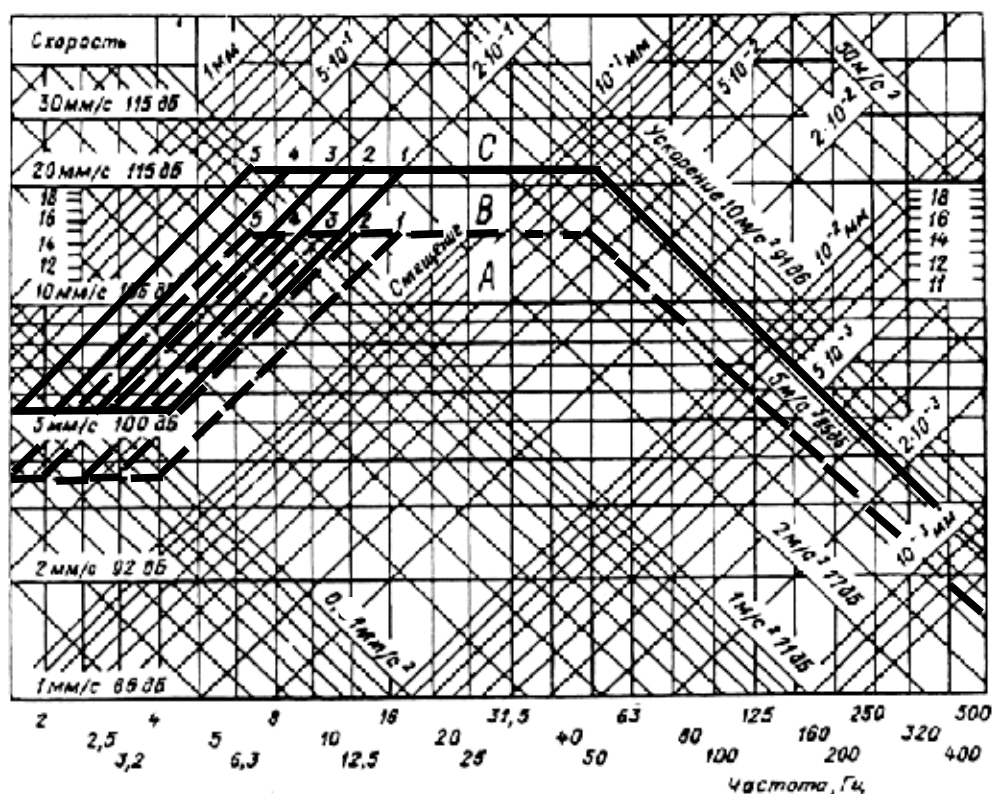


Рис. 4.10. Нормы вибрации турбокомпрессоров ДВС:

- 1, 2, 3, 4 и 5 – см. рис. 4.9.
 – – – верхняя граница категории А; ——— верхняя граница категории В

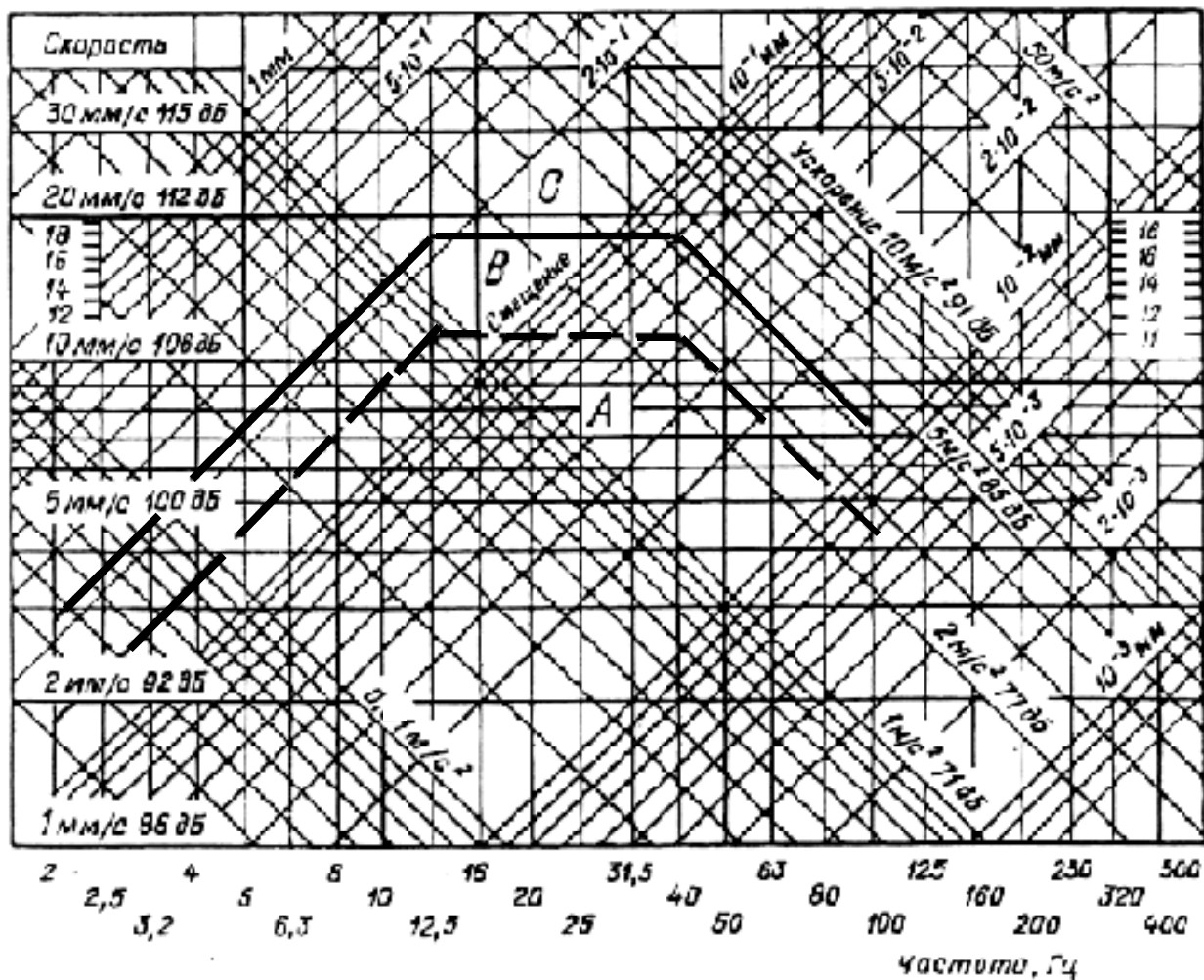


Рис. 4.11. Нормы вибрации главных паровых турбозубчатых агрегатов мощностью 1500–30000 кВт и упорных подшипников.
 – – – верхняя граница категории А; ——— верхняя граница категории В

Нормы вибрации роторных вспомогательных механизмов.

Вибрация вертикальных насосов мощностью 15÷75 кВт, включая их электропривод, считается допустимой для категорий А и В, если средние квадратические значения виброскорости и виброускорения не превышают значений, указанных на рис. 4.12.

Для насосов мощностью 2÷15 кВт нормы вибрации для категорий А и В принимают на 3 дБ меньше по сравнению с нормами для насосов мощностью 15÷75 кВт, а для насосов мощностью 75÷300 кВт эти нормы увеличивают на 2 дБ. Нормы вибрации для горизонтальных насосов для упомянутых выше диапазонов мощности принимают на 2 дБ меньше.

Вибрация центробежных сепараторов считается допустимой для категорий А и В, если средние квадратические значения виброскорости и виброускорения не превышают значений, указанных на рис. 4.13.

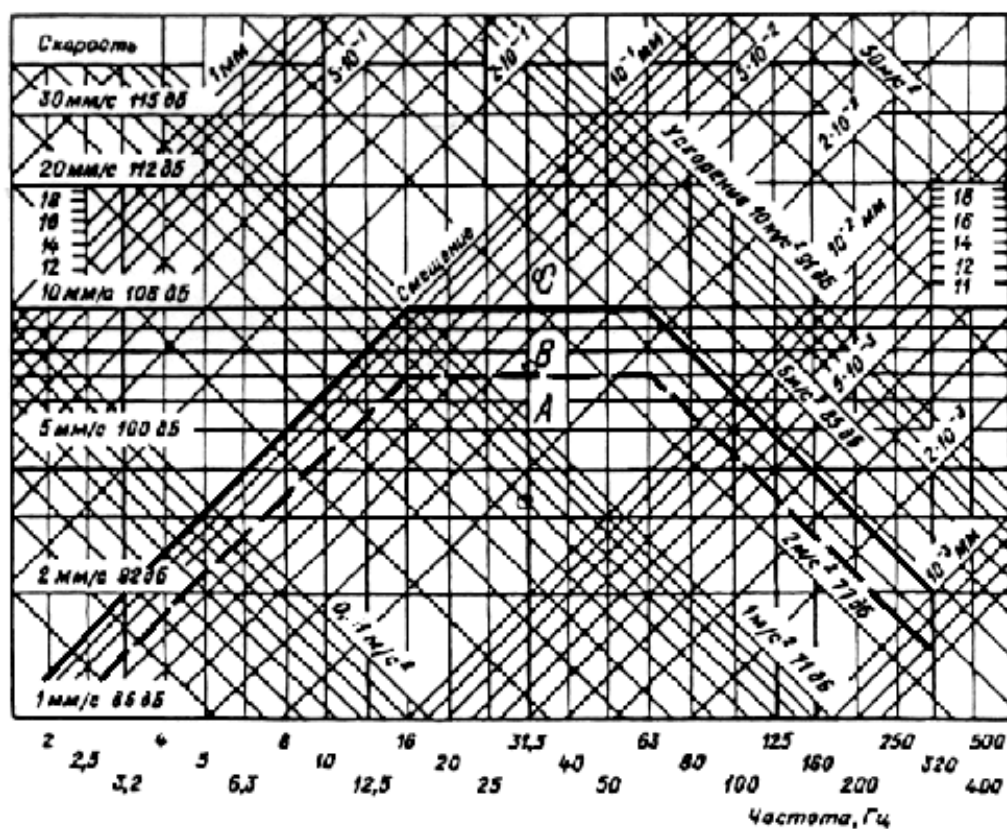


Рис. 4.12. Нормы вибрации насосов мощностью 15–75 кВт.

— — — верхняя граница категории А; ——— верхняя граница категории В

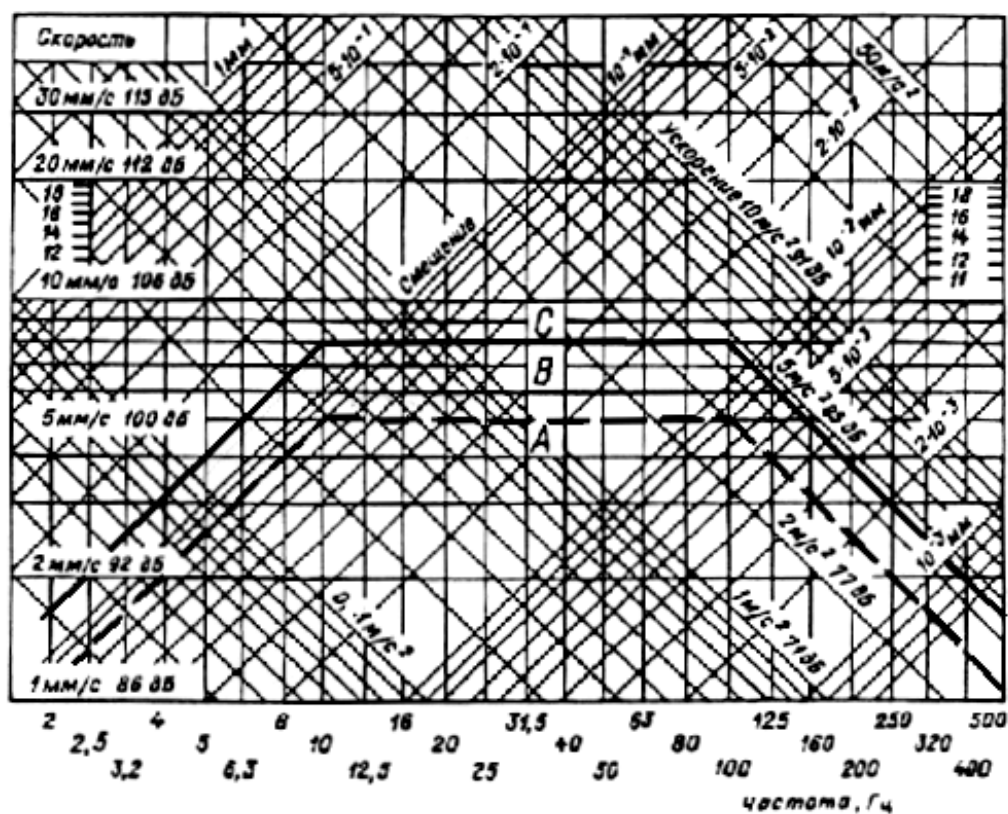


Рис. 4.13. Нормы вибрации центробежных сепараторов.

— — — верхняя граница категории **A**; ——— верхняя граница категории **B**

Вибрация вентиляторов и газодувок систем инертных газов считается допустимой для категорий **A** и **B**, если средние квадратические значения виброскорости и виброускорения не превышают значений, указанных на рис. 4.14.

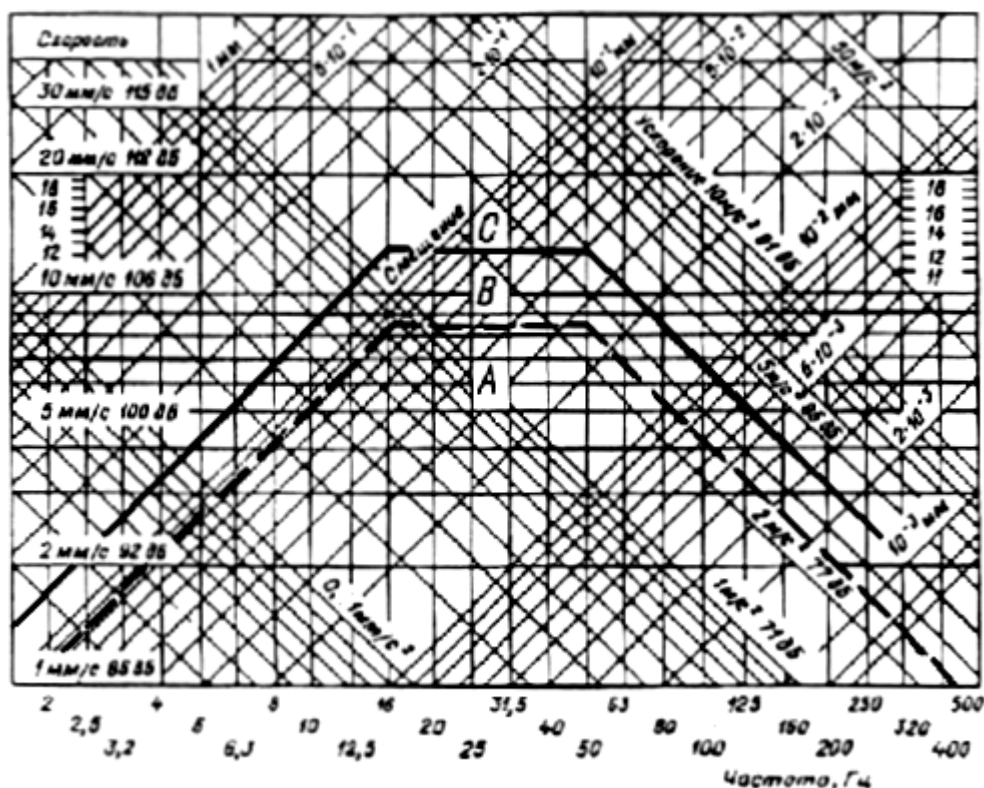


Рис. 4.14. Нормы вибрации вентиляторов.

— — — верхняя граница категории **A**; ——— верхняя граница категории **B**

Вибрация турбоприводов, турбогенераторов и генераторов дизель-генераторов мощностью 1000÷2000 кВт, измеренная на корпусах подшипников, считается допустимой для категорий **A** и **B**, если средние квадратические значения виброскорости и виброускорения не превышают значений, указанных на рис. 4.15.

Для турбоприводов, турбогенераторов и генераторов дизель-генераторов мощностью менее 1000 кВт нормы вибрации для категорий **A** и **B** на 4 дБ меньше значений, указанных на рис. 4.15.

Нормы вибрации поршневых воздушных компрессоров.

Вибрация поршневых воздушных компрессоров считается допустимой для категорий **A** и **B**, если средние квадратические значения виброскорости и виброускорения не превышают значений, указанных на рис. 4.16. При установке компрессора на амортизаторах нормы увеличивают на 4 дБ.

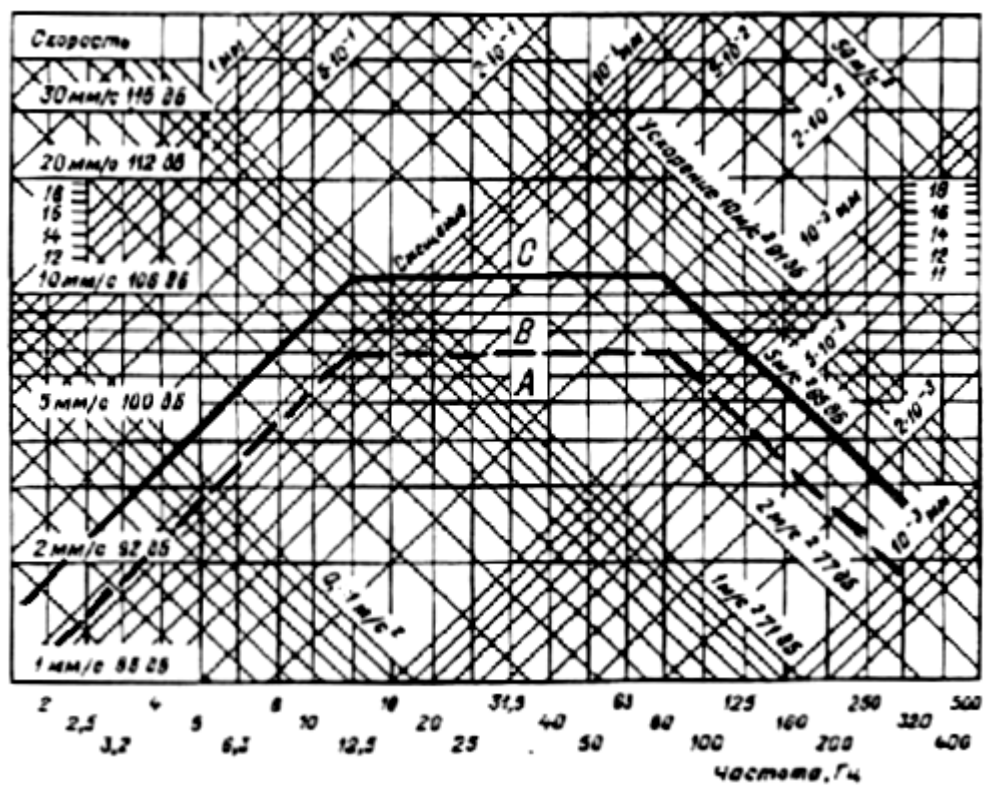


Рис. 4.15. Нормы вибрации генераторов ДГ, валогенераторов, турбоприводов и турбогенераторов мощностью 1000–2000 кВт.

— — — верхняя граница категории А; ——— верхняя граница категории В

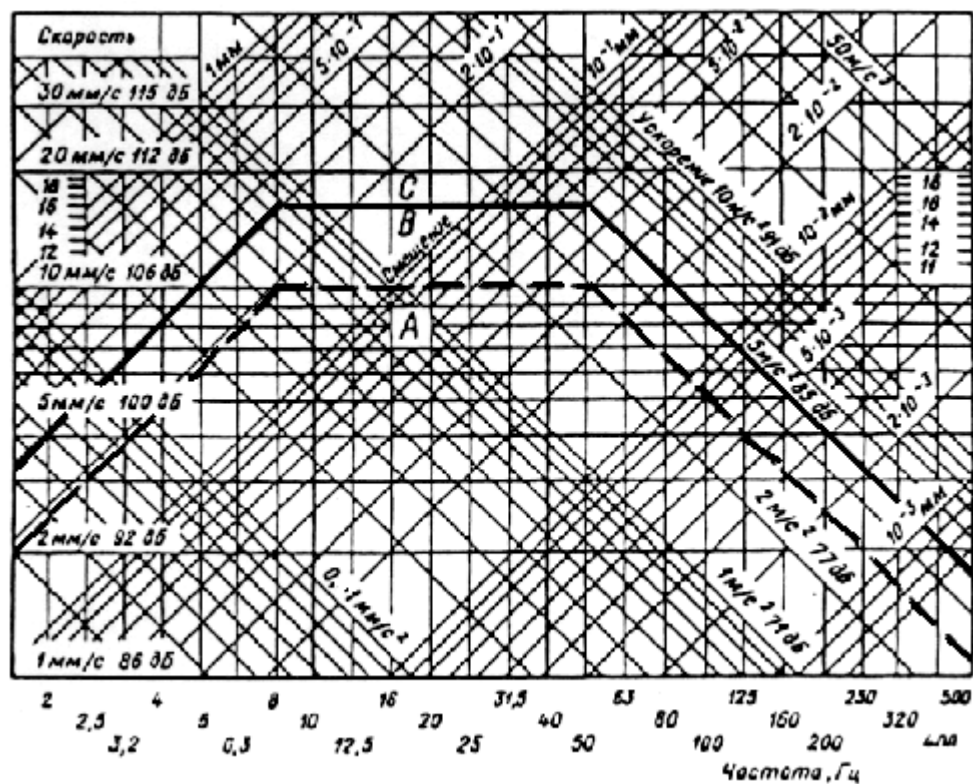


Рис. 4.16. Нормы вибрации поршневых компрессоров.

— — — верхняя граница категории А; ——— верхняя граница категории В

Нормы вибрации котлов и теплообменных аппаратов.

Вибрация котлов и теплообменных аппаратов считается допустимой для категорий **A** и **B**, если средние квадратические значения виброскорости или виброускорения не превышают значений, указанных на рис. 4.17.

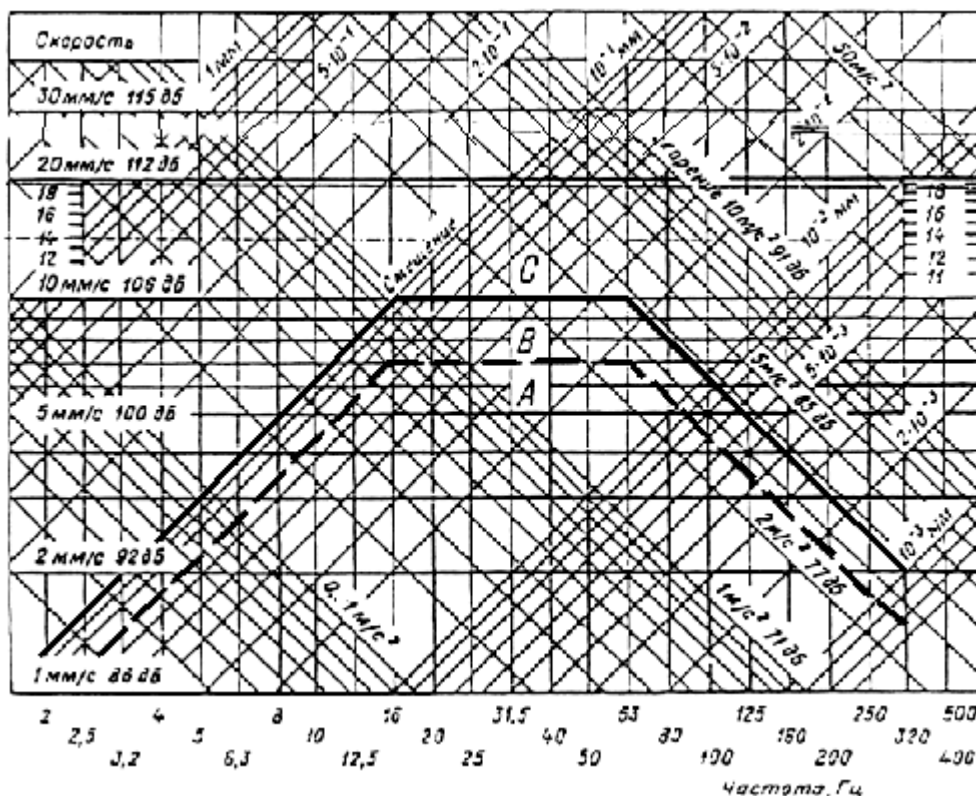


Рис. 4.17. Нормы вибрации котлов, вспомогательных механизмов и оборудования.
— — — верхняя граница категории **A**; ——— верхняя граница категории **B**

Нормы вибрации судовых газотурбинных агрегатов.

Вибрация главных газотурбозубчатых агрегатов (ГТА) мощностью от 2500 до 25000 кВт, измеренная на опорах ГТД и редукторе, считается допустимой, если среднеквадратические значения виброскорости и виброускорения не превышают значений, указанных на рис. 4.18.

Точки измерения показаны на рис. 2.10е (на редукторе – на подшипниках).

Вибрация навешенных на ГТД механизмов и устройств не должна превышать уровней, приведенных на рис. 4.18.

Нормы вибрации аксиально-поршневых насосов.

Аксиально-поршневые насосы являются составной частью судовых рулевых машин. Нормы вибрации приведены на рис. 4.19.

Нормы вибрации дейдвудных устройств.

Схема точек измерения вибрации на дейдвудном устройстве приведены на рис. 4.20, а в табл. 4.9 приведены нормы виброскорости.

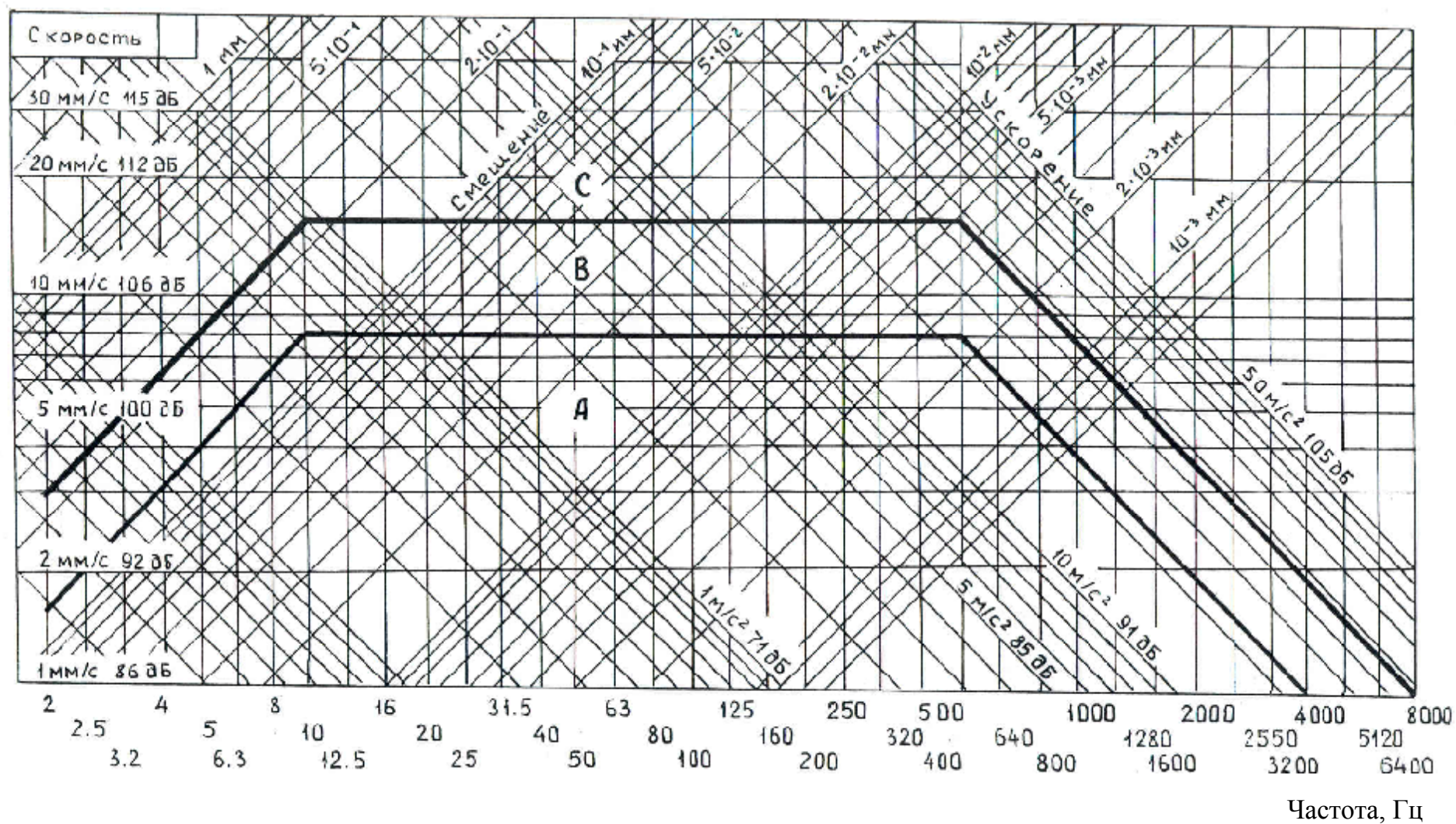


Рис.4.18. Нормы вибрации газотрубчатых агрегатов.

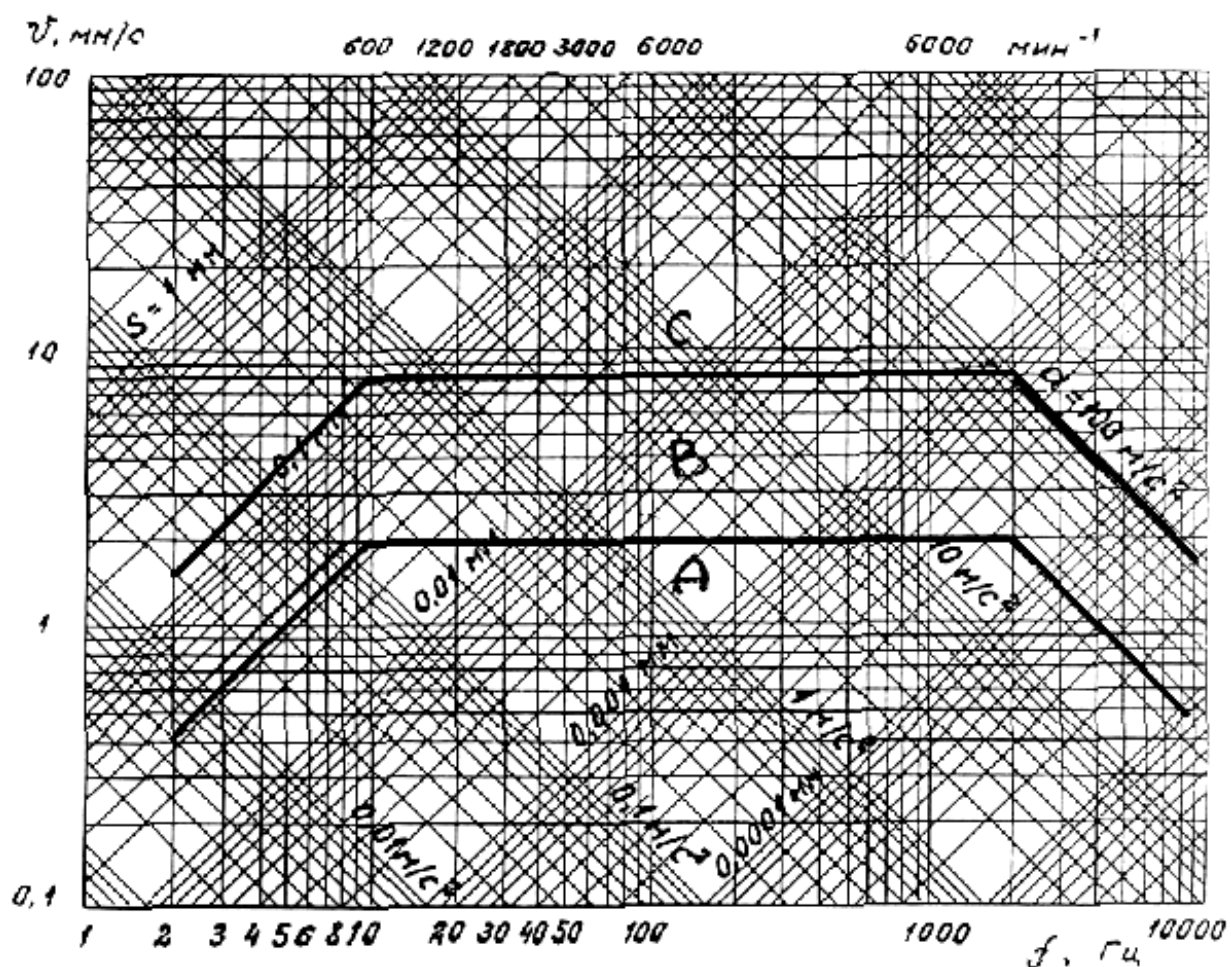


Рис. 4.19. Нормы вибрации для аксиально-поршневых насосов

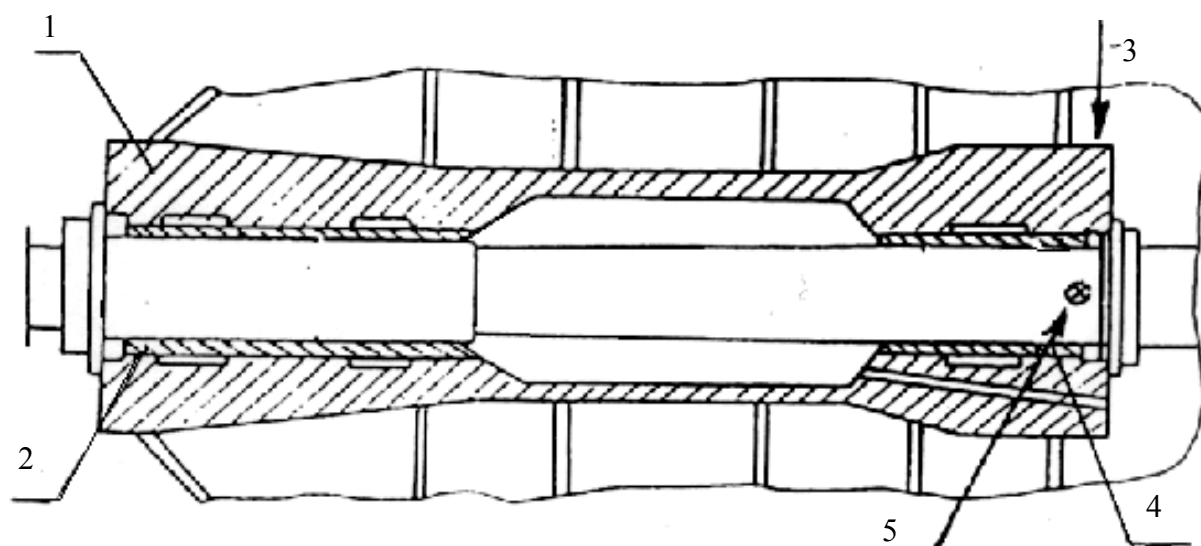


Рис. 4.20. Схема точек измерения вибрации на дейдвудном устройстве.

1 – дейдвудная труба; 2 – кормовая втулка; 3 – точки и направления измерения вертикальной вибрации; 4 – носовая втулка; 5 – точка измерения горизонтальной вибрации

Таблица 4.9

Нормы вибрации действующих устройств

Контролируемый показатель	Единица измерения	Нормы допустимых значений	Периодичность контроля
Виброскорость в вертикальном и горизонтальном направлениях в диапазоне частот $(0,5 \div 10) n$, где n – частота вращения гребного вала, c^{-1}	мм/с	1,8	рекомендуется 1 раз в 6 месяцев

Примечание. Измерения вибрации должны производиться с шириной частотной полосы $\sim 3\%$

4.1.12. Нормы вибрации промышленных машин

Нормы вибрации промышленных машин регламентируются ГОСТ Р ИСО 10816-3-99. Под промышленными машинами здесь понимаются различные технологические машины с приводом от паровых турбин или электродвигателей, мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью вращения от 120 до 15000 мин^{-1} . По стандарту технологические машины разбиваются на группы 1 и 2. Нормы для этих групп машин приведены в § 4.1.7, совпадающих с нормами для электрических машин.

Нормы вибрации для технологического оборудования целлюлозно-бумажного производства регламентируются ГОСТ 26493-85 (табл. 4.10), норма по этому стандарту расходится с нормами ГОСТ Р ИСО 10816-3-99.

4.1.13. Специальные нормы модуляции

Фирма ВАСТ предлагает оценивать уровень появления неисправности по глубине модуляции [3]:

$$\bar{m} = \left(\frac{x_{\max} - x_{\min}}{x_{\max} + x_{\min}} \right) \cdot 100\% . \quad (4.9)$$

Порог сильного дефекта случайной вибрации $m_{\text{пор}}$ имеет вид:

$$m_{\text{пор}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \bar{m} . \quad (4.10)$$

Уровень пороговой модуляции конкретной составляющей вибрации ΔL :

$$\Delta L_{\text{пор}} \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\Delta L_i - 3) , \text{ дБ} \quad (4.11)$$

где ΔL_i – рост уровня вибрации составляющей в i -ой машине или в i -ый момент измерения над средним значением по всем n измерениям.

Таблица 4.10

**Нормы вибрации технологического оборудования
целлюлозно-бумажного производства (по ГОСТ 26499-85)**

Оборудование	Допустимые параметры вибрации							
	s, мкм	v _e , в активных полосах 3, мм/с						
		2	4	8	16	31,5	63	125
1. Бумагоделательное оборудование								
Корпуса подшипников ротора рубительных машин	160	–	2,8	4,5	7,1	4,5	4,5	4,5
Корпуса подшипников ротора дезинтегратора	63	–	–	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
Корпуса подшипников главного вала дефиберов	40	–	0,71	1,12	1,8	1,8	1,8	1,12
Корпуса подшипников молотновых мельниц	40	–	–	–	1,8	1,8	1,8	1,12
Корпуса подшипников барабанов сгустителей	63	0,41	1,12	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
Корпуса центробежной сортировки	160	–	–	4,5	4,5	4,5	4,5	–
Корпуса подшипников валов формирующих частей z/x/y	100/160/250	1,12/1,8/2,8	1,8/2,8/4,5	2,8/4,5/7,1	2,8/4,5/7,1	2,8/2,8/4,5	1,8/1,8/2,8	1,8/1,8/2,8
Корпуса подшипников валов прессовой части z/x/y	100/250	1,12/2,8	1,8/4,5	2,8/7,1	2,8/7,1	2,8/4,5	1,8/2,8	1,8/2,8
Корпуса подшипников прижимных валов прессов	160	1,8	2,8	4,5	4,5	2,8	2,8	2,8
Корпуса подшипников подвижных валов	160	1,8	2,8	4,5	4,5	2,8	2,8	2,8
Корпуса подшипников несущих валов продольно-резательных станков	100	–	1,8	2,8	2,8	2,8	1,8	1,8
Корпуса подшипников промежуточных и верхних валов в направлении Z	160	1,8	2,8	4,5	4,5	2,8	2,8	2,8
2. Химическое оборудование								
Питатели низкого и высокого давления, пропарочные камеры (вибрация на корпусах подшипников)	100							
Многотрубные варочные агрегаты (вибрация на корпусах подшипников)	100							
Насосы центробежные для бумажной массы	ГОСТ 11377-80							
Насосы центробежные для химического производства	ГОСТ 15110-79; 24578-81							
Вакуумные насосы (вибрация на опорных лапах)	160	–	2,8	4,5	4,5	4,5	4,5	–

Если неисправность определяется по росту боковых составляющих, то выражение для $\Delta L_{\text{пор}}$ имеет вид:

$$\Delta L_{\text{пор}} = \frac{1}{3n} \sum_{i=1}^n (\Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta L_{\text{осн}}), \text{ дБ.} \quad (4.12)$$

В качестве начального порога сильного дефекта можно считать величину 12 дБ, при этом боковые составляющие растут на 18 дБ, а уровень основной составляющей не меняется.

При рассмотрении модуляции необходимо обращать внимание на амплитудную и фазовую модуляцию, т. к. с ними связана природа неисправностей, о чем было указано в § 1.4.2.

4.1.14. Использование отклонения от обобщенного спектра для оценки вибрационного состояния машины

Нормирование уровня вибрации по отклонению от опорного (обобщенного) спектра используется для оценки вибрационного состояния машин и механизмов.

За обобщенный, опорный, спектр может приниматься:

- «опорная маска», полученная методом, описанным в § 3.10;
- обобщенный спектр, вычисленный по большому количеству механизмов, находящихся в состоянии **A** или **B** (получение такого спектра, описано в § 4.1.1, при разработке норм вибрации;
- за обобщенный спектр, принимается нормированный спектр, точнее норма вибрации, описывающая состояние машины (**A**, **B** или **C**);
- за обобщенный спектр, принимается спектр, снятый на новой, только что изготовленной или отремонтированной машине.

Рассмотрим несколько методов оценки отклонения от обобщенного (опорного спектра).

Метод, используемый фирмой Predict/DLI [50].

Расчет диагностического допуска отклонения от опорного спектра ведется по формуле

$$ДП = (A_2 - A_1) + (\sigma_2 - \sigma_1), \quad (4.13)$$

где ДП – диагностический критерий;

A_1 – первоначальный уровень вибрации по обобщенному (эталонному спектру), дБ;

$\sigma_1 = 1\sigma$ – корень квадратный из дисперсии, определенной при разработке эталонного спектра, дБ;

A_2 – измеренный уровень вибрации, дБ;

$\sigma_2 = 1\sigma$ – корень квадратный из дисперсии, по отношению к измеренному уровню.

Связь диагностических критериев фирмы Predict/DLI с категориями состояния:

ДП	Категория состояния
0÷10	A
11÷30	B
31÷60	C
> 61	D

Соотношение между категориями состояния в принципе эквивалентно отклонениям от опорного спектра. Соотношение между категориями состояния (отклонения от опорного спектра), принятые разными фирмами:

	ГОСТ Р ИСО 10816-1-97	ЦНИИМФ	DLI	Герм. Ллойд
A_2/A_1	2	1,3÷1,5		
$C_1=B_2/A_2=B_1$	2,56	1,6÷2	3	1,8
$C_2/C_1=B_2$	2,5	1,4	2	1,8
A_2/C_2	6,4	4,4	6	

Ширина зоны B_2/B_1 , принятая в нормах вибрации определяет основные браковочные показатели по уровню вибрации и отклонению от опорного спектра. С другой стороны, отношение A_2/A_1 определяет качество изготовления машины следует отметить, что изменение категорий **A** начинается не с начала эксплуатации машины, а с некоторого времени, когда начинает появляться дефект (рис. 4.21). Следует также отметить, что соотношение между категориями **A**, **B**, **C** и **D** у разных машин разное. Ниже даются пределы этих соотношений:

A_1/A_2	1,3÷2
B_2/B_1	1,6÷2
C_2/B_2	1,3÷1,5

Оценка общего вибрационного состояния машина по отклонению от опорного спектра, вычислением евклидова расстояния или расстояния по Хэммингу. В качестве примера (рис. 4.22). Рассмотрим соотношение между обобщенным спектром категории **B** для центробежного насоса и замеренным спектром. Вычисления приведены в табл. 4.11. Полученная величина «расстояния» говорит о хорошем состоянии насоса, хотя норм для «расстояний» не существует.

Евклидово расстояние:

$$d_j = \left[\sum_{i=1}^n (x_{ni} - x_{3i})^2 \right]^{1/2} = 9,34. \quad (4.14)$$

Расстояние по Хэммингу:

$$d_j = \sum_{i=1}^n (x_{ni} - x_{3i}) = 25,32. \quad (4.15)$$

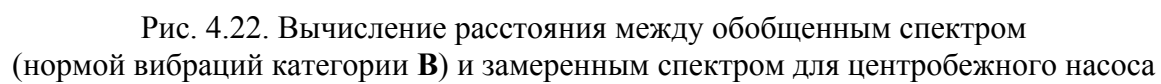


Таблица 4.11

Вычисление расстояния по Хэммингу и евклидово расстояние спектра
вибрации центробежного насоса

Гармоники	Уровни вибрации в полосах частот									
	2	4	8	16	31,5	63	125	250	500	1000
X_n гармоники нормализованного спектра, мм/с	1,5	3	6	7,5	7,5	7,5	5,5	3	1,5	0,8
X_z гармоники замеренного спектра, мм/с	0,8	1,08	25	3	4	4	1	0,7	0,7	0,7
Разность гармоник	0,7	1,92	3,5	4,5	3,5	3,5	4,5	2,3	0,8	0,1
Квадрат разности гармоник	0,49	3,68	12,25	20,25	12,25	12,25	20,25	5,29	0,64	0,01

Примечание:

Нормы расстояний по Хэннингу (для судовых механизмов) от спектра до норм категории **В**:

- отрицательное значение – неудовлетворительное состояние;
- $0 \div 3$ мм/с – удовлетворительное состояние;
- > 3 мм/с – хорошее состояние.

При условии, что нет какой-либо гармоники, величина которой попадает в категорию **С**.

4.2. Определение вибрационными методами общих типов неисправностей, встречающихся в машинах

К общим типам неисправностей относят неисправности, встречающиеся в большинстве машин и механизмов и связанных со взаимодействием механических соединений.

4.2.1. Определение неисправностей, связанных с дисбалансом

Рассматривают два вида дисбаланса – механический и тепловой.

Механический дисбаланс. Появление механического дисбаланса связано с неуравновешенностью вращающихся деталей в связи с повреждением их в эксплуатации (например, поломки лопаток), отложениями, некачественным изготовлением и плохой балансировкой.

Частота вибрации, на которой проявляется дисбаланс, связана с оборотной частотой:

$$f_{об} = n, \quad (4.16)$$

где n – частота вращения, с (в порядковом исчислении $\chi=1$).

Вибрация, вызванная дисбалансом, характеризуется виброскоростью в радиальном горизонтальном направлении.

При установке нескольких датчиков вдоль валопровода, на них устанавливается постоянная фаза.

Вибрация от дисбаланса не зависит от нагрузки.

При понижении жесткости опор (плохого крепления опор) дисбаланс способствует усилению вибрации. Дисбаланс создает также высокочастотную вибрацию, связанную с нелинейностью опор [16].

Распределение дисбаланса по длине ротора определяет соотношение амплитуд и фаз вибрации в разных точках машин.

При жестких роторах дисбаланс располагается ближе к опоре с более высокой вибрацией [16]. Различают два вида дисбаланса: статический и динамический. Эти виды дисбаланса связаны с синфазностью вращения в опорах: статический (синфазное вращение), динамический (противофазное вращение – разность фаз 180°).

Тепловой дисбаланс. Тепловой дисбаланс возникает при тепловом изгибе ротора, вследствие неравномерного (быстрого) нагрева или остывания ротора. Тепловой дисбаланс может быть вызван: неоднородностью свойств материала; отсутствием проворачивания ротора при его нагреве и остывании; изгибающими моментами насадных деталей. При достаточной длине ротора его тепловой прогиб из-за неправильного прогрева и остывания может на порядок превысить допуск на отклонение центров масс при балансировке на станке. Тепловой дисбаланс зависит от нагрузки машины.

Простейший способ устранения теплового дисбаланса вернуться к штатному режиму прогрева и остывания ротора.

Тепловой дисбаланс может возникнуть при попадании пара, газа или масла внутрь ротора. Тепловой баланс характерен квазистационарным процессом.

Местный перегрев из-за задевания ротора о статор может явиться причиной теплового дисбаланса.

Дисбаланс гибких роторов подробно разобран в монографии А. С. Гольдина [16]. В ней также даны различные методы устранения дисбаланса крупных энергетических машин.

Эффективным способом определения наличия дисбаланса является программа «Вибродоктор ХХ», разработанная в ЦНИИМФ Е. З. Мадорским и М. Л. Венициным (рис. 4.23). Для установления дисбаланса на первой и второй опоре производится измерение виброускорения в радиальном и осевом направлении (определяется синфазность и противофазность вибрации, а также другие характеристики вибрации).

Все современные вибродиагностические системы включают программы балансировки машин в собственных подшипниках в нескольких плоскостях.

НЕИСПРАВНОСТИ МЕХАНИЗМОВ

0
Номер измерения
Выберите точку измерения

Чтение файла OFF

Директория C:/doctor/

Записываемые файлы a2-2
f2-2

Блок установок

Частота вращения, об/мин

Интервал сбора, мс

Число проб.

Блок измерения

Радиальная вибрация на первой опоре

A 1-1

Амплитуда

Ф 1-1

Фаза

Осевая вибрация на первой опоре

A 1-2

Амплитуда

Ф 1-2

Фаза

Радиальная вибрация на второй опоре

A 2-1

Амплитуда

Ф 2-1

Фаза

Осевая вибрация на второй опоре

A 2-2

Амплитуда

Ф 2-2

Фаза

Удвоенная радиальная вибрация

A1-1

Амплитуда
A2-1

Блок неисправностей

Расцентровка (смещение по рад.)

Расцентровка (излом осей)

Статический небаланс

Динамический небаланс

Изгиб (излом вала)

Колебания от другого источника

Рис. 4.23. Экранная форма определения дисбаланса программой «Вибродоктор XX»

4.2.2. Определение неисправностей, связанных с изгибом и боем вала

Природа боя и изгиба вала, как правило, связана с изготовлением. Проверяется вращением вала в подшипниках и измерением боя механическими индикаторами.

Остаточный прогиб вала не зависит от нагрузки и теплового состояния машины. Остаточный прогиб вала проявляется [16]:

- возникновение механического дисбаланса;
- возникновением смещения муфт;
- возникновением наклонов осей шеек вала.

Частота вибрации, на которой проявляется изгиб вала:

$$f_{\text{из}} = K n, \quad (4.17)$$

где $K=2$, возможно $K=1$ и 3 (в порядковом исчислении $\chi=K$).

Характерным явлением при прогибе ротора является появление осевой вибрации.

Если рассматривается бой вала редуктора, то под частотой вращения « n » понимается частота вращения соответствующего вала редуктора.

Прогиб гибких валов характерен весьма высокой вибрацией на первой критической скорости вращения.

4.2.3. Определение неисправностей связанных с несоосностью (расцентровкой)

Плохая центровка машин является основной причиной снижения их ресурса. На рис. 4.54 показан обобщенный, по ряду источников^{*)}, график зависимости ресурса машины от точности центровки.

Под несоосностью понимается смещение и излом осей между механизмами. Частота вибрации, на которой проявляется неисправность:

$$f = K n, \quad (4.18)$$

где $K=1, 2, 3$.

При осевой вибрации $K=2$; при жестких муфтах чаще $K=1$.

Неисправность характеризуется виброскоростью. Если преобладает смещение, то повышение радиальной вибрации происходит более интенсивно. Если преобладает излом, то более интенсивно возрастает осевая вибрация на частоте $f=2n$. Обычно осевая вибрация в этом случае характерна повышением уровня в 2 раза, по сравнению с обычным уровнем. Фаза осевой вибрации, по отношению к радиальной 180° . В ряде диагностических системах отдельно

^{*)} По данным ЦНИИМФ, Prüftechnik

определяется смещение (осевая несоосность) и излом (угловая несоосность): Expert Alert фирмы Predict/DLI, и «Вибродоктор ХХ» СКАН ЦНИИМФ. В последнем случае измеряется радиальная и осевая вибрация на обеих опорах (до и после муфты), а также фаза. В программе «Вибродоктор ХХ» по результатам измерения сразу выдается диагноз – смещение или излом (см. рис. 4.23).

Методы центровки. См. § 4.17.2.

Расцентровка по муфтам. Особенности расцентровки по муфтам, рассмотрим по данным А. С. Гольдина [16], применительно к крупным энергетическим машинам. Расцентровку проверяют путем измерений соответствующих зазоров по торцам и по окружности фланцев разобранной муфты, проворачивая роторы. Исправления центровки приводят перемещением опорных вкладышей. Различают два вида расцентровки по муфтам: радиальную и торцевую (рис. 4.24).

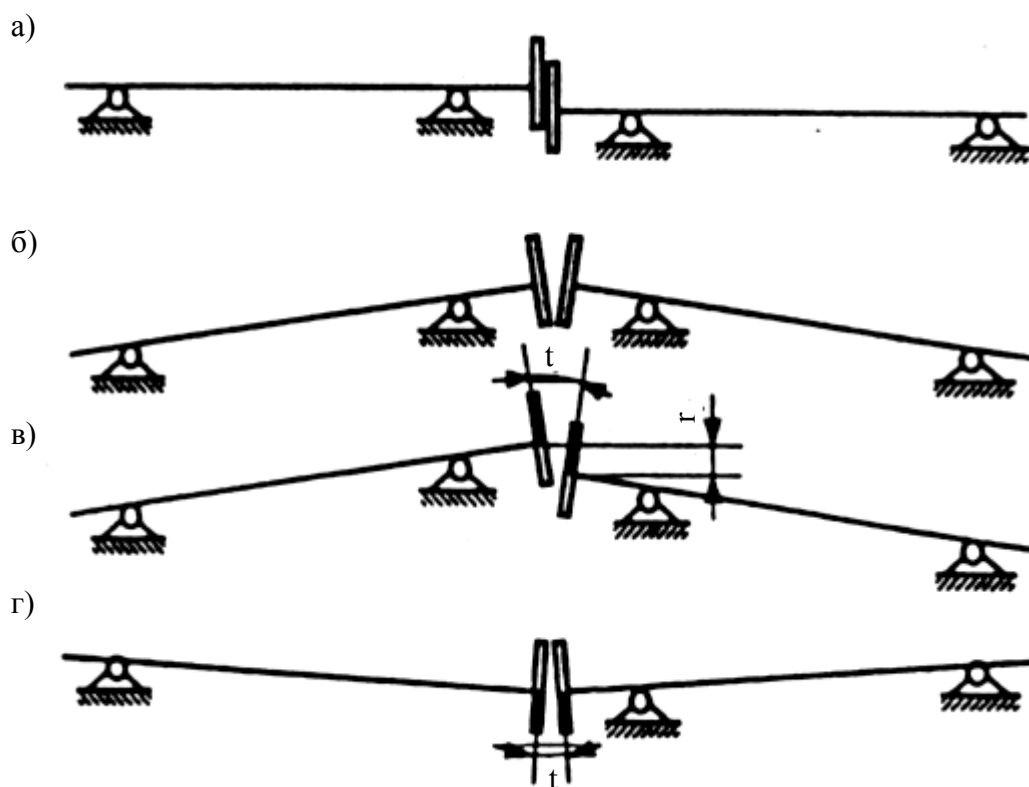


Рис. 4.24. Расцентровка, состояние роторов при разъединенных муфтах [16]:
а) – радиальная расцентровка; б) – торцевая расцентровка; в) – общий случай;
г) – расцентровка трехопорной системы роторов.
 r – величина радиальной расцентровки; t – величина торцевой расцентровки

Оптимальным методом проверки центровки крупных энергетических машин является использование приборов для лазерной центровки SKF TMEAI и Rotalign Prüftechnik.

Подвижные муфты при расцентровке до 0,3 мм не влияют на вибрацию.

Расцентровка энергетической машины может возникнуть в эксплуатации из-за тепловых деформаций фундамента и опор, а также под действием вакуума в конденсаторе [16].

Опасность расцентровки крупной энергетической машины состоит не столько в ее воздействии на вибрацию, а сколько в чрезмерных напряжениях в роторе.

4.2.4. Определение неисправностей, связанных с нарушением крепления механизма к фундаменту и жесткостью опор

Этот вид неисправностей связан со снижением жесткости опор, нарушением крепления отдельных деталей (например, крышек подшипников), разболтанностью механизма (механический люфт). При этом виде неисправности в механизме возникают удары.

Частота вибрации, на которой проявляется эта неисправность:

$$f=kn, \quad (4.19)$$

где $k=0,5; 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4$; чаще 2;

$\chi=k$.

Вид вибрации – виброскорость; направление – радиальное или осевое. В спектре вибрации могут возникнуть боковые частоты.

При неплотном прилегании основания механизма в средней части возрастает вертикальная вибрация, а при неплотном прилегании по краям – возрастает горизонтальная вибрация. При малых размерах машины ослабления крепления характеризуется вертикальной вибрацией в средней части.

Характерная особенность этой вибрации появление межгармоник. Неисправность часто вызывает разрушение баббитовой заливки подшипников скольжения.

Ослабление жесткости опор в процессе эксплуатации может быть результатом [16]:

- отрыва фундаментной плиты от фундамента;
- «опрокидыванием» корпуса подшипника при движении его по фундаментной плите;
- местного отрыва опорной поверхности корпуса подшипника под действием разгружающего момента статора;
- ослабление резьбовых соединений крепления подшипника;
- появление трещин в фундаменте;
- коробление опорной поверхности.

Влияние анизотропности опор – различная жесткость опор в вертикальном и поперечном направлении. В предельном случае на опорах в вертикальном направлении может преобладать противофазная вибрация, а в поперечном – синфазная.

Между амплитудой вибрации A и динамической жесткостью C_d существует зависимость:

$$A = \frac{P_0}{C_d}, \quad (4.20)$$

где P_0 – амплитуда возмущающей силы с частотой ω ;

C_d – динамическая жесткость.

Неисправность подвижной опоры проявляется на частоте $f=2n$ (виброскорость, радиальное направление).

4.2.5. Резонанс

Частота вибрации, на которой проявляется резонанс:

$$f=n \quad (4.21)$$

($\chi=1$).

Вид вибрации:

- виброскорость;
- радиальные направления.

Величина амплитуды резонанса снижается с изменением частоты. Резонанс крупных паровых турбин рассмотрен в [16]. При резонансе небольшие возмущающие силы приведут к чрезмерной вибрации опоры. Для устранения этого явления необходима отстройка опорной системы от резонанса изменением ее жесткости или массы. На пуск и останов наличие резонансной зоны приводит к немонотонному изменению уровня вибрации.

Если опора находится в резонансе, то ослабление статической жесткости производят, например, установкой под опору податливой прокладки, которая повышает C_d (динамическую жесткость).

Большинство роторов мощных паровых турбин работает в до резонансной области по отношению ко второй критической частоте. Снижение жесткости опор C приводит к существенному снижению C_d и заметному повышению вибрации.

4.2.6. Задевание при вращении деталей механизма

Частота вибрации, на которой проявляется неисправность:

$$f = k n \quad (4.22)$$
$$(\chi = k),$$

где $k=1; 2; 3$.

$k=1$ – при задевании в одной точке;

$k=2$ – при задевании в двух точках и т. д.

Вид вибрации: виброскорость, радиальное направление; вибрация не стабильная, частота и амплитуда переменная. Вибрация нарастает после пуска механизма.

Задевание деталей ГТД рассмотрено в § 4.6.

4.2.7. Неравномерное нагружение на корпус или фундамент

Например, из-за присоединенных масс трубопровода.

Частота, на которой проявляется неисправность:

$$f = n \quad (4.23)$$
$$(\chi = 1).$$

Вид вибрации: виброскорость, направление – радиальное.

4.2.8. Определение неисправности муфт

Нарушение зацепления в кулачковых и пальцевых муфтах.

Повреждение проявляется на частоте:

$$f_m = k z_m n; \quad (4.24)$$

где: z_m – число пальцев (кулачков);

$k=1$ – повреждение кулачков;

$k=2, 3$ и 4 – заклинка муфты.

Вид вибрации: виброскорость, направление – радиальное. При расцентровке гибких муфт возрастает вторая гармоника вибрации.

Дефекты сопряжения жестких и полужестких муфт в крупных энергетических машинах [16].

К дефектам муфт крупных энергетических машин относятся «коленчатость» и «излом осей» (рис. 4.25).

Допустимые величины коленчатости и излома:
для жестких муфт:

- коленчатость не должна превышать 0,01 мм (бой не более 0,02 мм);
- излом не более 0,01 мм на 1 м длины;

для полужестких муфт:

- с одной волной – такая же, как и для жестких муфт;
- с двумя волнами коленчатость не должна превышать 0,025 (бой не более 0,05 мм);
- излом не более 0,05 мм на диаметр муфты.

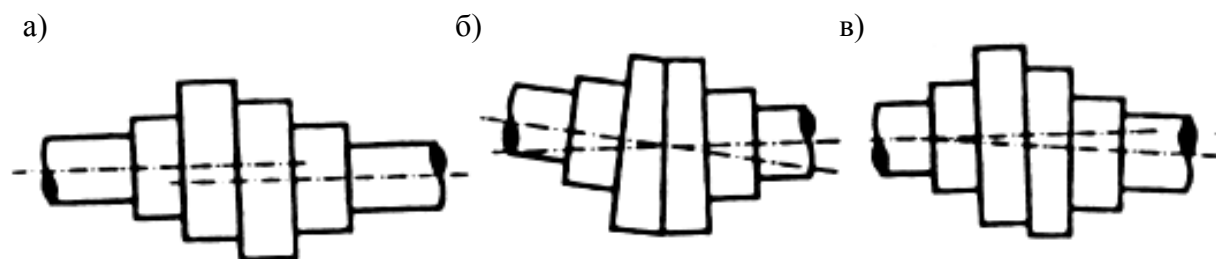


Рис. 4.25. Дефекты сопряжения жестких (полужестких) муфт [16]:

а) – коленчатость, б) – излом оси, в) – общий случай

При опирании двух роторов на три подшипника коленчатость эквивалентна дисбалансу ротора [16]. При наличии у двух соединяемых опор коленчатости, чаще всего приводит к противофазной вибрации соседних с муфтой подшипников. Еще одним следствием коленчатости является повышение вибрации двойной оборотной частоты, которое особенно заметно, если соседние с муфтой подшипники расположены в одном корпусе близко друг к другу [16].

При жестких роторах излом оси можно достаточно достоверно диагностировать по фазовым соотношениям воздействия его на вибрацию: фаза вибраций ближних с муфтой подшипников близки между собой и отличаются от фаз удаленных подшипников примерно на 180° .

В подвижных муфтах крупных энергетических машинах [16] повышение вибрации вызывается следующими дефектами:

- несоосность рабочих венцов полумуфт и шеек роторов;
- отсутствием контактов рабочих поверхностей по всем зубьям, пружинам и кулачкам;
- износом рабочих поверхностей;
- заклиниванием подвижных элементов в исходном состоянии;
- плохой смазкой.

Заклинка происходит при $0,1 \div 0,3$ номинальной нагрузки.

Зависимость вибрации опоры от дефектов подвижной муфты показана на рис. 4.26 [16].

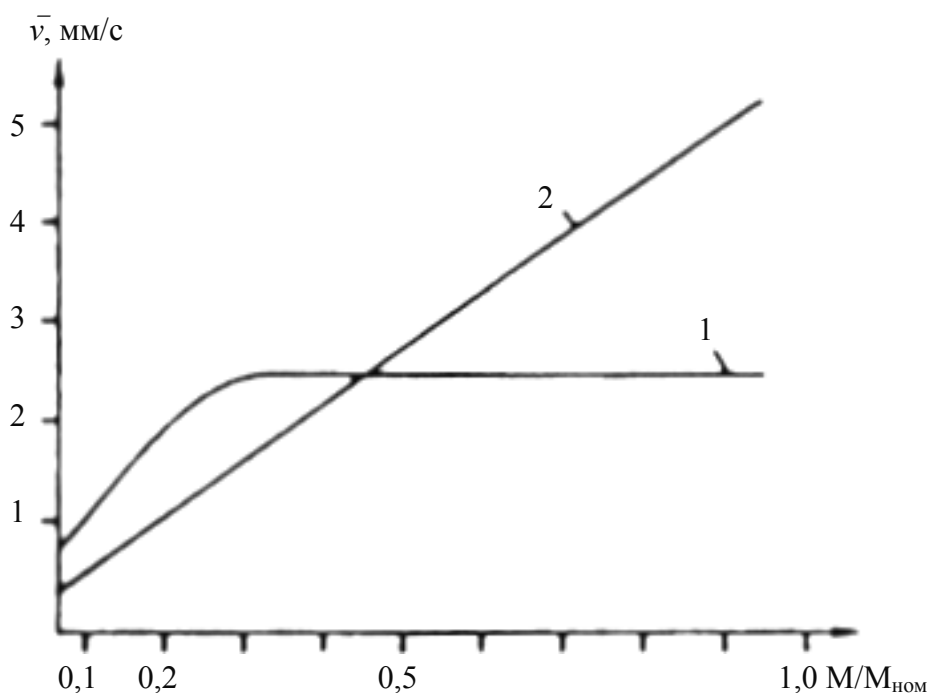


Рис. 4.26. Зависимость вибрации опоры от дефектов подвижных муфт [16]:
1 – вибрация оборотной частоты, 2 – вибрация двойной оборотной частоты

4.2.9. Определение неисправностей ременной передачи (цепного привода)

Дефекты ведущего шкива (шестерни) и ремней (цепей). Неисправность проявляется на частоте:

$$f = i n_1, \quad (4.25)$$

где:

n_1 – частота вращения ведущего шкива;

i – число ремней.

Дефекты ведомого шкива (шестерни) и ремней (цепей). Неисправность проявляется на частоте:

$$f = i n_2, \quad (4.26)$$

где:

n_2 – частота вращения ведомого шкива;

i – число ремней (цепей).

Ременная передача (цепной привод) для избежания неисправностей требует проведения специальной центровки, которую могут выполнить приборы фирмы SKF TMEB1.

4.3. Неисправности подшипников скольжения

Автоколебания роторов в подшипниках скольжения происходят из-за значительного снижения вязкости масла или увеличения зазоров в подшипнике, а также из-за износа вкладыша. Аналогичное явление происходит из-за ослабления посадки подшипника в корпусе.

Частота, на которой проявляется неисправность – автоколебания роторов.

$$f = (0,33 \div 0,5) n, \quad (4.27)$$
$$(\chi = 0,3 \div 0,5).$$

Вид вибрации: виброскорость, преимущественное направление – радиальное.

Нарушение гидродинамики работы подшипника скольжения и его устойчивости вызвано снижением вязкости масла, увеличением зазора, что приводит к изменению толщины масляной пленки. Связь параметров подшипника с толщиной масляной пленки приведены на рис. 4.27. Здесь характеристика A равна:

$$A = (2 \cdot 10^{11} \cdot p) / (\nu \rho \omega d l), \quad (4.28)$$

где p – давление на подшипник, Мпа;

ν – кинематическая вязкость масла при температуре масляного слоя в подшипнике принята средняя арифметическая температура входа и выхода масла из подшипника плюс $5 \div 10$ °С), мм²/с;

ρ – плотность масла при температуре масляного слоя, кг/м³;

ω – угловая скорость вала, рад/с;

l и d – длина и диаметр подшипника соответственно, см.

Температура подшипника зависит от вязкости масла и статической силы, действующей на подшипник.

Срыв масляного слоя из-за работы подшипника в нерасчетных условиях, проявляется на частоте:

$$f = [(0,41 \div 0,43) \div (0,48 \div 0,49)] n, \quad (4.29)$$
$$(\chi = 0,41 \div 0,49).$$

Вид вибрации – виброскорость, направление – радиальное. Частотные границы срывных явлений разные источники дают с небольшими отклонениями, что определяется, очевидно, точностью измерений.

Эта неисправность имеет место в высокооборотных турбомашинах с маслonaгруженными подшипниками.

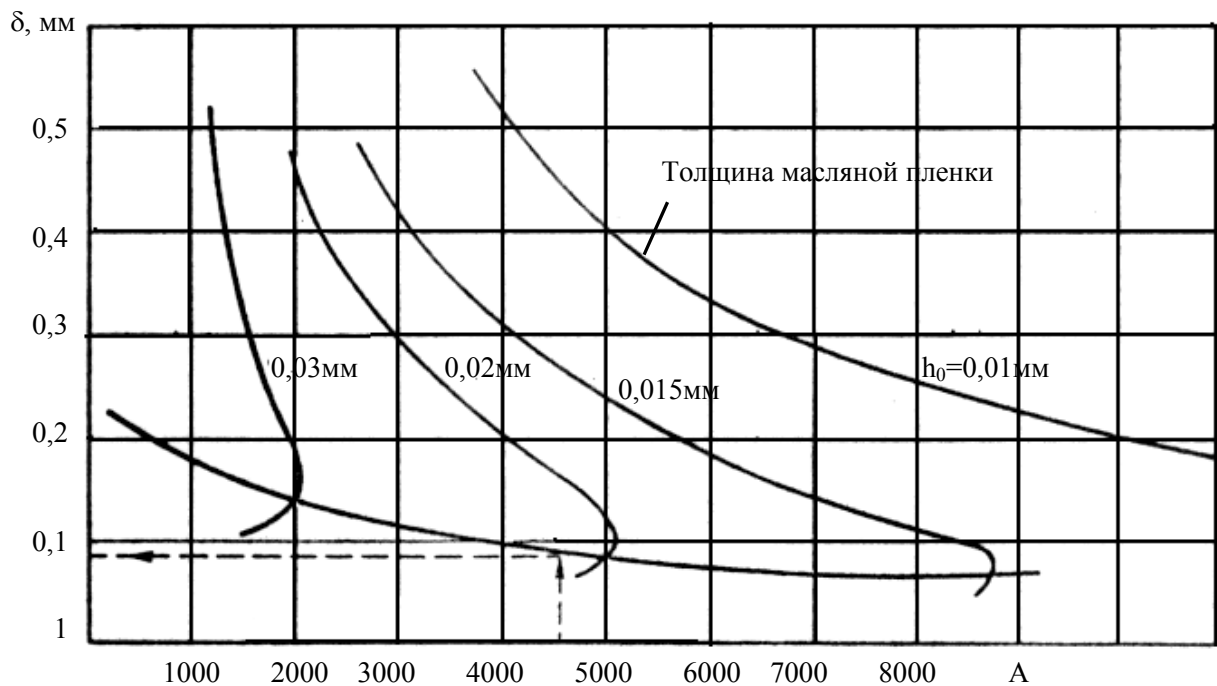


Рис. 4.27. Связь зазора и толщины масляной пленки с характеристикой A подшипника скольжения

Неисправность приводит к полужидкостному трению и износу вкладыша подшипника (т. е. влияние эксцентриситета, давления, зазора, вязкости и частоты вращения).

Перекус подшипника. Неисправность определяется на частоте:

$$f = 2n, \quad (4.30)$$

$$(\chi = 2).$$

Вид вибрации: виброскорость, направление – радиальное.

Неисправности подшипника скольжения, такие как: заедание, схватывание и задир, характеризуются эксцессом, что было замечено в § 3.15.

Для подшипников с бронзовыми вкладышами появление задира не носит лавинообразного характера и может контролироваться по эксцессу амплитудной огибающей узкополосного процесса в окрестности собственной частоты подшипника скольжения. Задир подшипника можно также диагностировать [15] по изменению фазовой модуляции вынужденных колебаний подшипника. Для диагностирования явления схватывания в подшипнике скольжения можно использовать функцию бикогерентности вибросигнала [15]. Все эти методы заложены в программу «Вибродоктор ХХ», разработанную в ЦНИИ МФ Е. З. Мадорским и М. Л. Венициным для диагностики подшипников скольжения и реализованную в приборах КонТест 795 М и СКАН. Экранная форма такого виртуального прибора показана на рис. 4.28.

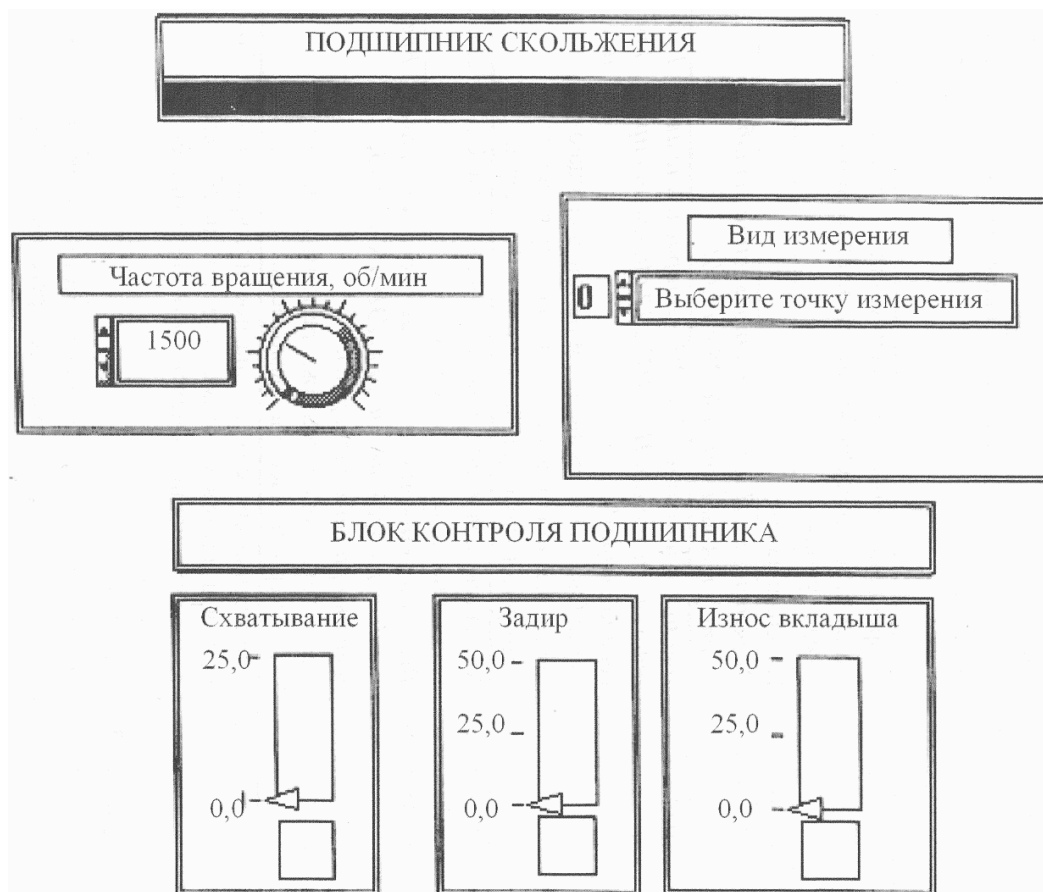


Рис. 4.28. Экранная форма определения состояния подшипника скольжения в программе «Вибродоктор»

Ослабление посадки подшипника в корпусе определяется по уровню вибрации на частоте:

$$f = k n, \quad (4.31)$$

где: $k=0,5; 0,3; (\chi=k)$.

Характер вибрации – нестабильная вибрация. Износ подшипника сопровождается вибрацией на частоте $f = K_n$, где $K_n=1, 2, 3 \dots$

Осевая вибрация подшипника скольжения в крупных паровых турбинах возникает при знакопеременных угловых перемещениях шеек вала при поперечных колебаниях ротора или его остаточном прогибе, противофазными колебаниями двух опор, расположенных в одном корпусе [16].

Чаще всего эта осевая вибрация на оборотной частоте, взаимосвязана с вертикальной и поперечной вибрацией и зависит от их интенсивности.

4.4. Определение неисправностей подшипников качения

Для обнаружения неисправностей подшипников качения используются следующие методы:

- спектр вибрации;
- спектр огибающей;
- метод ударных импульсов;
- метод пик-фактора;
- использование высокочастотных характеристик вибрации.

Частоты, на которых появляются неисправности узлов подшипников качения. Частоты относятся как к спектру вибрации, так и к спектру огибающей [3]. Повреждение наружного кольца проявляется на частоте прохождения тел качения по наружному кольцу:

$$f_{\text{нар}} = k \frac{z}{2} n \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right), \quad (4.32)$$

где D – диаметр окружности проходящей через центр тел качения, мм;

d – диаметр тел качения, мм;

β – угол контакта;

z – число тел качения;

n – частота вращения, с;

$k = 1, 2, 3$;

$k = 1$ при перекосе подшипника;

$k = 2$ при износе наружного кольца;

$k = 3$ при трещинах и раковинах на наружном кольце (по методике ВАСТ $k > 3$).

Повреждение внутреннего кольца проявляется на частоте прохождения тел качения по внутреннему кольцу:

$$f_{\text{вн}} = k \frac{z}{2} n \left(1 + \frac{d}{D} \cos \beta \right), \quad (4.33)$$

где $k = 1, 2, 3$.

Виды повреждений – раковины, трещины, износ внутреннего кольца.

Повреждения тел качения – проявляются на частоте колебаний тел качения:

$$f_{\text{т.к.}} = k \frac{d}{2D} n \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \cos^2 \beta \right), \quad (4.34)$$

где $k = 1, 2, 3$.

Повреждения тел качения – раковины, сколы. В методике фирмы ВАСТ [3] в этой формуле принято отношение D/d , а также $k = 2, 4, 6$.

Повреждение сепаратора проявляется на частоте вращения сепаратора:

$$f = k \frac{n}{2} [1 - (d \cos \beta) / D], \quad (4.35)$$

где $k = 1, 2, 3$.

Повреждение сепаратора – износ тел качения и сепаратора.

Перекус подшипника в корпусе проявляется на частоте:

$$f = k n, \quad (4.36)$$

где $k = 0,5; 2$.

Проявляется в виде как горизонтальной, так и вертикальной вибрации.

Неоднородный радиальный натяг проявляется на частоте:

$$f = k n, \quad (4.37)$$

где $k = 1, 2, 3$.

Обнаружение неисправностей подшипников качения по спектру вибрации.

По спектру вибрации на частотах по формулам 4.32–4.37 могут быть обнаружены только значительные неисправности.

Широко используется метод обнаружения неисправностей по спектру огибающей. Основные разработки принадлежат фирме ВАСТ [3]. Частоты спектров вибрации и ее огибающей при определении неисправности подшипников качения по методике ВАСТ даны в табл. 4.12.

Следует отметить, что определение дефектов смазки по методу огибающей затруднено.

Нормы модуляции ВАСТ, используемые для оценки состояния подшипников по огибающей, даны в § 4.1.13.

Фирма Entek использует так называемый метод gSE, основанный на построении огибающей в предварительно выделенных полосовыми фильтрами частотах: 0,2; 0,36; 2,2; 2,67; 5,3; 10; 23,8; и 70 Гц. В принципе это видоизмененный метод Куртозиса.

Обнаружение неисправностей подшипников качения методом ударных импульсов.

Метод ударных импульсов, основанный на измерении резонанса датчика, рассмотрен в § 2.8. Нормы ударных импульсов для различных состояний подшипников качения даны в таблице 4.13.

Таблица 4.12

Частоты составляющих спектра вибрации и ее огибающей, используемые для обнаружения идентификации дефектов линии вала в подшипниках качения по периодическим измерениям вибрации [3]

№ п/п	Вид дефекта	Спектр вибрации		Спектр огибающей	
		Основной	Дополнительные	Основной	Дополнительные
1	Бой вала (муфты)	$kf_{вр}$	Нет роста ВЧ	$kf_{вр}, k < 10$	Нет роста ВЧ
2	Неоднородный радиальный натяг	$2f_{вр}$	$2kf_{вр}$, нет роста ВЧ	$2kf_{вр}$	$2kf_{вр}$, нет роста ВЧ
3	Перекося наружного кольца	$2f_n$	$2kf_n$, нет роста ВЧ	$2f_n$	$2kf_n$, нет роста ВЧ
4	Износ наружного кольца	f_n	$kf_n, k \leq 3$	f_n	$kf_n, k \leq 3$
5	Раковины (трещины) на наружном кольце	$kf_n, k > 3$	Рост ВЧ	$kf_n, k > 3$	Рост ВЧ
6	Износ внутреннего кольца	$kf_{вр}$	kf_v , рост ВЧ	$kf_{вр}$	kf_v , рост ВЧ
7	Раковины (трещины) внутреннем кольце	kf_v	$kf_{вр}$, рост ВЧ	$k_1f_v \pm k_2f_{вр}$	$kf_{вр}$, рост ВЧ
8	Износ тел качения сепаратора	$f_c, (f_{вр} - f_v)$	$kf_c, k(f_{вр} - f_c)$ рост ВЧ	$f_c, (f_{вр} - f_c)$	$kf_c, k(f_{вр} - f_c)$, рост ВЧ
9	Раковины, скопы на телах качения	$2kf_{тк}$	$k_1f_{тк} \pm k_2f_v$ рост ВЧ	$2k_1f_{тк} \pm k_2f_c$	$k_1f_{тк} \pm k_2f_c$ рост ВЧ
10	Неуравновешенность ротора	$f_{вр}$	Нет роста $kf_{вр}$, нет роста ВЧ	Нет роста $kf_{вр}, k > 1$	—
11	Дефекты узлов крепления	Рост УНЧ ($< 0,5f_{вр}$)	Есть другие дефекты	Не обнаруживаются	
12	Дефекты смазки	Рост ВЧ	—	Рост ВЧ	Нет сильных составляющих
13	Дефект муфты	$kf_{вр}, k > 7$	Нет роста ВЧ	$kf_{вр}, k \geq 10$	Нет роста ВЧ
14	Неидентифицированный дефект	Рост других гармонических составляющих			

Примечание: $f_{вр}$ – частота вращения вала; f_v – частота перекачивания тел качения по внутреннему кольцу; f_n – частота перекачивания тел качения по наружному кольцу; $f_{тк}$ – частота вращения тел качения; f_c – частота вращения сепаратора; ВЧ – высокочастотная область спектра вибрации; УНЧ – низкочастотная область спектра вибрации ($< 0,5f_{вр}$); $k = 1, 2, 3, 4, \dots$

Значения dBm и dBc определяются по отношению к базовому уровню dB_i . Последний определяется частотой вращения и размерами подшипника.

При отсутствии смазки или слишком плотной (слабой) посадки подшипника увеличивается фон подшипника ($dBc > 10$ дБ), даже если подшипник не имеет еще каких-либо повреждений на беговых дорожках. Амплитуда пиковых ударов и фона относительно близки ($dBm = 30$, $dBc = 20$). Механическое касание вблизи подшипника между вращающейся и неподвижными частями вызывает ритмичные (повторяющиеся) ударные всплески пиковых значений. Несоосность валов увеличивает величину ударных импульсов.

Таблица 4.13

Определение состояния подшипников качения по соотношению dBm и dBc

Показания на экране прибора		Возможный источник повышенного сигнала		Причины повышенного сигнала, выявленные после смазки подшипника		
dBm	dBc	Показания на корпусе подшипника	Показания на детали, смежной с корпусом подшипника	Показания падают и не увеличиваются	Показания падают, но через несколько часов снова увеличиваются	Показания не падают
Больше 35	10–15	Подшипник, смазка, незакрепленная крышка подшипника	Другие повреждения подшипника, механические удары других деталей (муфта, зубчатая передача, осевые удары)	Посторонние частицы в смазке	Повреждение подшипника, необходим контроль за развитием повреждения	Значительное повреждение подшипника, помехи от незакрепленной крышки подшипника
30	10–20	Подшипник, смазка	То же	Недостаточная смазка	Недостаточная смазка, которая вызвала повреждение подшипника. Необходим контроль за развитием повреждения	Неправильная установка нового подшипника, кавитация в насосе, повреждение муфты зубчатой передачи
больше 40	25–30	То же	Вал, корпус и крышки других подшипников, зубчатая передача, муфта, крылатка вентилятора	Отсутствие смазки	То же	Большие нагрузки на подшипник, кавитация в насосе, повреждение муфты зубчатой передачи
30 (группы сигналов через равные интервалы времени)	< 10	Вал, корпус крышки подшипника	Ударные нагрузки на фундамент от других механизмов, механические удары от рабочего цикла механизма, крылатка вентилятора	–	–	Трение вала о корпус или о крышки подшипников, повреждение муфты зубчатой передачи, задевание крылатки вентилятора электродвигателя за кожух
30 (одиночные сигналы через равные интервалы времени)	< 10	Ударные нагрузки от рабочего цикла механизма		–	–	Механические удары в подшипнике, вызванные ударными нагрузками, повреждение муфты зубчатой передачи, повреждение подшипника, задевание крылатки вентилятора электродвигателя за кожух
Около 0	Около 0					

Если подшипник подвергается ударной нагрузке, например, от хода поршня в компрессоре, ударные импульсы будут ритмичными (повторяющимися) по отношению к рабочему циклу машины, поэтому общий фон (dBc) и пиковые амплитуды самого подшипника легко определяются.

Обобщенная оценка состояния подшипника делается по величине dBm :

$dBm < 20$ дБ – хорошее состояние;

$dBm = 20 \dots 40$ дБ – удовлетворительное состояние;

$dBm > 40$ дБ – неудовлетворительное состояние (необходима замена подшипника).

Особые случаи определения состояния подшипников качения.

Приведенные выше нормы соответствуют измерениям, выполненным непосредственно на корпусе подшипника с помощью щупа. При измерении ударных импульсов подшипников, к корпусам которых нет свободного доступа (находящихся в демпферных стаканах, подшипниковых щитах с разъемом и т. п.), оценка их технического состояния производится двумя способами.

- первый способ – по относительному увеличению уровня ударных импульсов, по сравнению с хорошим состоянием подшипника, за уровень которого принимаются результаты измерений сразу после ревизии (замены подшипника).

В этом случае предельным значением следует считать повышение уровня ударных импульсов на 20 дБ.

- второй способ – по приведенным выше нормам с учетом поправки на демпфирование.

Величина поправки (10–20 дБ) зависит от степени демпфирования сигнала в каждой конкретной конструкции механизма и определяется опытным путем.

При наличии высокого уровня ударных импульсов на корпусе подшипников вихревых, шестеренных и кавитирующих насосов любых типов следует проверить, не является ли это следствием гидромеханических явлений внутри насосов.

Для этого измеряют уровень ударных импульсов на корпусе насоса и, если он ниже, чем на корпусе подшипника, то причина – в подшипнике.

Как было отмечено выше, приборы ударных импульсов дают четкую характеристику состояния смазки в подшипниках качения, особенно приборы типа АЗО фирмы SPM.

Определение состояния подшипников качения методом пик-фактора.

Как отмечалось в § 3.13 метод пик-фактора не пригоден для оценки состояния подшипников качения и ничего общего не имеет с методом ударных импульсов. Модификация метода пик-фактора, предложенная фирмой «Роботрон», может быть использована для оценки подшипников качения (см. § 3.13).

Использование высокочастотных характеристик для определения состояния подшипников качения.

Метод Куртозиса – вычисление эксцесса виброускорения в пяти частотных диапазонах: $2,5 \div 5$; $5 \div 10$; $10 \div 20$; $30 \div 40$ и $40 \div 80$ кГц. Если значения эксцесса в каком-либо диапазоне отличается от 3, то проводится анализ состояния подшипника.

Метод BCU (Bearing Condition Unit) основан на вычислении пиковых значений внутренней энергии колебаний в частотном диапазоне $20 \div 40$ кГц. Шкала значений единиц BCU от 1 до 20. Метод используется в приборах фирмы «Шенк – Брюль и Кьер».

Использование высокочастотного сигнала (HFD) рассматривалось в § 3.17. Использование метода HFD предусмотрено в ряде виброизмерительных приборах в пределах диапазона резонанса датчика.

Нормальное значение HFD для подшипников качения – $1g \div 1,5g$, существенное повреждение $5g \div 6g$. Сравнение методов определения неисправностей подшипников приведено в табл. 4.14.

4.5. Определение неисправностей паровых турбин

Виды неисправностей паровых турбин и методы их определения вибрационными методами приведены в табл. 4.15. Для определения некоторых неисправностей предлагается несколько методов, совместное использование которых, позволяет повысить достоверность диагноза [16, 46].

Рекомендации по способам измерения вибрации даны в табл. 2.1. и 2.2.

Для крупных паровых турбин А. С. Гольдин [16] делит спектр вибраций на четыре зоны:

- обратная: $f = n$;
- низкочастотная: $f = (0,25 \div 0,5) n$;
- двойная обратная: $f = 2 n$;
- высокочастотная: $f > 2n^{*)}$;

(Здесь n – частота вращения, сек^{-1}).

В спектре вибрации турбины присутствуют гармоники высоких порядков, создавая т. н. фоновый спектр, который возникает вследствие [26]:

- возбуждения параметрических колебаний с частотой $2n$, чему способствует анизотропия подшипниковых опор, остаточный прогиб вала из-за несоосности или неравномерного нагрева, приводящая в свою очередь, к появлению ряда четных и нечетных гармоник;
- присутствия нелинейных элементов в системе «ротор – подшипниковые опоры – статор – фундамент», вызывающие полигармоническую вибрацию с частотами $k n$, где $k = 2, 3, \dots$. Нелинейность является постоянно присутствующим фактором в подшипниках скольжения, а также специфическим свойством центробежных сил вращающегося ротора.

*) В диагностической программе ЦКТИ рекомендуются измерения до 16 гармоник

Таблица 4.14

Сравнение методов определения состояния подшипников качения

Баллы состояния по SKF	Характер дефекта	Классы состояния по градации ЦНИИМФ	Методы обнаружения неисправности							
			Ударные импульсы SPM – Shock Pulse Measurement	Общий уровень вибрации Overjol Measurement	Спектральный анализ Spektrum Analysis	Измерение энергии импульса Spine Energy (Метод BCU – Bearing Condition Unit)	Обнаружение высоко-частотного сигнала HFD – High Frequency Detektion	Анализ излучаемой спектральной энергии (акустическая эмиссия) SEE – Spectral energu Emitted	Метод огибающей Envelope Analysis	Метод Куртозиса
	Нет дефекта	I. Хорошее								
1	Зарождение дефекта	II. удовлетворительное (у нижней границы)						┐		
2	Незначительный дефект	II удовлетворительное (у верхней границы)	┐			┐	┐	┐	┐	┐
3	Умеренный дефект	III. неудовлетворительное	┐	┐		┐	┐	┐	┐	┐
4	Значительный дефект	IV. отказ	┐	┐	┐	┐	┐	┐	┐	┐
Возможность определения состояния смазки			+	–	+			+	–	–
Частотный диапазон			28÷32 кГц	10÷1000 Гц ν	10÷1000 Гц ν	5÷20 кГц (20÷40 кГц) a	5÷60 кГц a	350 кГц	10÷15000 Гц	2,5÷80 кГц

Неисправности паровых турбин, определяемые вибрационными методами

№ п/п	Виды неисправности	Метод определения и характеристики неисправности	Причины и методы исправления	Нормы
	2	3	4	5
1	Дисбаланс механический (технологический остаточный; эксплуатационный)	Частота проявления: $f=n$ (спектр вибрации), $n=\text{сек}^{-1}$; (4.38) $f=kn$ (спектр огибающей, $k>1$). (4.39) Вибрация радиальная, не зависит от нагрузки (стационарна). Дисбаланс может быть сосредоточенным или распределенным по длине ротора. У жестких роторов расположен вблизи опоры с большей вибрацией. Различают статический и динамический дисбаланс (см. § 2.7); при статическом разбалансе колебания на подшипниках находятся в синфазном режиме, при динамическом – в противофазном. Определение – программа «Вибродоктор ХХ» ЦНИИ МФ. Наличие существенной противофазы свидетельствует о серьезном дефекте	Неточность изготовления, искривление оси вала, поломка лопаток, отложения, повреждение уплотнений. Ослабление посадки на вал. Исправление – балансировка (см. [16])	Стационарные турбины – § 4.13. Судовые турбины – § 4.1.11
2	Тепловой (эксплуатационный)	Частота проявления: $f=n$ (спектр вибрации); (4.40) $f=kn$ (спектр огибающей, $k>1$). (4.41) Характерен квазистационарным процессом	Возникает при тепловом изгибе ротора, задевание в уплотнениях, вследствие неравномерного нагрева или остывания при пуске турбины или остановке. Исправление – проведение штатного режима прогрева установки	
3	Изгиб вала	Частота проявления: $f=kn$, где $k=2$, возможно $k=1$ и 3. (4.42) Возникает осевая вибрация. Вибрация не зависит от нагрузки и теплового состояния ротора. Остаточный прогиб вала проявляется возникновением механического дисбаланса, смещением муфты, расцентровкой. Возможность определения – использованием программы «Вибродоктор ХХ» ЦНИИ МФ. Прогиб гибких валов характерен высокой вибрацией на первой критической скорости. Может привести к задеваниям в проточной части турбины и уплотнениях	Причины – неточность изготовления. Может возникнуть в эксплуатации при ограничении свободного осевого перемещения. Также может возникнуть при пуске из-за несогласованных во времени тепловых расширений ротора и статора; или из-за местного перегрева при задевании	

	2	3	4	5
4	Несоосность (расцентровка): - угловая; - радиальная	Частота проявления: $f=kn$, где $k=1, 2, 3$. (4.43) при осевой вибрации $k=2$; при жестких муфтах чаще $k=1$. При смещении преобладает радиальная вибрация, при изломе – осевая. Норма несоосности – по рис. 4.26. Подвижные муфты допускают расцентровку до 0,3 мм [16]. Возможность определения программой «Вибродоктор ХХ» ЦНИИ МФ (см. § 4.2.3)	Неправильная центровка при сборке. Расцентровка может быть вызвана деформацией опор, фундаментов. Не штатным введением теплового режима при пуске	
5	Расцентровка по муфтам крупных турбин. Может вызвать разрыв стяжных болтов муфты	Расцентровка проявляется на частоте: $f=kn$, где $k=1, 2, 3$. (4.44) Расцентровку проверяют на разобранных муфтах измерением зазоров по торцам и по окружности фланцев	Оптимальный метод центровки крупных турбин – лазерная центровка	
6	Поломка (обрыв) лопаток (или повреждение лопаток)	Вызывает внезапный разбаланс. Проявляется на оборотной частоте скачком вибрации. Сопровождается шумом. Часто вызывает разрушение трубок конденсатора	Дефекты в материале лопаток. Резкое изменение нагрузки. Усталостные трещины, возникшие в эксплуатации	
7	Ослабление крепления турбины к фундаменту	Частота проявления: $f=kn$, где $k=0,5; 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4$, чаще 2. (4.45) Могут возникнуть «боковые» частоты. Вид вибрации – виброскорость, направление радиальное (подробнее см. § 4.2.4.)	Нарушения крепления, появление трещин в фундаменте. Метод исправления – ремонт узла крепления	

	2	3	4	5
8	Неисправности подшипников скольжения			
	Автоколебания	Частота проявления: $f=(0,33\div 0,5)n$, виброскорость, преимущественное направление – радиальное (4.46)	Причины: нарушение гидродинамики работы подшипника: снижение вязкости масла, увеличение зазоров (износ подшипника)	
	Срыв масляного слоя	Частота проявления: $f=(0,41\div 0,49)n$ (4.47)	Встречается в высокооборотных машинах с малонагруженными подшипниками, также при нарушении гидродинамики работы подшипника скольжения (см. § 4.3). Может быть вызвана износом подшипника. Несоосность опор приводит к изменению динамических характеристик подшипника	
	Износ подшипника, заедание, схватывание задир (приводит к разрушению баббита)	Определение по эксцессу, бикогерентности сигнала. Программа «Вибродоктор ХХ» (см. § 4.3)	Причины аналогичны изложенным выше, а также из-за установки малых зазоров, может быть вызвано недостаточной подачей масла	
	Перекося подшипника в корпусе	Частота проявления: $f=2n$ (4.48)	Дефект сборки или деформация корпуса в процессе эксплуатации	
	Ослабление посадки подшипника в корпусе и крепления	Виброскорость, направление – радиальное: $f=kn$, где $k=0,5; 0,3$. Характер вибрации нестабильный (4.49)		
9	Паровая низкочастотная вибрация	Возникает на частоте $f\approx 0,5n$ (4.50)	Возникает из-за закрутки потока пара при прохождении через венец. Метод исправления – конструктивные мероприятия по проточной части	
10	Трещина в роторе	Определяется при измерении вибрации вала и построении орбиты его перемещения (см. § 2.6), а также использования специальных методик ЦКТИ [26]. Проблемы вибрации ротора с трещиной освещена также в [16]		

	2	3	4	5
11	Задевания: - торцевые; - по масляным уплотнениям; - радиальные (повреждения лопаток и бандажных лент)	Частота проявления: $f=kn$, где $k=1, 2, 3$. (4.51) При задевании в спектре возникают вспышки высокочастотной вибрации. Может появиться остаточный прогиб вследствие нагрева при задевании	Причины: искривление вала, неправильный прогрев: - несогласованность теплового расширения во времени ротора и статора; - неправильно выбраны радиальные и осевые зазоры	
12	Попадание воды в проточную часть	Нестабильная вибрация по величине и фазе. Быстрый монотонный рост вибрации. Одновременно возникает ненормальная разность температур между верхом и низом статора машины	Исправление: устранение причины попадания воды	
13	Эллиптичность шеек (бочкообразность)	Проявляется на частоте $f=2n$ (4.52)	Приводит к износу баббита, следствие – нарушение гидродинамики работы подшипника скольжения. При сильном износе возможно задевание в проточной части и уплотнениях	
14	Повреждение упорного подшипника	Проявляется увеличением осевой вибрации на частоте $f=kn$, где $k=1, 2$ (4.53) а также возможны торцевые задевания	Нарушение уравнивания паровых сил из-за повреждения уплотнений	
15	Дефекты сопряжения жестких и полужестких муфт («коленчатость» и «излом осей»)	Проявляется в виде стационарной и квазистационарной вибрации на оборотной частоте. «Коленчатость» муфт проявляется на двойной оборотной частоте (дополнительный признак)		См. § 4.2.8
16	См. также §§ 4.2.5, 4.2.6			

По А. С. Гольдину [16] на оборотной стационарной вибрации можно обнаружить следующие неисправности:

- сосредоточенный, либо распределенный дисбаланс;
- остаточный прогиб одного из роторов;
- дефекты сопряжения роторов в муфтах;
- пониженная жесткость опорной системы;
- расцентровка по муфтам.

На оборотной квазистационарной вибрации:

- тепловой дисбаланс разного происхождения;
- дефекты подвижных муфт;
- тепловая (режимная расцентровка);
- электромагнитные возмущения (от генератора).

На нестационарной вибрации:

- поломки деталей ротора;
- задевание по ротору;
- развитие трещины в роторе;
- нарастание прогиба ротора, вследствие ползучести;
- дефекты подвижных муфт;
- тепловая (режимная) расцентровка;
- нарушения в соединениях опорной системы;
- повреждение поверхностей скольжения подвижных корпусов.

«Скачок» вибрации (изменение вибрации внезапно и необратимо) связан:

- обрывом или поломкой турбинной лопатки;
- проскальзыванием корпуса подшипника или другого элемента опорной поверхности;
- проскальзыванием по ротору насадных деталей.

Если на переходных режимах (прогрев, изменение температурного режима) турбин, имеющих перемещающиеся корпуса подшипников, вибрация меняется значительно больше, чем имела место в аналогичных случаях раньше, то это свидетельствует об износе и нарушении чистоты поверхностей скольжения и направляющих шпоночных соединений.

Монотонное и быстрое изменение вибрации связано:

- осевыми задеваниями ротора о статор;
- забросом воды на горячий ротор;
- недостаточными осевыми зазорами в насадных деталях;
- попаданием масла в центральное отверстие горячего ротора;
- неплотностью внутренней полости барабанного ротора;

- прогибом ротора в подшипнике скольжения из-за недостаточных зазоров и при сильной перегрузке;
- развитием трещины в роторе.

На турбинах, приводящих генераторы тока, возникают также вибрации, первоисточником которых являются генераторы (в первую очередь на частоте 100 Гц).

Полигармоническая вибрация параметрического возбуждения из-за изгибной неравножесткости ротора возникает на частотах $2n, 4n, 6n, \dots$

Колебания гибкого ротора с трещиной рассмотрена в [26], [16]. Способ определения трещины в роторе рассмотрен в § 2.6 при измерении вибрации на вращающемся вале. Эффективен контроль за развитием трещины в вале при измерениях вибрации в режиме разгон/выбег с контролем движения вала и векторов вибрации. Трещины в роторе могут быть проверены на основе роботизированного устройства «Зонд-крот»^{*)}.

Резонансные явления в гибких роторах рассмотрены А. С. Гольдиным [16].

Для вращающегося ротора на скоростях ниже критической (резонансной) «бьющая точка»^{**)} ротора совпадает с направлением дисбаланса. При повышении скорости вращения она начинает отставать от него, смещается на угол φ против вращения, что соответствует увеличению φ . На критических скоростях $\varphi = 90^\circ$. При прохождении резонанса фаза меняется на 180° – непосредственно на резонансе фаза вибрации сдвинута относительно фазы возмущающей силы на 90° , а за резонансом – на 180° . Характерной особенностью прохождения системы через резонанс является несколько максимумов на резонансных кривых.

4.6. Определение неисправностей газотурбинных двигателей

Подход к определению неисправностей газотурбинных установок (газотурбинных двигателей) зависит от их происхождения, под которым понимается их конструктивное исполнение:

- специально спроектированные стационарные ГТУ;
- судовые ГТД и их конвертации для тепловых электростанций (в частности, включения в блоки газопаровых (парогазовых) установок) и применения на газоперекачивающих станциях;
- модификации авиационных ГТД, для использования на тепловых и газоперекачивающих станциях.

Здесь остановимся на судовых ГТД и их конвертациях [21], [17].

^{*)} «Приборы и системы управления. Контроль, Диагностика», 2002, № 7, с. 28–30.

^{**)} «Бьющаяся точка» – это точка на поверхности ротора, лежащая на радиусе, который совпадает с направлением измерения вибрации в момент наибольшего отклонения вибрирующей поверхности

Виды неисправностей ГТД и методы их определения вибрационными методами сведены в табл. 4.16. На рис. 4.29 показан спектр вибрации при повреждении внутреннего подшипника КВД, сопровождаемый высоким значением HFD.

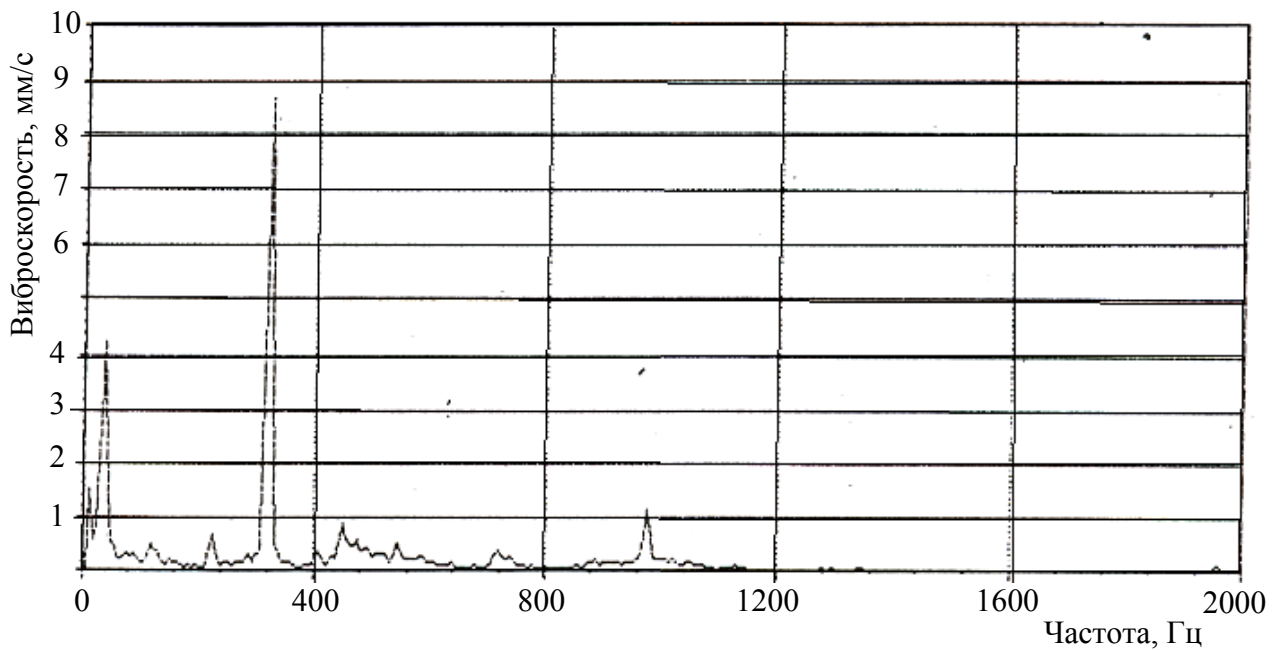


Рис. 4.29. Спектр вибрации на носовой опоре ГТД при повреждении внутреннего подшипника КВД.
Осевая вибрация. Высокий уровень HFD (10.29)

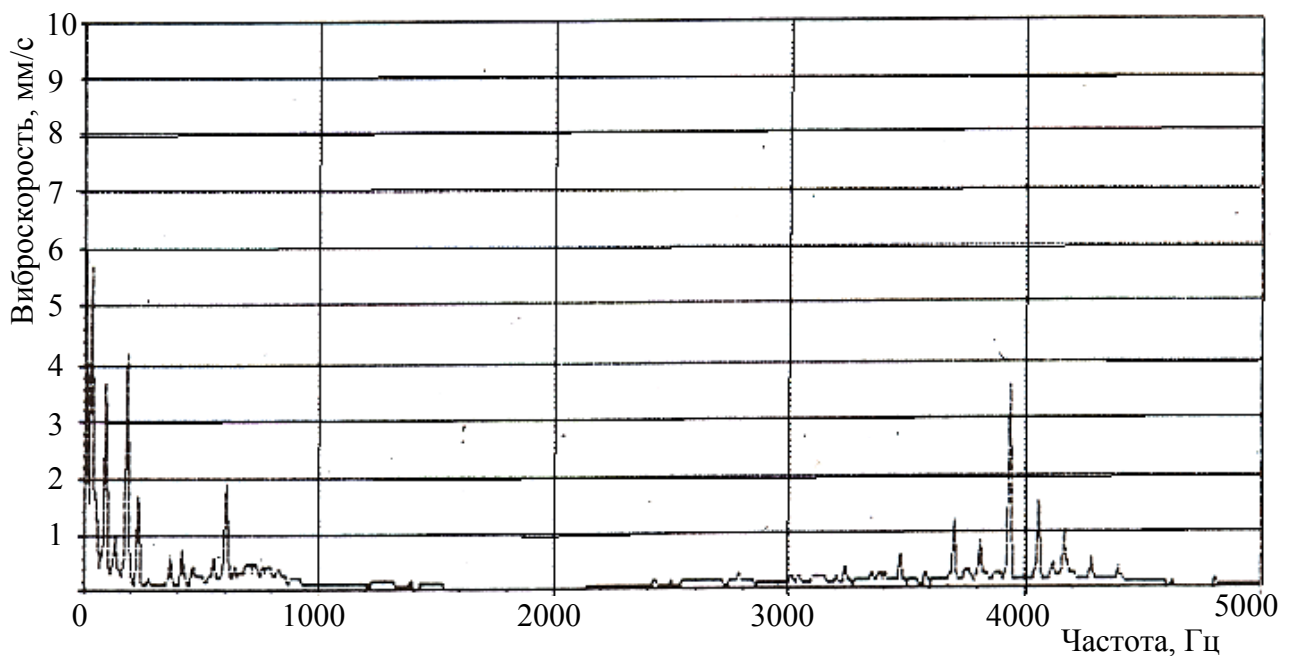


Рис. 4.30. Спектр вибрации на нижней коробке приводов при повреждении зубьев масляного насоса (амплитудная модуляция)

Таблица 4.16

Неисправности газотурбинных двигателей, определяемые вибрационными методами

№ п/п	Вид неисправности	Метод определения и характеристика неисправности	Причина и методы устранения неисправности	Нормы вибрации
	2	3	4	5
1	Высокий уровень наведенной вибрации на опорах ГТД от гребного винта (для судового двигателя)	Неисправность проявляется на передней опоре на частотах $f=f_{об.в}$ и $f=z_в f_{об.в}$, (4.54) где $f_{об.в}$ – обороты гребного винта; $z_в$ – число лопастей винта	Методы устранения: проверить состояние гребных винтов	§ 4.1.11
2	Перекося температур по камерам сгорания	Проявляется на передней опоре в поперечном направлении на частоте $f=2f_{квд}$, (4.55) где $f_{квд}$ – частота вращения КВД	Причины: засорение или повреждения форсунок; неправильно подобраны форсунки по расходу. Методы устранения; замена форсунок	
3	Вращающийся срыв КНД (предпомпажное состояние)	Проявляется на передней опоре в поперечном направлении на частоте $f=(0,3÷0,5)f_{кнд}$, (4.56) где $f_{кнд}$ – частота вращения КНД. Неисправность сопровождается пульсацией давления по газозооушному тракту	Причина: отложения в проточной части, неисправности систем регулирования и антипомпажной системы. Методы устранения: провести промывку двигателя, проверить систему регулирования, проверить воздухоприем	
4	Нарушение балансировки роторов, а также изгиб валов	Неисправность проявляется на первых роторных гармониках, соответствующих роторов, причем $f_{квд}$ и $f_{кнд}$ на передней опоре, $f_{тв}$ – на задней опоре ГТД. Направление – горизонтальное. Частота проявления: $f=f_{квд}$; $f=f_{кнд}$; $f=f_{тв}$, (4.57) где $f_{квд}$ – частота вращения КВД, $f_{тв}$ – частота вращения турбины винта, $f_{кнд}$ – частота вращения КНД. Примечания: под частотой вращения КВД понимается частота вращения блока КВД+ТВД, а под частотой вращения КНД – частота вращения блока КНД+ТНД	Проверить проточную часть эндоскопом на наличие отложений и повреждений	
5	Расцентровка турбины винта и редуктора (для судовых двигателей)	Неисправность проявляется на задней опоре в поперечном направлении на частоте $f=kf_{тв}$, (4.58) где $k=1, 2$; $f_{тв}$ – частота вращения турбины винта	Проверить центровку	

	2	3	4	5
6	Задевание о корпус	Неисправность проявляется на вторых роторных гармониках на соответствующих частотах и опорах ($2f_{\text{ТВ}}$ – на задней опоре, $2f_{\text{КВД}}$ и $2f_{\text{КНД}}$ – на передней опоре): $f=2f_{\text{КВД}}$; $f=2f_{\text{КНД}}$; $f=2f_{\text{ТВ}}$ (4.59)	Проверить проточную часть эндоскопом	
7	Повреждение подшипников передней, промежуточной и задней опоры КНД	Неисправность проявляется на передней опоре ГТД в горизонтальном направлении на частоте $f=f_{\text{КНД}}$ и сопровождается высоким значением HFD, измеренным в том же направлении и в той же точке. (4.60) Измерение HFD см. в § 3.17.	Проверить магнитные пробки. Сдать масло на спектральный анализ	
8	Повреждение подшипников передней, промежуточной и передней опоры КНД, связанной с перекосом наружного или внутреннего кольца подшипников	Неисправность проявляется на передней опоре ГТД на частоте $f=2f_{\text{КНД}}$ в горизонтальном поперечном направлении и сопровождается HFD, измеренном в том же направлении и в той же точке (4.61)	Проверить магнитные пробки. Сдать масло на спектральный анализ	
9	Повреждение подшипников КВД, связанные с перекосом наружного или внутреннего кольца	Неисправность проявляется на передней опоре ГТД в осевом или горизонтально-радиальном направлении на частоте $f=2f_{\text{КВД}}$ и сопровождается высоким значением HFD, измеренным в той же точке и в том же направлении (4.62)	Проверить магнитные пробки. Сдать масло на спектральный анализ	
10	Повреждение подшипников КНД, связанных с ослаблением механических связей и с нарушением крепления подшипников	Неисправность проявляется на передней опоре ГТД в горизонтальном поперечном направлении на частотах: $f=0,5f_{\text{КВД}}$; $f=1,5f_{\text{КНД}}$. (4.63) На комбинационных частотах: $f=f_{\text{КВД}} + f_{\text{КНД}}$; $f=1,5(f_{\text{КВД}} + f_{\text{КНД}})$ (4.64)	Проверить магнитные пробки. Сдать масло на спектральный анализ	
11	Повреждения задней опоры КВД (радиально-упорный подшипник)	Неисправность проявляется на передней опоре ГТД на частоте $f=f_{\text{КВД}}$ в осевом направлении и сопровождается высоким значением HFD, измеренном в то же точке и в том же направлении (4.65)	Проверить магнитные пробки. Сдать масло на спектральный анализ	

	2	3	4	5
12	Повреждение подшипников КВД, связанные с ослаблением механических связей и нарушением крепления подшипника	Неисправность проявляется на передней опоре ГТД в горизонтальном поперечном или осевом направлении на частотах: $f=1,5f_{\text{квд}}; f=2,5f_{\text{квд}}. \quad (4.66)$ На комбинационных частотах: $f=f_{\text{квд}} + f_{\text{кнд}}; f=1,5(f_{\text{квд}} + f_{\text{кнд}}) \quad (4.67)$	Проверить магнитные пробки. Сдать масло на спектральный анализ	
13	Повреждение подшипников ТВ: - повреждения собственно подшипника; - связанные с перекосом или внутреннего кольца; - связанные с ослаблением механических связей и нарушением крепления подшипников	Проявляется на задней опоре ГТД в поперечном горизонтальном направлении на частоте $f_{\text{тв}}$ и сопровождается высоким значением HFD, измеренном в то же точке и в том же направлении. Проявляется на задней опоре ГТД в поперечном горизонтальном направлении на частоте $f=2f_{\text{тв}}$ и сопровождается высоким значением HFD, измеренном в то же точке и в том же направлении. (4.68) Проявляется на задней опоре ГТД в поперечном горизонтальном направлении на частоте $f=kf_{\text{тв}}$, где $k=0,5; 1,5$ (4.69)	Проверить магнитные пробки. Сдать масло на спектральный анализ	
14	Повреждение верхней коробки приводов, связанные с повреждением насоса-регулятора и его привода, а также повреждения центрифуг и их привода	Неисправность определяется при установке вибропреобразователя на коробке приводов или на передней опоре. Неисправность проявляется на частотах: $f_{\text{нр}}=f_{\text{квд}} i_{\text{нр}} z_{\text{нр}}; f_{\text{нр}}=f_{\text{квд}} i_{\text{нр}} (z_{\text{нр}} \pm 1), \quad (4.70)$ где $i_{\text{нр}}$ – передаточное отношение к насосу-регулятору; $z_{\text{нр}}$ – число плунжеров. Если боковые частоты не появляются, то высокий уровень вибрации на частоте $f_{\text{нр}}$ свидетельствует о повреждении привода насоса-регулятора. При появлении боковых частот могут быть два случая неисправности: - поломка плунжеров (в этом случае амплитуда боковых частот примерно равны – явление амплитудной модуляции); - кавитация или срыв потока насоса (в этом случае амплитуда боковых частот на частоте $f_{\text{нр}}=f_{\text{квд}} i_{\text{нр}} (z_{\text{нр}} + 1)$ значительно больше, чем на частоте $f_{\text{нр}}=f_{\text{квд}} i_{\text{нр}} (z_{\text{нр}} - 1)$ – явление фазовой модуляции) (4.71)	Проверить состояние насоса-регулятора, проверить фильтры и дроссельные пакеты насоса-регулятора	

	2	3	4	5
15	Повреждение центрифуг и их привода	Неисправность определяется при установке вибропреобразователя непосредственно на верхней коробке приводов. Повреждение проявляется на частоте: $f_{\text{центр}} = f_{\text{квд}} i_{\text{центр}} z_{\text{центр}}, \quad (4.72)$ где $i_{\text{центр}}$ – передаточное отношение привода к центрифугам; $z_{\text{центр}}$ – число лопаток центрифуг. Здесь возможно повреждение собственно шестерен коробки приводов или шлицевых валиков, что проявляется на соответствующих частотах, связанных с частотой вращения и числом зубьев шестерен привода	Осмотреть центрифуги	
16	Повреждение нижней коробки приводов, связанное с повреждением маслоагрегата, состоящего из шести шестеренчатых насосов, его привода, а также повреждения топливopодкачивающего насоса	Неисправность определяется при установке вибропреобразователя непосредственно на нижнюю коробку приводов. Повреждение маслоагрегата и топливopодкачивающего насоса проявляется на частотах: $f_{\text{ма}} = f_{\text{квд}} i_{\text{ма}} z_{\text{ма}}; \quad f_{\text{ма}} = f_{\text{квд}} i_{\text{ма}} (z_{\text{ма}} \pm 1);$ $f_{\text{тп}} = f_{\text{квд}} i_{\text{тп}} z_{\text{тп}}; \quad f_{\text{тп}} = f_{\text{квд}} i_{\text{тп}} (z_{\text{тп}} \pm 1), \quad (4.73)$ где $i_{\text{ма}}$ – передаточное отношение привода маслoнасоса; $z_{\text{ма}}$ – число зубьев шестерен маслoнасоса, $i_{\text{тп}}$ – передаточное отношение привода топливopодкачивающего насоса; $z_{\text{тп}}$ – число лопаток (зубьев) топливopодкачивающего насоса. Если боковые частоты не проявляются, то это свидетельствует о повреждении привода либо маслоагрегата, либо топливopодкачивающего насоса. При появлении боковых частот могут быть два случая: - поломка шестерен насосов (в этом случае амплитуды боковых частот примерно равны – явление амплитудной модуляции); - кавитация или срыв потока в насосах (в этом случае амплитуда боковых частот на частоте $f(z+1)$ значительно больше, чем на частоте $f(z-1)$; явление фазовой модуляции	Осмотреть привод нижней коробки приводов, масляный насос и состояние масляной системы. Проверить топливopодкачивающий насос	

На рис. 4.30 приведен спектр вибрации нижней коробки приводов при повреждении масляного насоса (амплитудная модуляция). Для определения неисправностей стационарных ГТУ можно использовать нормы вибрации, приведенные в § 1.5, а неисправности, аналогичные стационарным паровым турбинам и судовым ГТД, определять по рекомендациям табл. 4.15 и 4.16.

4.7. Определение неисправностей электрических машин

Рассматриваются как машины переменного, так и постоянного тока.

Неисправности, свойственные обоим типам машин, при номере неисправности не имеют звездочки. Неисправности, свойственные только машинам переменного тока, у номера неисправности имеют одну звездочку (*), а постоянного тока – две звездочки (**).

Генераторы переменного тока имеют, в большинстве случаев, те же неисправности, что асинхронные двигатели.

Нормы вибрации электрических машин приведены в §§ 4.1.7 и 4.1.11. Для судовых асинхронных двигателей нормы приведены в виде общих норм для электродвигателя и машины, которую он приводит.

На рис. 4.31 приведены типичные спектры вибрации асинхронных двигателей. На рис. 4.32 показан обобщенный спектр вибрации судовых генераторов для категории состояния А, а также типичный спектр вибрации судового генератора.

При нормировании вибрации электрических машин можно использовать отклонение от «обобщенного» или «опорного спектра», полученного на исправных электрических машинах в первый период их эксплуатации.

1. Расцентровка электродвигателя (генератора) с объектом

Расцентровка проявляется на частоте:

$$f=kn, \quad (4.74)$$

где: $k=1$ – влияние преимущественно смещения;

$k=2$ – влияние преимущественно излома.

При изломе увеличивается осевая вибрация. Программа «Вибродоктор ХХ» ЦНИИ МФ определяет наличие излома и смещения без специальных вычислений.

Нормы по центровке и способы исправления см. § 4.2.3.

2. Неисправность муфты

см. § 4.2.8.

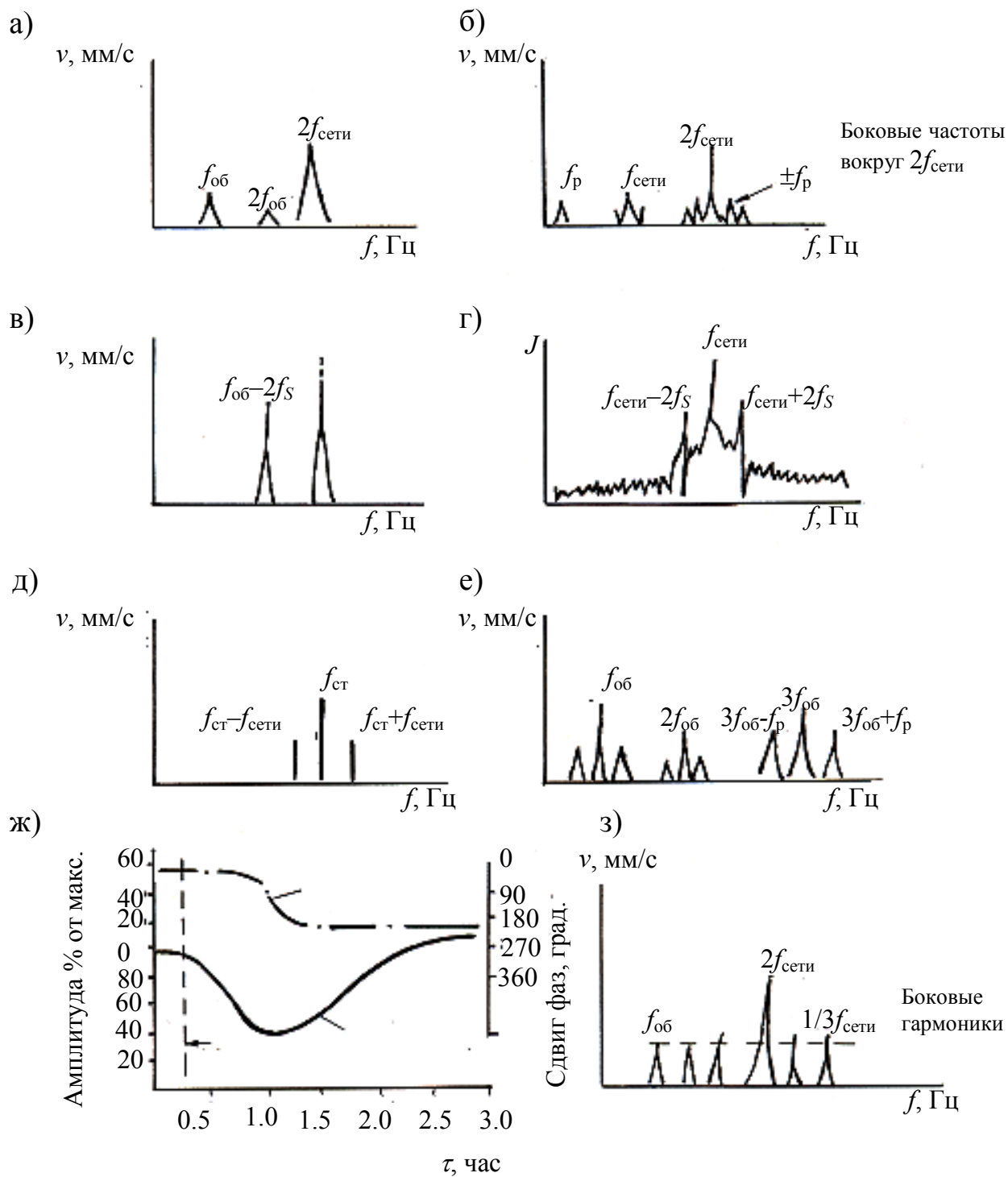
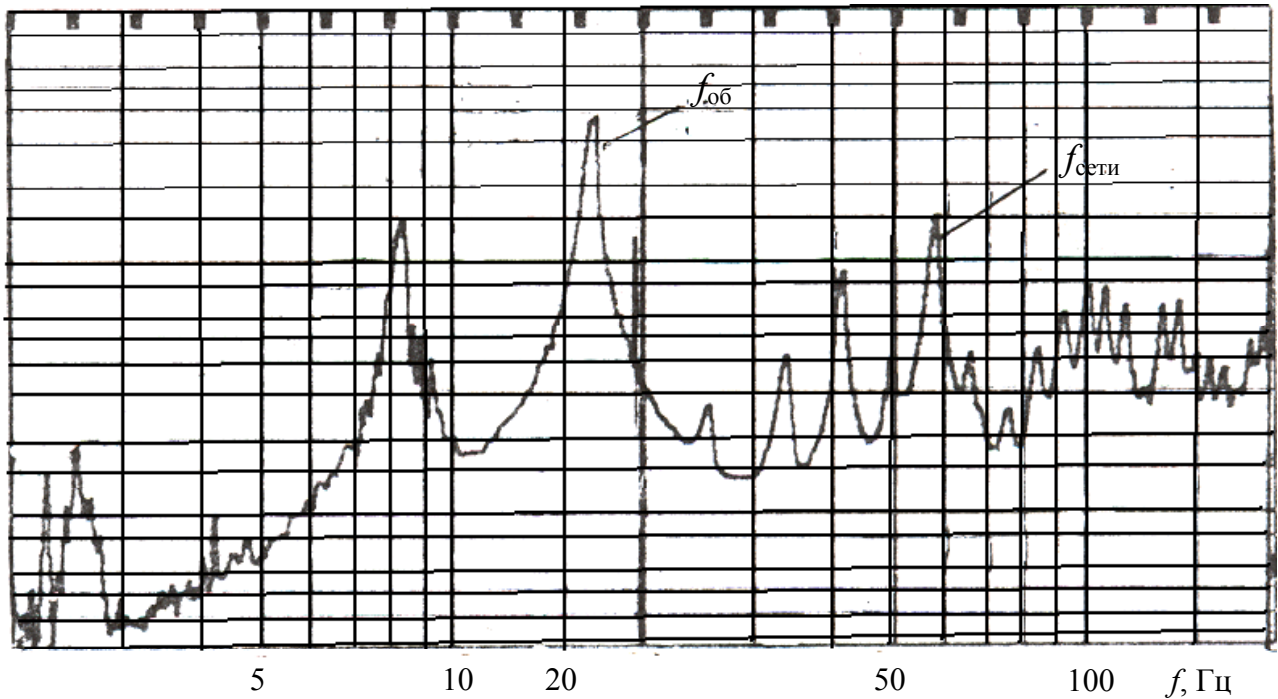


Рис. 4.31. Характерные спектры вибрации асинхронных электродвигателей (по данным фирмы Entek).

- а – при эксцентриситете статора; б – при эксцентриситете ротора; в – разрушение стержней;
 г – спектр тока питающей сети; д – спектр вибрации с частотой прохода стержней;
 е – спектр вибрации с частотой прохода полюсов; ж – график изменения во времени амплитуды вибрации; з – спектр вибрации при потере фазы питания

а)



б)

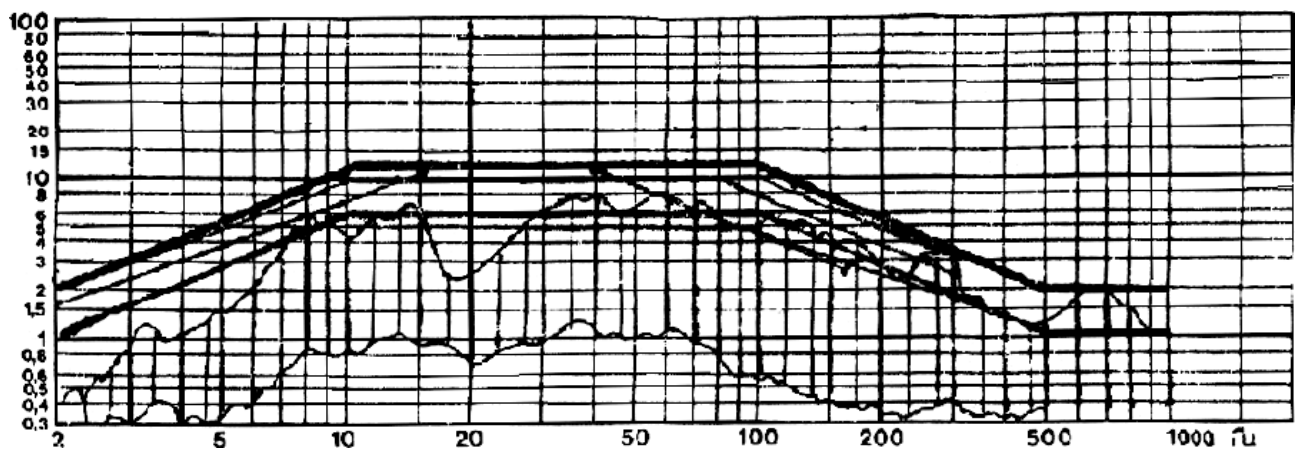


Рис. 4.32. Спектры вибрации генераторов судовых дизель-генераторов.

а – типовые спектры вибрации;

б – обобщенный спектр вибрации для состояния «А»

3. Неуравновешенность вращающихся деталей

см. § 4.2.1.

У турбогенераторов возможен тепловой дисбаланс из-за неравномерного охлаждения.

4. *Неисправности, связанные с задеванием*
см. § 4.2.6.

5. *Неисправности подшипников скольжения*
см. § 4.3.

6. *Неисправности, связанные с подшипниками качения*
см. § 4.4.

7. *Несимметрия тока в обмотках статора (обрыв фазы), а также короткое замыкание обмоток статора*

Неисправности проявляются на частоте:

$$f = 2f_{\text{сети}}, \quad (4.75)$$

где $f_{\text{сети}}$ – частота тока сети. Направление виброскорости – тангенциальные, характерно появление гармоник с частотой $1/3 f_{\text{сети}}$. Если во время не приняты меры по устранению неисправности, то возникает вибрация высокого уровня. У турбогенераторов возможно появление теплового дисбаланса.

8.* *Перемагничивание активного железа*

Неисправности проявляются на частоте:

$$f = 2f_{\text{сети}}, \quad (4.76)$$

То же явление – сжатие железа в магнитном поле.

9. *Неисправности, связанные с изгибом и боем вала*
см. § 4.2.2.

10. *Неисправности, связанные с нарушением крепления электрической машины к фундаменту*
см. § 4.2.4.

11.* *Неисправности, связанные с эксцентриситетом статора (рис. 4.31а)*

Неисправность возникает: из-за деформации статора при центровке из-за «мягкой лапы», выработки посадочного места лап статора, из-за плохого крепления.

Неисправность проявляется на частоте:

$$f = kf_{\text{об}}, \quad \text{где } k=1, 2; \quad (4.77)$$

$$f = 2f_{\text{сети}}. \quad (4.78)$$

Амплитуда вибрации на частоте $f=2f_{\text{сети}}$ значительно больше, чем на частоте $f=f_{\text{об}}$. Частота вибрации $f=2f_{\text{об}}$ близка к частоте $2f_{\text{сети}}$ и отличается на величину скольжения:

$$f_s = \frac{f_{\text{сети}}}{p} - f_{\text{об}}, \quad (4.79)$$

где p – число полюсов.

У однополюсных двигателей: $f_s=0,3\div 2$ Гц, у двухполюсных $f_s=0,6\div 4$ Гц.

12.* Неисправности, связанные с эксцентриситетом ротора (рис. 4.31б)

Эксцентриситет ротора приводит к возникновению вращающегося переменного воздушного зазора между ротором и статором, который является причиной возникновения вибрации, вызываемых второй гармоникой сети ($2f_{\text{сети}}$) и ближайшей гармоникой частоты вращения, которые окружены рядом боковых гармоник с шагом частоты прохода полюсов. Частота прохода полюсов определяется из формулы (4.79):

$$f_p = f_s \cdot 2p = f_{\text{сети}} p - 2p \cdot f_{\text{об}}, \quad (4.80)$$

Сама гармоника f_p также присутствует в спектре ($f_p=0,6\div 4$ Гц) для двухполюсного двигателя.

Как правило: $f'_{\text{бок. гар.}} > f''_{\text{бок. гар.}}$

Для разделения частот рекомендуется использовать режим “ZOOM”.

Примечание: Фирма «ВАСТ» [3] определяет динамический эксцентриситет, используя как параметр число стержней ротора;

$$f = f_{\text{об}} \cdot z_{\text{ст}} \pm f_{\text{об}}.$$

13.* Обрыв стержней ротора или трещина и сколы замыкающих колец стержней ротора (рис. 4.31в, г, д)

В этом случае возможно несколько вариантов генерирования гармоник в спектре вибрации:

- На оборотной частоте $f_{\text{об}}$ несколько увеличивается амплитуда гармоник и появляются боковые частоты двойной частоты скольжения f_s с обеих сторон $f_{\text{об}}$:

$$f_{\text{бок.гар.}} = \pm 2f_s = \pm 2 \left(\frac{f_{\text{сети}}}{p} - f_{\text{об}} \right), \quad (4.81)$$

Величина боковых гармоник увеличивается в два раза.

- В спектре тока питающей сети могут появиться боковые гармоники двойной частоты скольжения (рис. 4.31г).

$$f_{\text{бок.гар.}} = f_{\text{сети}} \pm 2f_s, \quad (4.82)$$

- Могут появляться боковые гармоники у двойной частоты тока с частотой прохода стержней (рис. 4.31д):

$$f_{\text{бок.гар.}} = f_{\text{ст}} \pm 2f_{\text{сети}}, \quad (4.83)$$

где: $f_{\text{ст}} = f_{\text{об}} \cdot z_{\text{ст}}$; $z_{\text{ст}}$ – число стержней. (4.84)

В этом случае, амплитуды гармоник на частоте $f_{\text{ст}}$ несколько возрастают. Фирма Брюль и Кьер для обнаружения поломки стержней ограничивается формулой (4.84).

- Обрыв стержней также характеризует спектр вибрации, приведенный на рис. 4.31е, который показывает появление боковых гармоник прохода полюсов f_p . С обеих сторон частоты вращения ротора $f_{\text{об}}$ и его гармоник ($2f_{\text{об}}$, $3f_{\text{об}}$ и т. д.):

$$f_{\text{бок.гар.}} = kf_{\text{об}} \pm 2f_p. \quad (4.85)$$

Дефекты стержней и замыкающих колец ротора, как правило, представляют в спектре тока питающей сети боковыми гармониками двойной частоты вращения (рис. 4.31г).

Можно отметить три зоны состояния ротора, по величине интенсивности составляющих спектра $f_{\text{сети}} \pm 2f_s$ и $f_{\text{сети}}$:

Зона I (нормальный ротор): разница интенсивности $f_{\text{сети}} - 2f_s$ и $f_{\text{сети}}$ превышает 45 дБ.

Зона II (возможный дефект): разница уровней 30÷45 дБ.

Зона III (серьезный дефект): разница уровней <30 дБ.

Обрыв стержней можно обнаружить прибором МД-500 ЦНИИ МФ.

14. Термически изогнутый ротор

Термически изогнутый ротор вызывает вибрацию с частотой:

$$f = f_{\text{об}}. \quad (4.86)$$

Термически изогнутый ротор в машинах переменного тока также вызывает вибрацию с частотой:

$$f = 2f_{\text{сети}}. \quad (4.87)$$

При этом появляются боковые частоты со второй гармоникой частоты скольжения:

$$f_{\text{бок.гар.}} = \pm 2f_s. \quad (4.88)$$

Для этого дефекта характерно изменение амплитуды с изменением нагрузки. Термический изгиб ротора может быть следствием обрыва стержней.

15.* *Смещение оси магнитного поля относительно геометрической оси ротора*

Несовпадение геометрической оси ротора приводит к чрезмерным нагрузкам на подшипники и муфту привода машины, поскольку магнитное поле будет стремиться совместить оси, при этом будет наблюдаться высокий уровень вибрации на частотах $f_{\text{об}}$ и $2f_{\text{сети}}$ в осевом направлении:

$$f = f_{\text{об}} \text{ и } f = 2f_{\text{сети}}. \quad (4.89)$$

16. *Повреждение вентилятора (при расположении колеса вентилятора на валу электрической машины)*

Неисправность проявляется на частоте:

$$f = f_{\text{об}} \cdot z_{\text{вент}}, \quad (4.90)$$

где: $z_{\text{вент}}$ — число лопаток вентилятора.

17. *Дефекты системы возбуждения генератора*

Неисправность проявляется на частоте:

$$f = kf_{\text{об}}, \quad (4.91)$$

где: $k=1, 2, 3, 4$.

Обнаруживается снятием возбуждения.

18. *Крутильные колебания*

Причины – несинхронные включения и сбросы нагрузки.

Определяется измерением напряжений на вращающемся валу или специальным измерением крутильных колебаний.

19. *Трещины в вале ротора*

Смотрите таблицу 4.15, п. 9.

По данным Б. В. Рыжика причина трещин в крупных генераторах может быть коррозия и поперечные колебания вала.

20.** *Неравномерный и повышенный износ коллектора у машин постоянного тока проявляется на частоте:*

$$f = f_{\text{об}}. \quad (4.92)$$

21.** *Неисправность щеток и щеткодержателя*
Характерна ростом амплитуд на частотах:

$$f = z_{щ.д.} \cdot f_{об}, \quad (4.93)$$

где $z_{щ.д.}$ – число щеткодержателей.

Возможно появление боковых частот $kf_{об}$.

22.** *Обрыв катушек обмоток якоря*
Проявляется ростом амплитуд на частотах:

$$f = z_{паз} \pm f_{об}, \quad 2k; \quad f = kf_{об}, \quad (4.94)$$

где $z_{паз}$ – число пазов якоря.

Возможно появление боковых частот на $kf_{об}$.

23.** *Неисправность узлов крепления токопроводящих систем*

$$f = kf_{пит}, \quad (4.95)$$

где $f_{пит}$ – частота пульсации тока питания.

24. *Деформация сердечника статора турбогенератора*
Проявляется на частоте:

$$f = 2f_{об}.$$

Вибрация обнаруживается на поверхности корпуса статора. Возможны резонансные колебания сердечника на частоте 100 Гц.

Для большинства турбогенераторов вибрация на поверхности статор 12–80 мкм, при резонансе может достигнуть 300 мкм (корпус 150 мкм).

25.* *Обрыв катушек возбуждения проявляется на частоте $f = kz_{паз}$.*

4.8. Определение неисправностей насосов

4.8.1. Центробежные насосы

1. Расцентровка с приводом. Расцентровка проявляется на частоте:

$$f = kn, \quad (4.96)$$

где $k=1$ – влияние преимущественно смещения;

$k=2$ – влияние преимущественно излома.

Определение неисправности – использование программы "Вибродоктор ХХ" ЦНИИ МФ (см. § 4.2.3). Нормы по центровке см. § 4.2.3.

2. Неисправность муфты, см. § 4.2.8.

3. Неуравновешенность вращающихся деталей, см. § 4.2.1.

4. Неисправности, связанные с подшипниками качения или скольжения,
см. §4.3 и § 4.4.

5. Неисправности, связанные с креплением насоса к фундаменту,
см. § 4.3. и § 4.4.

6. Неисправности, связанные с задеванием вращающихся деталей,
см. § 4.2.6.

7. Срыв потока, из-за нерасчетных условий работы.

Неисправность проявляется на следующих частотах:

$$f_n = (0,52 \div 0,95)n; \quad (4.97)$$

$$f_n = nz_{\text{л}}; \quad (4.98)$$

$$f_n = nz_{\text{л}}k_n, \quad (4.99)$$

где: k_n – число ступеней насоса;

$$f_n = (z_{\text{л}} \pm 1)n, \quad (4.100)$$

где: $z_{\text{л}}$ – число лопаток насоса.

Неисправности, связанные нерасчетными условиями работы насоса:
 $Q > 1,5Q_p$ или $Q < 0,65Q_p$, где Q_p – расчетный расход жидкости.

Следует отметить, что срывные явления вызывают вибрацию, аналогичную вибрации при кавитации.

8. Кавитация насоса. Кавитация насоса проявляется на частоте:

$$f = (0,25 \div 0,43)n; \quad (4.101)$$

$$f = nz_{\text{л}}; \quad (4.102)$$

$$f = (z_{\text{л}} \pm 1)n. \quad (4.103)$$

Вид вибрации: виброскорость; направление радиальное на корпусе насоса. Характеризуется увеличением боковых частот (фазовой модуляцией), амплитуды гармоник на боковой частоте $f = (z_{\text{л}} + 1)n$ значительно больше, чем на частоте $f = (z_{\text{л}} - 1)n$.

Развитие кавитации идет по следующей схеме:

- газовая кавитация $1 \div 10$ кГц;
- паровая кавитация $5 \div 30$ кГц.

При переходе кавитации в срывную стадию наблюдается низкочастотная вибрация, сопровождаемая ударными воздействиями на насос. Уровень газовой кавитации может быть больше кавитационных воздействий при фазовой модуляции (пример: рис. 4.33).

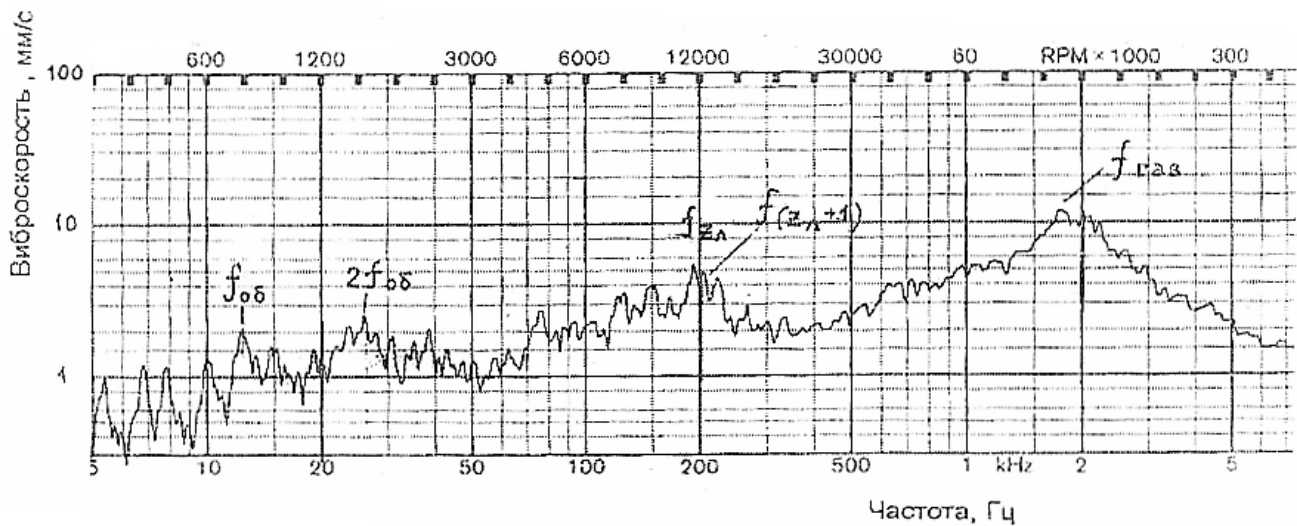


Рис. 4.33. Спектр вибрации центробежного насоса (газовая кавитация)

9. Бой (неуравновешенность колеса из-за неплотной посадки колеса на вал).

Частота проявления неисправности:

$$f=kn, \text{ где } k=1, 2. \quad (4.104)$$

10. Износ внутренних уплотнений или эрозия рабочего колеса.

Неисправность проявляется на частотах.

$$f=kn, \text{ где } k=3, 4. \quad (4.105)$$

11. Вибрация вертикального насоса характеризуются отношением амплитуд вибрации:

$$\frac{A_{f_{\Gamma}}}{A_{f_{\text{В}}}} \approx 2, \quad (4.106)$$

т. е. горизонтальная вибрация в 2 раза больше вертикальной.

12. Повреждение лопаток колеса характеризуется амплитудной модуляцией на боковых частотах (особенно при обрыве лопаток):

$$f=(z_{\text{л}}\pm 1)n, \quad (4.107)$$

Амплитуды на этих частотах примерно одинаковы.

13. Расцентровка в уплотнениях [16].

Неисправность проявляется на частотах:

$$f=kn, \text{ где } k=1, 2. \quad (4.108)$$

На рис. 4.34 приведен обобщенный спектр для судовых центробежных насосов, находящихся в состоянии категории А.

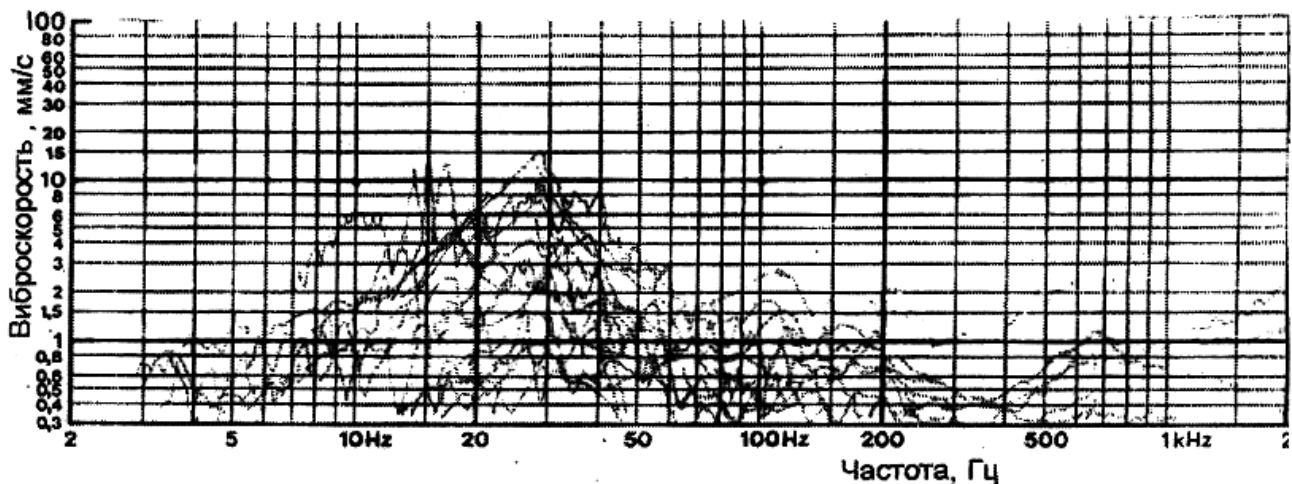


Рис. 4.34. Обобщенный спектр вибрации центробежных насосов (категория состояния А)

4.8.2. Шестеренные насосы

1. Неисправности, связанные с расцентровкой с приводом, неисправностью муфты, неуравновешенностью вращающихся деталей, с ослаблением крепления к фундаменту, с задеванием вращающихся деталей – обнаруживаются аналогично определению их в центробежных насосах (см. § 4.8.1, п. п. 1–6, 11).

2. Неравномерность подачи (пульсация потока). Неисправность может проявляться на частоте:

$$f = n \cdot z_n, \quad (4.109)$$

где z_n – число зубьев насоса.

Неисправность вызывается подсосом воздуха, колебаниями предохранительного клапана и другими причинами. Определяется виброскоростью в радиальном направлении на корпусе насоса.

3. Кавитация или срыв потока из-за нерасчетных условий работы. Неисправность может проявляться на частотах:

$$f = n \cdot z_n; \quad (4.110)$$

$$f = (z_n \pm 1) n. \quad (4.111)$$

Срыв потока и срывные явления при кавитации похожи. Характеризуется фазовой модуляцией – амплитуда гармоник на боковой частоте $f = (z_n + 1)n$ значительно больше, чем на частоте $f = (z_n - 1)n$.

Газовая кавитация проявляется на частоте 1–10 кГц, паровая кавитация на частоте 5–30 кГц. При переходе кавитации в срывную стадию она сопровождается ударами и проявляется на частотах, описанных формулами (4.111). Кавитация описывается, как правило, виброускорением.

4. Повреждение шестерен. Неисправность проявляется на частоте

$$f = n \cdot z_n; \quad (4.112)$$

$$f = (z_n \pm 1) n. \quad (4.113)$$

Появление боковых частот характеризует повреждение шестерен насоса, если имеет место амплитудная модуляция – равенство амплитуд боковых частот (см. также повреждение зубьев приводного масляного насоса на рис. 4.33).

На рис. 4.35 показан спектр вибрации шестеренного насоса при повреждении шестерен [отвечает формуле (4.112)]. На рис. 4.36 приведен обобщенный спектр вибрации для шестеренных насосов (категория состояния А).

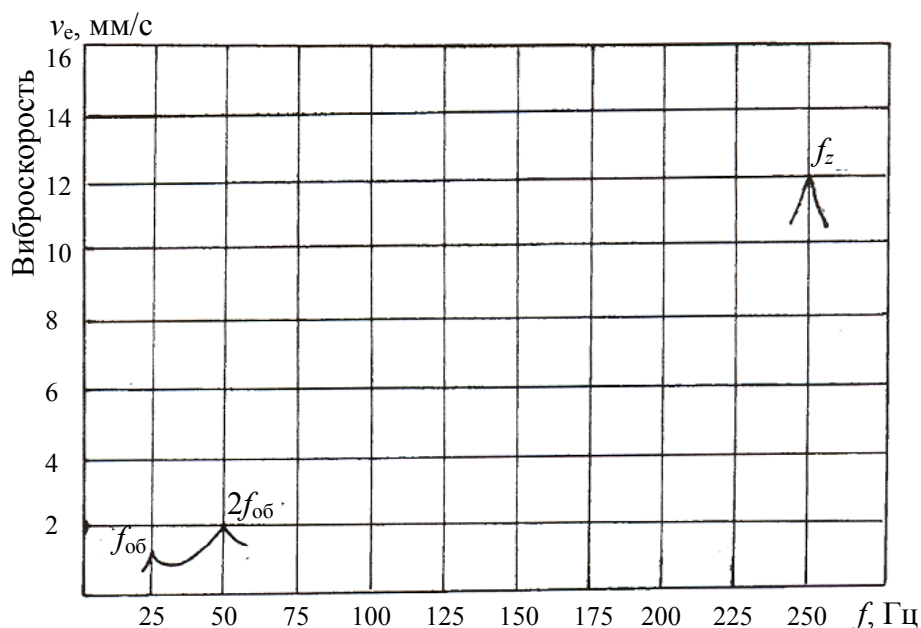


Рис. 4.35. Спектр вибрации шестеренного насоса при повреждении шестерни

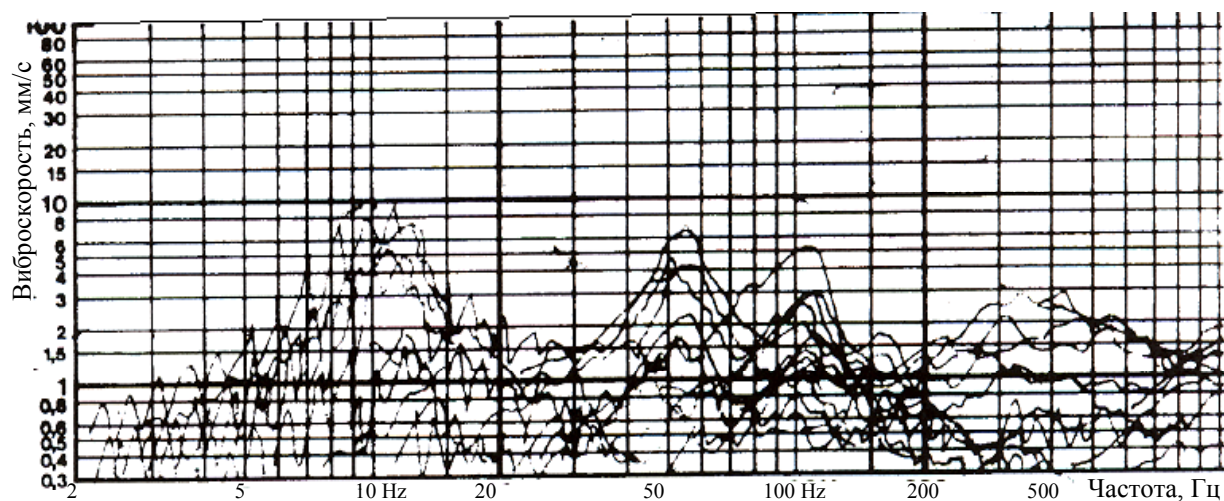


Рис. 4.36. Обобщенный спектр вибрации шестеренных насосов (категория состояния А)

4.8.3. Винтовые насосы

1. Неисправность, связанная с расцентровкой с приводом, неисправностью муфты, неуравновешенностью вращающихся деталей, с ослаблением крепления к фундаменту, с задеванием вращающихся деталей определяется аналогично определению их в центробежных насосах (см. § 4.8.1, п.п. 1–6, 11).

2. Кавитация или срыв потока из-за нерасчетных условий на входе или выходе из насоса.

Неисправность проявляется на частоте

$$f=n \cdot z_{\text{зах}} \cdot z_{\text{в}}, \quad (4.114)$$

где $z_{\text{зах}}$ – число заходов винта; $z_{\text{в}}$ – число винтов.

Срыв потока и срывные явления при кавитации в части вибрации похожи. Газовая кавитация проявляется на частоте 1–10 кГц, паровая кавитация – на частоте 5–30 кГц. Газовая кавитация может вызвать срывные явления на низких частотах, сопровождаемые ударами.

3. Неравномерный износ винтов. Неисправность проявляется на частоте:

$$f=kn, \text{ где } k=2; 4. \quad (4.115)$$

Спектр вибрации при неравномерном износе показан на рис. 4.37.

4. Кинематическая погрешность сопряжения винтов.

Неисправность проявляется на частоте:

$$f=n \cdot z_{\text{хв}} \cdot z_{\text{зах}}, \quad (4.116)$$

где $z_{\text{хв}}$ – число рабочих ходов насоса. Неисправность вызвана износом винтов, а также может быть из-за неправильной сборки.

5. Неравномерная пульсирующая подача.

Неисправность проявляется на частоте:

$$f=n \cdot z_{\text{в}}. \quad (4.117)$$

Неисправность вызвана колебаниями предохранительного клапана, подсосом воздуха, перекачкой жидкости повышенной вязкости.

Направление вибрации (виброскорость) – радиальное, измеряют вибрацию на корпусе насоса.

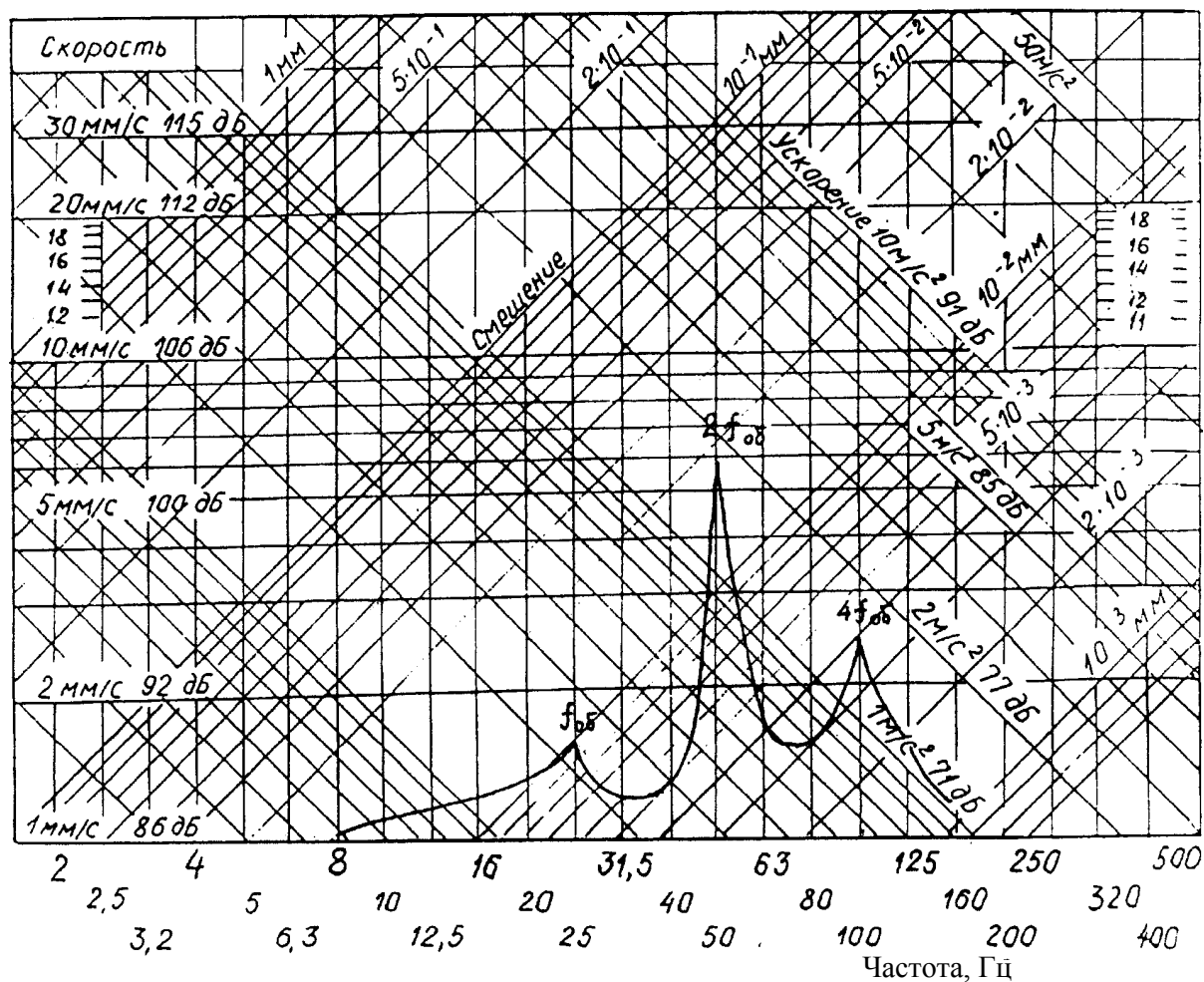


Рис. 4.37. Спектр вибрации при неравномерном износе винтов винтового насоса ($N=72$ кВт, $n=1470$ мин⁻¹, $Q=199$ м³/ч)

4.8.4. Аксиально-поршневые насосы

1. Неисправности, связанные с расцентровкой с приводом, неисправностью муфты, неуравновешенностью вращающихся деталей, с ослаблением крепления к фундаменту, с задеванием вращающихся деталей определяется аналогично их определению в центробежных насоса (см. § 4.8.1, п.п. 1–6, 11).

2. Повреждение качающего узла. У насосов постоянной производительности неисправность проявляется при измерении виброускорения на частоте:

$$f=1000 \div 2000 \text{ Гц.} \quad (4.118)$$

У насосов переменной производительности неисправность проявляется при измерении виброускорения на частоте:

$$f=500 \div 2000 \text{ Гц.} \quad (4.119)$$

Типичный спектр вибрации аксиально-поршневого насоса при износе качающего узла показан на рис. 4.38.

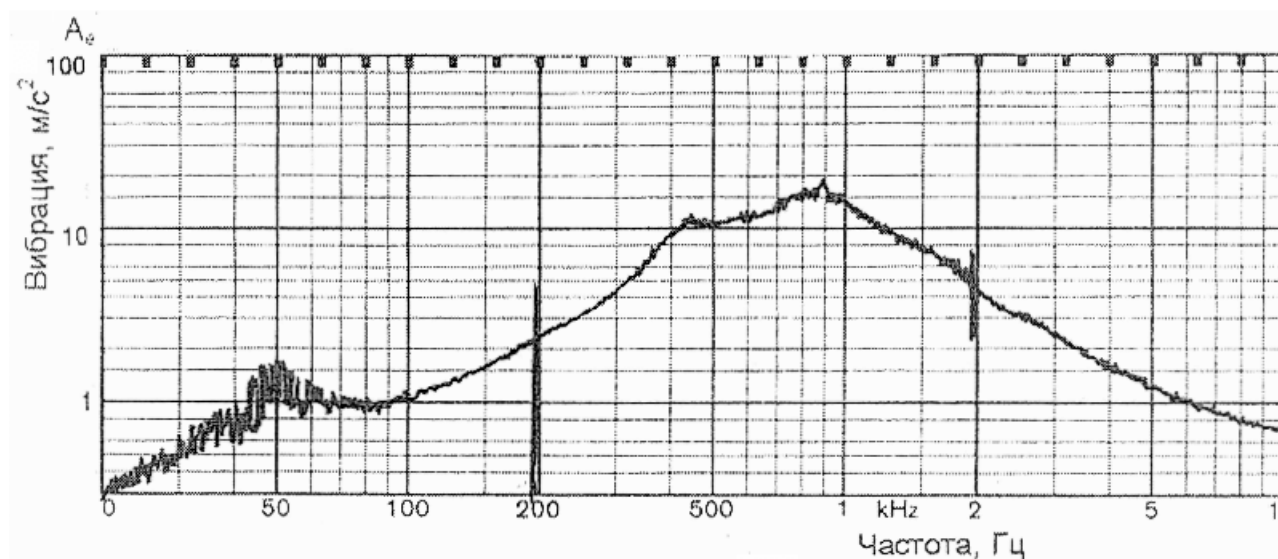


Рис. 4.38. Спектр вибрации аксиально-поршневого насоса (виброускорение, поломка качающего узла)

4.9. Определение неисправностей паровых котлов и теплообменников

Вибрационными методами могут быть установлены колебания трубных пучков, которые могут приводить к разрушению трубок и мест их заделки в трубные доски.

Для теплообменников газотурбинных установок (воздухоохладители, регенераторы) и паровых котлов (особенно утилизационных) опасными являются возникновение автоколебаний. По данным [19] условием возбуждения автоколебаний в трубном пучке являются:

$$1 \leq i \frac{10 \sqrt{T}}{\bar{W} \mu} \leq 2, \quad (4.120)$$

где i – номер гармоники;

T – абсолютная температура потока в газоходе, К;

$\bar{W}$ – скорость газа на входе в трубный пучок, м/с;

$\mu = \frac{l}{d}$ – геометрический параметр газохода; l – поперечный размер газохода, перпендикулярный трубкам и потоку, мм; d – наружный диаметр трубок, мм;

Частоты, на которых возникают автоколебания, лежат в диапазоне 60÷180 Гц.

Самым доступным способом устранения автоколебаний является изменение поперечного размера газохода, применением специальных перегородок. На рис. 4.39 приведена диаграмма устойчивости потока в газоходе.

При пульсирующем потоке (утилизационный котел дизелей) автоколебания не возникают. Газодинамические пульсации в газоходах чаще возникают при коридорном расположении трубок, чем при шахматном.

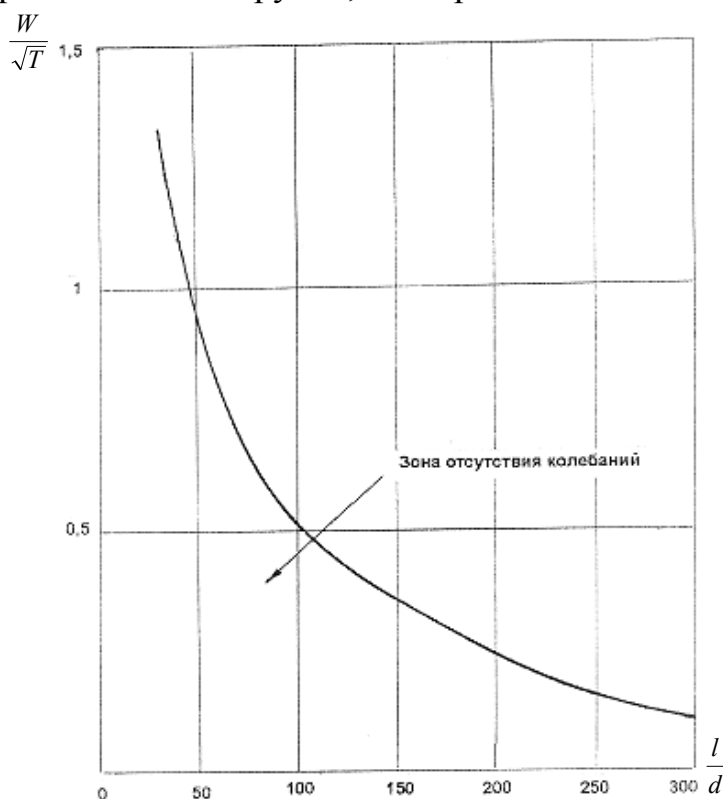


Рис. 4.39. Диаграмма устойчивости потока текущего через пучки трубок

4.10. Определение неисправностей дизелей

Определение неисправностей дизелей вибрационными методами осуществляется по трем направлениям:

- а) Определение общего уровня вибрации дизеля в соответствии с нормами стандартов ISO, Морского Регистра Судоходства России (см. §§ 4.1.6 и 4.1.11) Измерения проводятся в соответствующих точках и направлениях, показанных на рис. 2.8 и 2.10.
- б) Определение неисправностей отдельных механизмов, приводимых от дизеля; насосов и генератора. В этом случае датчики вибрации устанавливаются на соответствующие механизмы и определение их состояния производится по методикам, описанным в соответствующих разделах (см. § 4.7 и 4.8).
- с) Определение неисправностей отдельных узлов дизеля:

1. Задиры цилиндра – поршневой группы. Задиры цилиндро-поршневой группы определяются путем измерения эксцесса [15]. Результаты измерений и нормы приведены в § 3.15.

2. Определение состояния топливной аппаратуры. Состояние топливной аппаратуры рядом фирм определяется установкой вибродатчиков на топливный трубопровод (форсунку, топливный насос высокого давления). На рис. 4.40 показаны результаты определения топливоподачи в системе DEPAS 2.34 (Depas Laboratory, Украина), измеренные вибродатчиком VS-20, установленном на топливном трубопроводе.

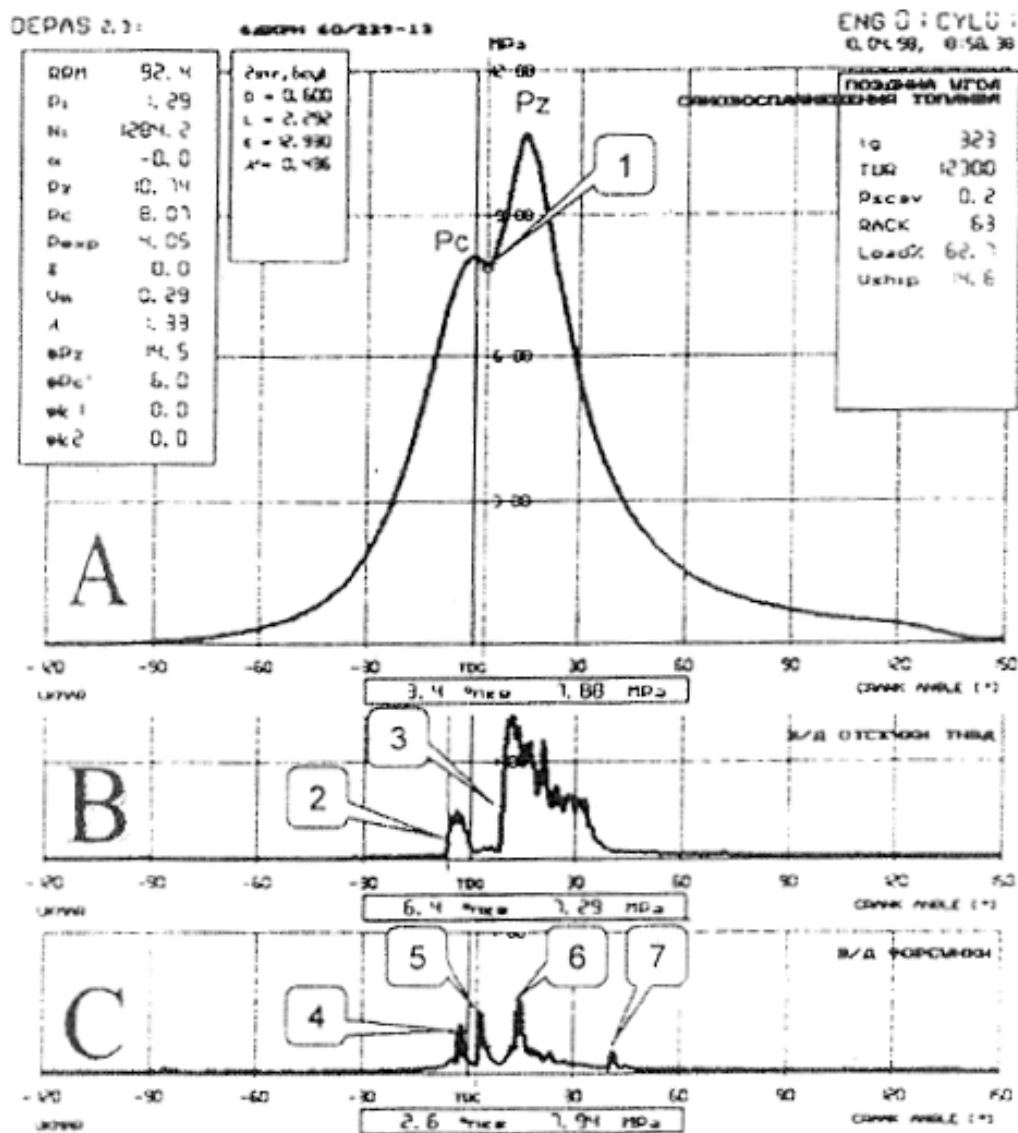


Рис. 4.40. Пример измерения топливоподачи вибродатчиком в системе DEPAS 2.34 (вибrogramмы «B» и «C»)

- 2 – геометрический угол опережения подачи топлива ТНВД;
- 3 – отсечка топлива (открытие отсечного окна нижней кромкой плунжера ТНВД);
- 4 – подъем клапана распылителя и прекращение циркуляции топлива;
- 5 – подъем иглы форсунки – действительный угол начала впрыска топлива;
- 6 – посадка иглы форсунки – действительный угол окончания впрыска топлива;
- 7 – посадка клапана распылителя – начало циркуляции топлива

Состояние топливной аппаратуры может быть определено методом ударных импульсов путем сравнительных измерений по всем форсункам дизеля. Мерой неисправности является отклонение величины dV_m на $\pm(6 \div 10)$ дБ от среднего значения этой величины для топливной аппаратуры по всему двигателю. При этом на приборе устанавливается постоянное значение dV_i .

Повышенные уровни ударных импульсов, замеренных на ТНВД, свидетельствует о повреждении нагнетательного, а снижение – износ плунжерной пары. Повышение уровня ударных импульсов на форсунках может быть связано с их зашлакованностью.

3. Кавитационное разрушение втулок. Измерение вибрации на втулке при нормальном состоянии вибрации втулки около 0,3 g, при кавитационном разрушении 3 g.

4. Неисправности турбокомпрессора.

Неисправности турбокомпрессора рассматриваются, и нормируется их уровень вибрации в двух областях – низкочастотной и высокочастотной (см. § 4.1.11 и рис. 4.10). В низкочастотной области на турбокомпрессор наводится вибрация от дизеля, редуктора и гребного винта (если дизель связан с последними).

- Возникновение дисбаланса ротора из-за отложений или поломок лопаток. Неисправность определяется на частоте вращения ТК:

$$f = f_{об\text{ ТК}} \text{ и } f = 2f_{об\text{ ТК}}, \quad (4.121)$$

где $f_{об\text{ ТК}}$ – частота вращения турбокомпрессора, сек^{-1} .

- Повреждение подшипников скольжения. Неисправность определяется согласно рекомендаций § 4.3 при наличии доступа к корпусу подшипника.
- Повреждения подшипника качения. Неисправность определяется согласно рекомендаций § 4.4 при наличии доступа к корпусу подшипника или применения постоянно установленных датчиков.
- «Вращающийся срыв» – предпомпажное состояние. Неисправность проявляется на частоте:

$$f \approx (0,3 \div 0,5)f_{об\text{ ТК}}. \quad (4.122)$$

- Нарушение крепления ТК к своему фундаменту. Неисправность определяется согласно рекомендаций § 4.2.4.
- Задевание ротора и статора. Неисправность определяется согласно рекомендаций § 4.2.6.

При анализе состояния турбокомпрессора рекомендуется использовать нормы вибрации, приведенные в § 4.1.11 и на рис. 4.10.

Типовой спектр вибрации турбокомпрессора СКЗ в 1/3 октавы представлен на рис. 4.41.

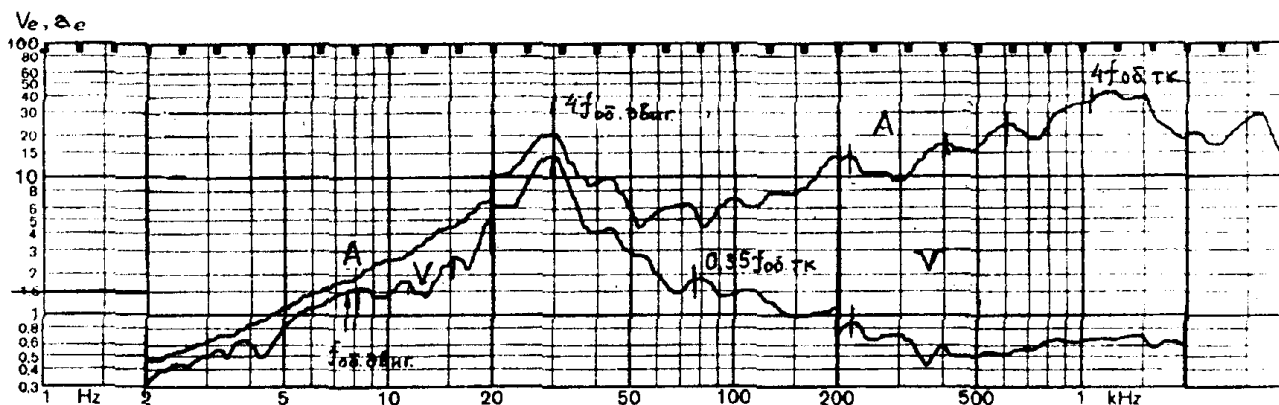


Рис. 4.41. Спектр вибрации турбокомпрессора

5. Неисправность привода к вспомогательным механизмам. Неисправность привода дизеля к вспомогательным механизмам может установить измерением вибрации на частотах:

$$f = f'_{об} \cdot z_m; \quad (4.123)$$

$$f = f'_{об} (z_m \pm 1), \quad (4.124)$$

где z_m – число зубьев привода.

Измерение проводятся в соответствующих точках привода.

6. Неисправность антивибратора. Неисправность антивибратора определяется на частотах

$$f = f_{об} \cdot z_{виб}, \quad (4.125)$$

где $f_{об}$ – частота вращения двигателя, сек^{-1} ; $z_{виб}$ – число маятников антивибратора.

4.11. Определение неисправностей зубчатых передач (редукторов)

Существует несколько методов диагностирования зубчатых передач редукторов, некоторые можно классифицировать следующим образом:

1. По спектру вибрации;
2. По «огibaющей» вибрационного сигнала;
3. С использованием «кепстра» и «эссенса» [15];
4. С использованием программы «Вибродоктор ХХ» ЦНИИ МФ.

1. Определение неисправностей редуктор по спектру вибрации.

По спектру вибрации можно определить ряд неисправностей как общемеханических, так специфических для редуктора и зубчатых зацеплений.

1.1. Расцентровка гребного вала и редуктора.

Неисправность определяется на частоте:

$$f = k f_{об \text{ гр.в.}}, \quad (4.126)$$

где: $k=1, 2, 3, \dots$

Для судовых установок влияет число лопастей гребного винта (3 и более).

Часто на этих частотах проявляется наведенная вибрация на редуктор от гребного винта, связанная как с плохой центровкой, так и с качеством балансировки собственно гребного винта и его обтеканием потоком воды (рис. 4.42).

1.2. Расцентровка привода (турбина, дизель и т. д.) с редуктором.

Неисправность проявляется на частоте

$$f = k f_T, \quad (4.127)$$

где: $k=1, 2, 3, 4, \dots$; f_T – частота вращения привода, Гц.

На рис. 4.42 приведен пример такой вибрации.

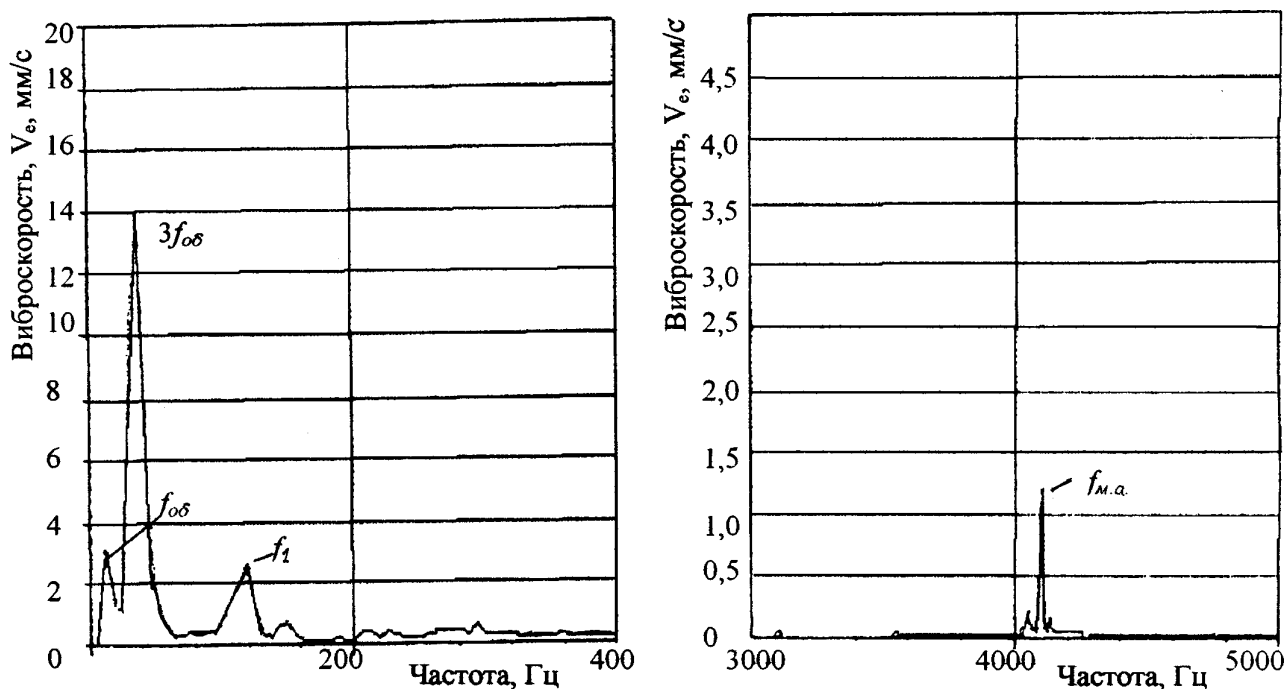


Рис. 4.42. Спектр вибрации редуктора (FFT, 800 линий)

$f_{об}$ – оборотная частота гребного винта;

$3f_{об}$ – частота трехлопастного гребного винта;

f_1 – оборотная частота турбины винта;

$f_{ма}$ – частота вибрации приводимого маслоагрегата

1.3. Неуравновешенность рабочих колес и шестерен.

Неисправность проявляется на частотах вращения рабочих колес и шестерен (отметим, что на тех же частотах, на которых проявляется расцентровка)

$$f=f_i \text{ или } f=z_{i_1}-z_{i_2}, \quad (4.128)$$

где: f_i – частота вращения колеса или шестерни;

z_{i_1} и z_{i_2} – число зубьев передачи.

1.4. Износ или повреждения ведущей или ведомой шестерни или колеса.

Неисправность характеризуется появлением боковых частот:

$$f=f_z \pm k f_{об}; \quad (4.129)$$

$$f=k f_{об}, \quad (4.130)$$

где: f_z – зубцовая частота шестерни или колеса, Гц;

$f_{об}$ – частота вращения шестерни или колеса, Гц;

$k=1, 2, 3, \dots$

1.5. Повреждение подшипников, задевания, недостаточное крепление редуктора к фундаменту, изгиб и бой вала, неисправности муфты определяют по методикам, изложенным в §§ 4.2, 4.3 и 4.4.

При диагностировании используются нормы вибрации редукторов, приведенные на рис. 4.8 и 4.11.

1.6. Повреждения маслоагрегата и его привода.

Поломка шестерен маслоагрегата проявляется:

$$f=f_i i_m z_{ма}; \quad (4.131)$$

$$f=f_i i_m (z_{ма} \pm 1), \quad (4.132)$$

где: f_i – частота вращения колеса, связанного с маслоагрегатом, Гц;

i_m – передаточное число привода к маслоагрегату;

$z_{ма}$ – число зубьев насоса маслоагрегата;

В этом случае, амплитуды при $f=f_i i_m (z_{ма} \pm 1)$ равны. При кавитации насоса амплитуда при $f=f_i i_m (z_{ма} + 1)$ больше, чем при $f=f_i i_m (z_{ма} - 1)$. Пример вибрации маслоагрегата при повреждении шестерен (начальном) показан на рис. 4.42.

2. Определение неисправности редуктора по спектрам вибрации и ее огибающей по методике ВАСТ [3].

2.1. Рекомендации по определению неисправностей переборных редукторов по методике ВАСТ мало отличаются от приведенной выше по спектру вибрации.

2.2. Методика определения вибрации планетарных редукторов по методике ВАСТ приведена в таблицах 4.17 и 4.18 [3].

Таблица 4.17

Частоты составляющих спектров вибрации и ее огибающей
для обнаружения и идентификации дефектов планетарных редукторов
в подшипниках скольжения

№ п/п	Вид дефекта	Спектр вибрации		Спектр огибающей	
		Основные	Дополнительные	Основные	Дополнительные
1	Бой ведущего вала (муфты)	$k f_{вр1}$	$k f_{z1} \pm (f_{вр1} - f_{вр2})$, нет роста ВЧ	$k f_{вр1}$	$k f_{z1} \pm (f_{вр1} - f_{вр2})$, нет роста ВЧ
2	Бой ведомого вала (муфты)	$k f_{вр2}$	$k f_{z2} \pm f_{вр2}$, нет роста ВЧ	$k f_{вр2}$	$k f_{z2} \pm f_{вр2}$, нет роста ВЧ
3	Дефект ведущей шестерни	$k n (f_{вр1} - f_{вр2})$, $k > 2$	$k f_{z1} \pm k_1 (f_{вр1} - f_{вр2})$, $k_1 > 1$; $k f_{z2} \pm k_1 (f_{вр1} - f_{вр2})$, $k_1 > 1$; нет роста ВЧ	$k n (f_{вр1} - f_{вр2})$, $k > 2$	$k f_{z1} \pm k_1 (f_{вр1} - f_{вр2})$, $k_1 > 1$; $k f_{z2} \pm k_1 (f_{вр1} - f_{вр2})$, $k_1 > 1$; нет роста ВЧ
4	Дефект сателлита	$2 k f_{врс}$, $k > 2$	$k f_{z1} \pm k_1 f_{врс}$, $k > 1$; $k f_{z2} \pm k_1 f_{врс}$, $k > 1$	$2 k f_{врс}$, $k > 2$	$k f_{z1} \pm k_1 f_{врс}$, $k > 1$; $k f_{z2} \pm k_1 f_{врс}$, $k > 1$
5	Дефекты короны	$k n f_{вр2}$, $k > 2$	$k f_{z1} \pm k_1 f_{врс}$, $k > 1$; нет роста ВЧ	$k n f_{вр2}$, $k > 2$	$k f_{z1} \pm k_1 f_{врс}$, $k > 1$; нет роста ВЧ
6	Дефекты зубчатых зацеплений	$k f_{z1}$, $k f_{z2}$	Нет роста ВЧ, $k f_{вр1}$, $k f_{вр2}$	$k f_{z1}$, $k f_{z2}$	Нет роста ВЧ, $k f_{вр1}$, $k f_{вр2}$
7	Износ подшипника	$k f_{вр}$	Рост ВЧ	$k f_{вр}$, $k > 7$; подъем спектра на НЧ ₀	Рост ВЧ
8	Удары в подшипнике	$k f_{вр}$	Рост ВЧ	$k f_{вр}$, $k \geq 7$	Рост ВЧ
9	Дефекты смазки подшипника	Рост ВЧ	Нет роста $k f_{вр1}$, $k f_{вр2}$	Рост ВЧ	Нет линий в спектре
10	Неидентифицированные дефекты	Рост других гармонических составляющих			

Примечание: $f_{вр}$ – частота вращения диагностируемой оси редуктора; $f_{вр1}$ – частота вращения ведущего вала; $f_{вр2}$ – частота вращения ведомого вала; f_{z1} – зубцовая частота ведущей шестерни; f_{z2} – зубцовая частота короны; $f_{врс}$ – частота вращения сателлита; n – число сателлитов; ВЧ – высокочастотные составляющие; НЧ₀ – низкочастотные составляющие спектра огибающей; $k = 1, 2, 3, \dots$; $k_1 = 1, 2, 3, \dots$

Таблица 4.18

Частоты составляющих спектров вибрации и ее огибающей
для обнаружения и идентификации дефектов планетарных редукторов
в подшипниках качения

№ п/п	Вид дефекта	Спектр вибрации		Спектр огибающей	
		Основные	Дополнительные	Основные	Дополнительные
1	Бой ведущего вала (муфты)	$k f_{вр1}$	$k f_{z1} \pm (f_{вр1} - f_{вр2})$, нет роста ВЧ	$k f_{вр1}$	$k f_{z1} \pm (f_{вр1} - f_{вр2})$, нет роста ВЧ
2	Бой ведомого вала (муфты)	$k f_{вр2}$	$k f_{z2} \pm f_{вр2}$, нет роста ВЧ	$k f_{вр2}$	$k f_{z2} \pm f_{вр2}$, нет роста ВЧ
3	Дефект ведущей шестерни	$k n (f_{вр1} - f_{вр2})$, $k > 2$	$k f_{z1} \pm k_1 (f_{вр1} - f_{вр2})$, $k_1 > 1$; $k f_{z2} \pm k_1 (f_{вр1} - f_{вр2})$, $k_1 > 1$; нет роста ВЧ	$k n (f_{вр1} - f_{вр2})$, $k > 2$	$k f_{z1} \pm k_1 (f_{вр1} - f_{вр2})$, $k_1 > 1$; $k f_{z2} \pm k_1 (f_{вр1} - f_{вр2})$, $k_1 > 1$; нет роста ВЧ
4	Дефект сателлита	$2 k f_{врс}$, $k > 2$	$k f_{z1} \pm k_1 f_{врс}$, $k > 1$; $k f_{z2} \pm k_1 f_{врс}$, $k > 1$	$2 k f_{врс}$, $k > 2$	$k f_{z1} \pm k_1 f_{врс}$, $k > 1$; $k f_{z2} \pm k_1 f_{врс}$, $k > 1$
5	Дефекты короны	$k n f_{вр2}$, $k > 2$	$k f_{z1} \pm k_1 f_{врс}$, $k > 1$; нет роста ВЧ	$k n f_{вр2}$, $k > 2$	$k f_{z1} \pm k_1 f_{врс}$, $k > 1$; нет роста ВЧ
6	Дефекты зубчатых зацеплений	$k f_{z1}$, $k f_{z2}$	Нет роста ВЧ, $k f_{вр1}$, $k f_{вр2}$	$k f_{z1}$, $k f_{z2}$	Нет роста ВЧ, $k f_{вр1}$, $k f_{вр2}$
7	Износ наружного кольца	f_n	Рост ВЧ	f_n	Рост ВЧ
8	Раковины на наружном кольце	$k f_n$	Рост ВЧ	$k f_n$	Рост ВЧ
9	Износ внутреннего кольца	$k f_{вр1}$	Рост ВЧ	$k f_{вр1}$	Рост ВЧ
10	Раковины на внутреннем кольце	$k f_v$	Рост ВЧ	$k f_v$	Рост ВЧ
11	Дефекты тел качения и сепаратора	f_c или $k f_{тк}$	Рост ВЧ	f_c или $k f_{тк}$	Рост ВЧ
12	Дефекты смазки подшипника	Рост ВЧ	Нет роста $k f_{вр1}$, $k f_c$, $k f_v$, $k f_n$, $k f_{тк}$	Рост ВЧ	Нет линий в спектре
13	Неидентифицированные дефекты	Рост других гармонических составляющих			

Примечание: $f_{вр}$ – частота вращения диагностируемой оси редуктора; $f_{вр1}$ – частота вращения ведущего вала; $f_{вр2}$ – частота вращения ведомого вала; f_{z1} – зубцовая частота ведущей шестерни; f_{z2} – зубцовая частота короны; $f_{врс}$ – частота вращения сателлита; f_c – частота вращения сепаратора подшипника; f_v – частота перекачивания тел качения по внутреннему кольцу; f_n – частота перекачивания тел по наружному кольцу; $f_{тк}$ – частота вращения тел качения; n – число сателлитов; ВЧ – высокочастотные составляющие; $k=1, 2, 3, \dots$; $k_1=1, 2, 3, \dots$

3. Определение неисправностей редуктора (зубчатого зацепления) с использованием кепстра и эксцесса.

Использование кепстра и эксцесса для обнаружения дефектов редуктора приведено в §§ 3.14 и 3.15 по методике [15].

4. Определение неисправностей редуктора (зубчатого зацепления) с использованием методики ЦНИИ МФ «Вибродоктор ХХ».

Программа «Вибродоктор ХХ» позволяет определить для зубчатых передач (редуктора) следующие неисправности:

- повышенный зазор;
- перекос осей;
- осевое смещение колес;
- нарушение режима смазки;
- качество сборки (смещение пятна контакта к большому или малому модулю, повышенный зазор в зацеплении);
- заедание.

При работе с программой «Вибродоктор ХХ» производится измерение виброускорение в следующих точках:

- в направлении главной оси (без фазы);
- в направлении главной оси (с фазой);
- в направлении от ведущего колеса;
- в направлении от ведомого колеса.

Экранная форма программы «Вибродоктор ХХ–редуктор», приведена на рис. 4.43. Следует отметить по данным [16], что в спектре зубчатого зацепления могут быть оборотные и комбинационные частоты.

Неисправности крупных редукторов, такие как трещина в вале, можно определить по орбите шипа в подшипнике скольжения, используя данные §§ 2.6 и 4.5.

4.12. Определение неисправностей вентиляторов и центробежных компрессоров

Неисправности вентиляторов и центробежных компрессоров имеют один и тот же характер.

1. Нарушение балансировки (из-за повреждения лопаток или отложений). Неисправность определяется на частоте (радиальная вибрация):

$$f = k f_{об}, \quad (4.133)$$

где: $k=1, 2$ или $k=z_{л}$, $z_{л}$ – число лопаток.

РЕДУКТОР

БЛОК УСТАНОВКИ РЕЖИМА ИЗМЕРЕНИЯ

Вид измерения
 Выберите точку измерения 0

Об/мин
1500

Число зубцов
64

Период выборки,мс
0.039

К-во отсчетов
16384

Период выборки из файла,мс
0.000

К-во отсчетов из файла
0

БЛОК НЕИСПРАВНОСТЕЙ

Боковой зазор в зацеплении

Перекос осей

Осевое смещение

Нарушение смазки

Схватывание

Смещение контакта к большому модулю

Смещение контакта к малому модулю

Дефект сборки

Рис. 4.43. Экранная форма программы «Вибродоктор XX – редуктор»

2. Ослабление крепления к фундаменту. Неисправность проявляется на частоте:

$$f = k f_{об}, \quad (4.134)$$

где: $k = 0,5; 1; 1,5; 2$.

3. Срыв потока (вращающийся срыв).

Неисправность проявляется на частоте:

$$f = (0,3 \div 0,5) f_{об}. \quad (4.135)$$

4. Задевание рабочего колеса о корпус.

Неисправность проявляется на частоте

$$f = k f_{об}, \quad (4.136)$$

где $k = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$.

5. Определение неисправностей вентиляторов связанных с изгибом и боем вала, с расцентровкой, повреждениями муфт и ременной передачи производится по рекомендации § 4.2, неисправности подшипников определяются по рекомендациям §§ 4.3 и 4.4.

229

6. Часто встречается вибрация вентиляторов из-за жесткого соединения с трубопроводами. Неисправность проявляется на частоте:

$$f = k f_{об}, \quad (4.137)$$

где $k=1; 2$.

Нормы вибрации вентиляторов приведены в §§ 4.1.10 и 4.1.11.

На рис. 4.44 приведен типичный спектр вибрации вентилятора, а на рис. 4.45 – обобщенный спектр вибрации вентилятора. В табл. 4.19 приведены часто встречающиеся неисправности и частота, на которых они проявляются (по ISO 14694).

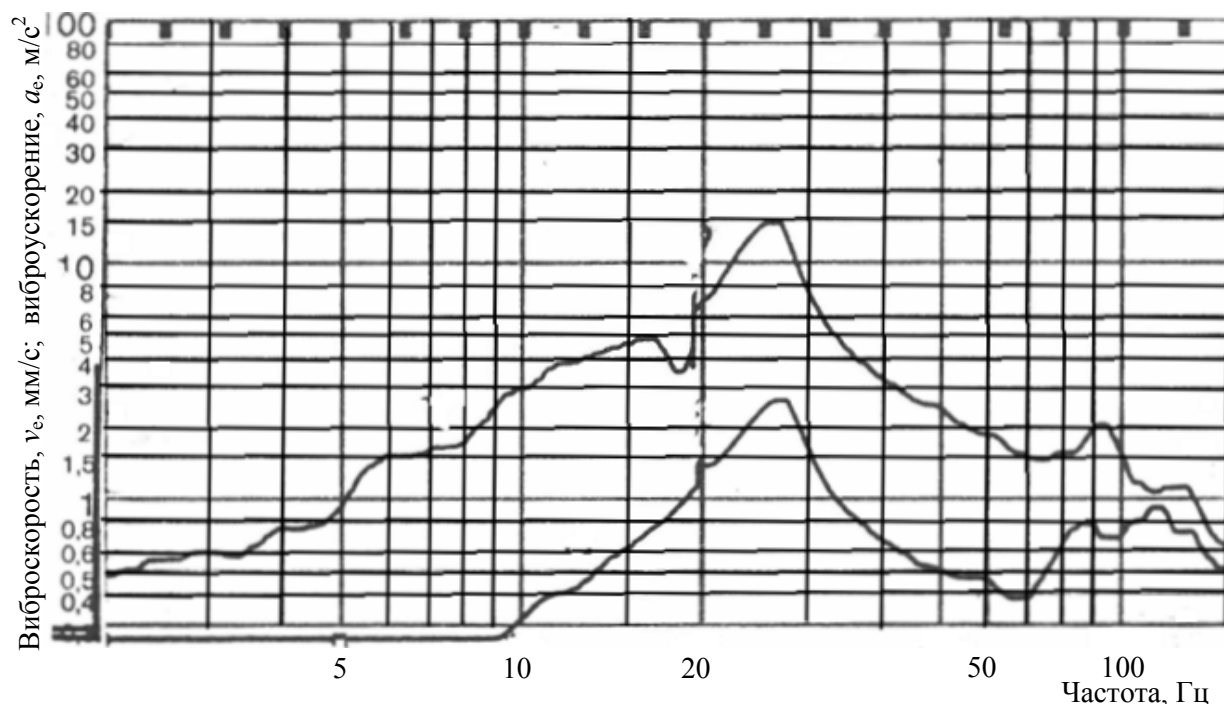


Рис. 4.44. Спектр вибрации вентилятора
(СКЗ, 1/3 октавы, v_e , шкала 100 мм/с, a_e 100 м/с²)

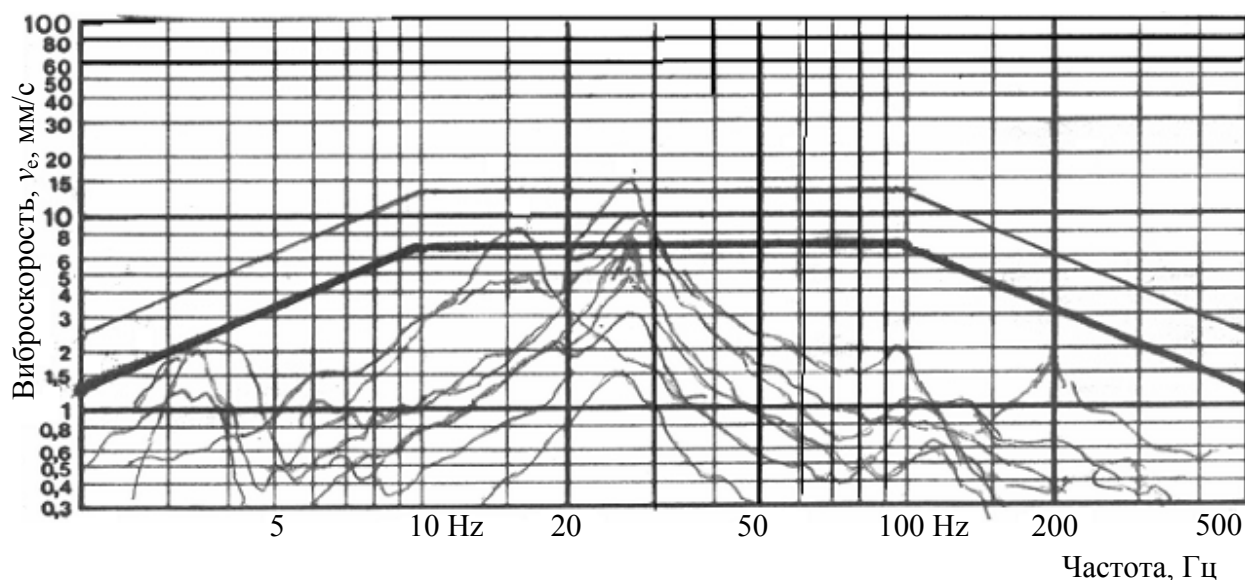


Рис. 4.45. Обобщенный спектр вибрации вентиляторов

Таблица 4.19

Часто встречающиеся неисправности центробежных вентиляторов

Причина вибрации	Преобладающие частоты						
	0,25	0,25÷0,4	0,4÷0,5	0,5÷1,0	$f_{об}$	$2f_{об}$	Высокие порядки
Дисбаланс: первоначальный					10		
искривление вала					10		
Недостатки эксплуатации:							
плохая эксплуатация					5		
плохое крепление					8		
неправильно выбраны зазоры			8				
повреждение корпуса					8		
задевание							
нагрузка от трубопровода		← ————— →				6	
Неисправности подшипников:							
эксцентричное расположение					8		
		← ————— →				6	→
		9	← ————— →				
		← ————— 10 ————— →					
Расцентровка муфты					2	2	6
Критические обороты:							
критическая скорость					10		
критическая скорость ротора и подшипников					10		
критическая скорость соединений					10		
консольное расположение привода					10		
Резонанс:						≤ 10	→
гармонический							
вибрационный							
субгармонический	←	10					— 10 →
кожуха					8		
фундамента					8		
крутильные колебания					4	2	2
Разнообразные причины:						← ————— →	
плохие ремни							
обратный поток					3	5	2
срывы потока			10				
самовозбуждение			10				

4.13. Определение неисправностей центробежных сепараторов

1. Нарушение балансировки из-за неравномерной очистки или неправильной сборки барабана. Неисправность проявляется на частоте:

$$f=f_{об}, \quad (4.138)$$

где $f_{об}$ – частота вращения барабана, Гц

Неисправность определяется также путем анализа корреляционных связей:

$$\frac{U_{e4}}{U_{e11}} > A_1, \quad (4.139)$$

где U_{e4} и U_{e11} – уровень вибрации в точках 4 и 11 на частоте вращения барабана (см. рис. 2.10). Определение производится если $U_{e4} > 3$ мм/с

Значения A_1 : $A_1 < 0,9$ – состояние категории **A**;

$A_1 = 0,9 \div 1,8$ – состояние категории **B**;

$A_1 > 1,8$ – состояние категории **C**.

2. Неисправность системы демпфирования барабана.

Неисправность определяется на частоте

$$f=f_{бар}, \quad (4.140)$$

где $f_{бар}$ – частота вращения барабана, Гц.

Неисправность определяется также путем анализа корреляционных связей по формуле (4.139).

3. Неисправность подшипника вертикального вала.

Неисправность определяется путем анализа корреляционных связей по формуле (4.139) поскольку неисправности связанные с барабаном и вертикальным валом проявляются на одних и тех же зависимостях корреляционных связей, то анализ причин вибрации проводится последовательно начиная с п. 1 до п. 3.

4. Повреждение подшипника горизонтального вала, привода насоса или их соединений.

$$f=f_{пр}, \quad (4.141)$$

где $f_{пр}$ – частота вращения привода.

Измеряется виброскорость в осевом направлении вдоль привода (точки 9).

Второй способ определения повреждения горизонтального привода путем анализа нарушения корреляционных связей.

$$\frac{U_9(\text{при } f_{пр})}{U_{11}(\text{при } f_{бар})} > A_2. \quad (4.142)$$

Измерение виброскорости проводится вдоль оси привода в точках 9 и 11, причем в точке 9 при $f_{пр}$, а в точке 11 при $f_{бар}$.

Определение проводится, если $U_{e11} > 1$ мм/с.

Значения A_2 :

$A_2 < 1,1$ – состояние категории **A**;

$A_2 = 1,1 \div 2,2$ – состояние категории **B**.

5. Износ червячного колеса.

Неисправность определяется по формуле (4.142), используя последовательные определения по п. 4, а затем по п. 5.

6. Неисправности связанные с изгибом и боем вал, с расцентровкой, повреждением муфт, определяют по рекомендациям § 4.2; неисправности подшипников определяются по рекомендациям §§ 4.3 и 4.4; неисправности навешенных насосов – по данным § 4.8.

Нормы вибрации центробежных сепараторов приведены в § 4.1.11.

На рис. 4.46 приведены спектры виброскорости до и в момент повреждения вертикального вала сепаратора. На рис. 4.47 показаны спектры вибрации до и после поломки привода навешенного насоса.

4.14. Определение неисправностей поршневых компрессоров

1. Увеличение зазоров в цилиндре.

Неисправность определяется на частоте:

$$f = k n, \quad (4.143)$$

где n – частота вращения компрессора, сек^{-1} ; $k=2, 4$,
направление измерения вибрации – горизонтальное, виброскорость.

2. Увеличение зазоров в головных и мотылевых подшипниках, ослабление крепления шатунных болтов.

а). Неисправности, связанные с зазорами в головных и мотылевых подшипниках проявляются на частотах:

$$f = k n, \quad (4.144)$$

где n – частота вращения компрессора, сек^{-1} ; $k=2, 4$.

Направление измерения – вертикальное, виброскорость.

б). Неисправность, связанная с зазорами в головных и мотылевых подшипниках также проявляется на частоте 500–1000 Гц. Направление измерения – вертикальное, вид вибрации – виброскорость.

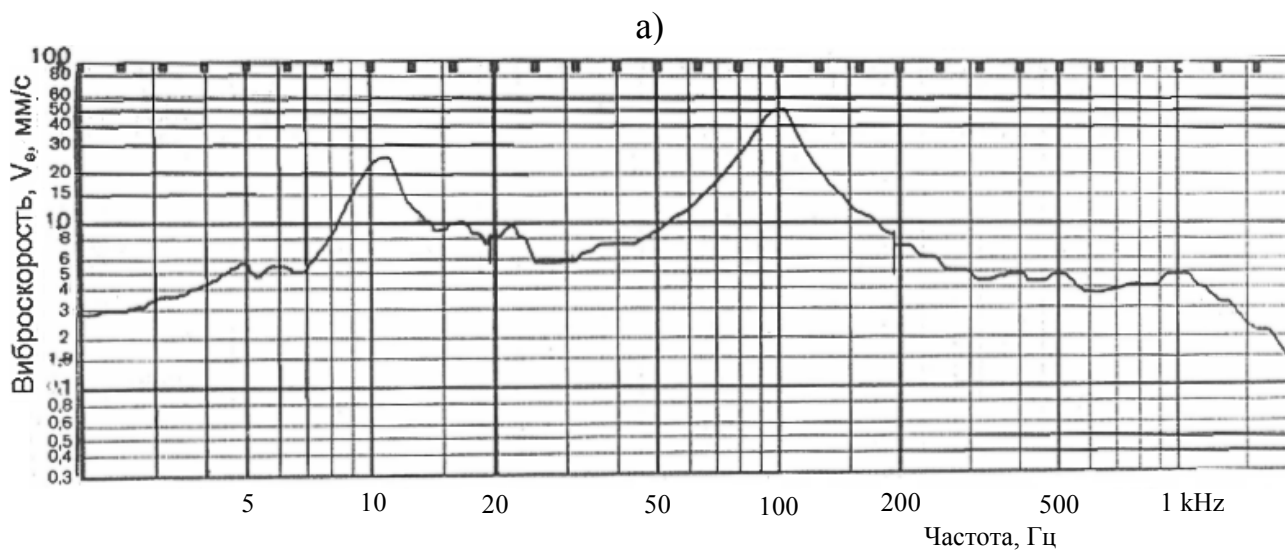


Рис. 4.46. Спектры виброскорости до (а) и в момент повреждения (б) вертикального вала сепаратора.
(v_e , СКЗ, 1/3 октавы, полная шкала виброскорости 10 мм/с)

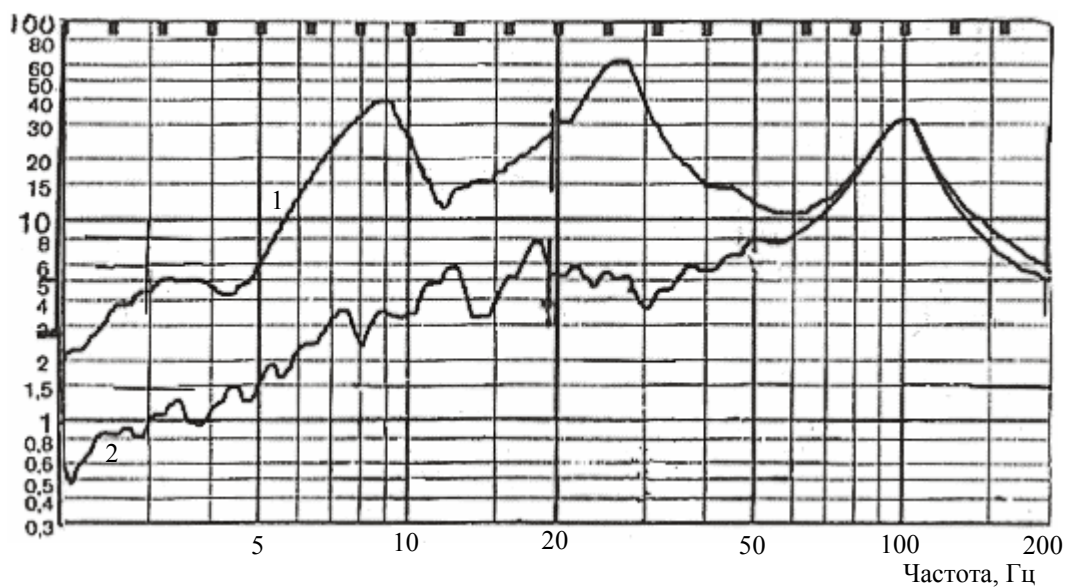


Рис. 4.47. Спектр вибрации до (2) и после (1) поломки привода навешенного шестеренного насоса.
(v_e , СКЗ, 1/3 октавы, полная шкала виброскорости 10 мм/с)

3. Нарушена или плохая балансировка коленчатого вала.

Плохая балансировка коленчатого вала проявляется на частоте:

$$f = k n, \quad (4.145)$$

где n – частота вращения компрессора, сек^{-1} .

Измерение виброскорости проводят в вертикальном направлении.

4. Неисправности, связанные с неуравновешенностью сил инерции второго порядка.

Неисправности, связанные с неуравновешенностью сил инерции второго порядка, проявляется на частоте:

$$f = k n, \quad (4.146)$$

где n – частота вращения компрессора, сек^{-1} ; $k=2, 4$.

Вибрация измеряется в вертикальном и горизонтальном направлении, вид вибрации – виброскорость.

5. Неисправности связанные с расцентровкой, повреждением муфт определяют по рекомендации § 4.2; неисправности подшипников определяют по рекомендациям §§ 4.3 и 4.4; неисправности навешенных насосов – по данным § 4.8. Нормы вибрации поршневых компрессоров приведены в §§ 4.1.6 и 4.1.11.

Спектры вибрации поршневых компрессоров при повреждении его узлов приведена на рис. 4.48 и 4.49.

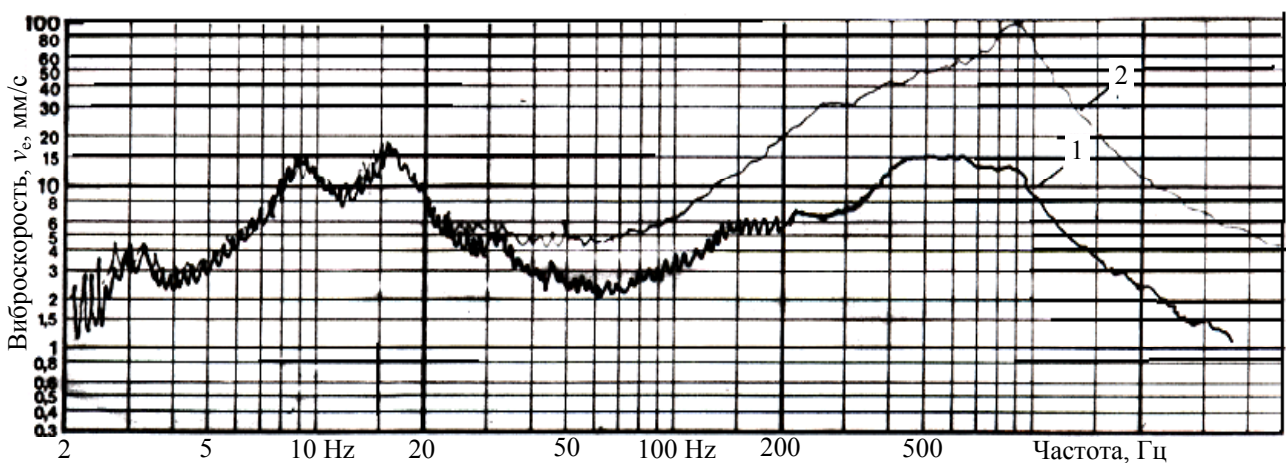


Рис. 4.48. Спектр вибрации поршневого компрессора до (1) и после (2) разрушения головного подшипника (СКЗ, 1/3 октавы, v_e полная шкала 10 мм/с)

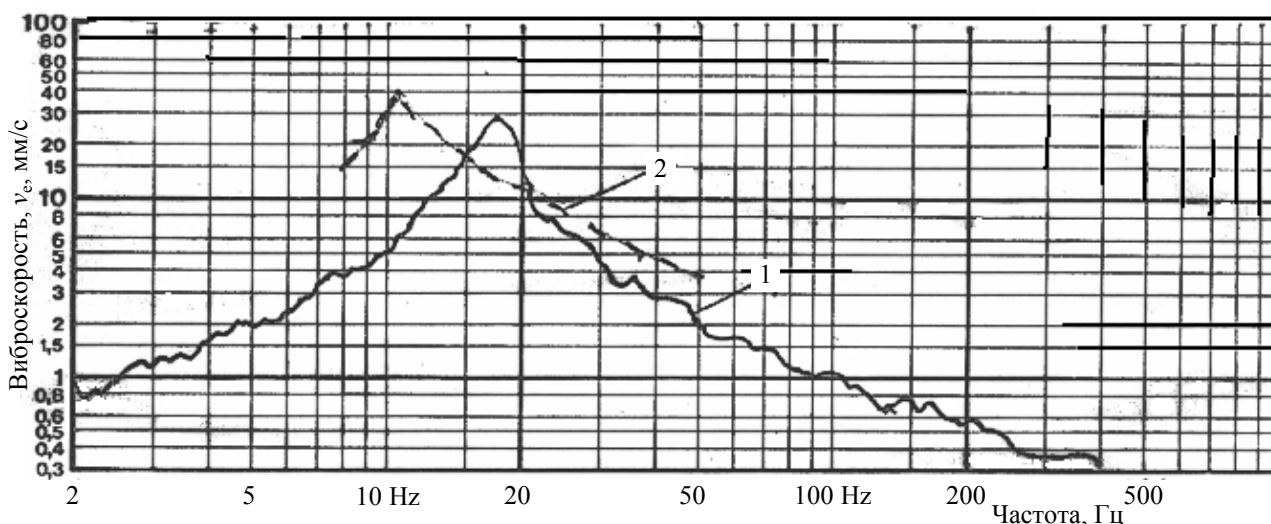


Рис. 4.49. Спектр вибрации поршневого компрессора:
1 – обрыв шатунов и разрушение поршня; 2 – плохое крепление компрессора к фундаменту
(СКЗ, 1/3 октавы, v_e полная шкала 10 мм/с)

4.15. Анализ динамической совместимости газоперекачивающих агрегатов с трубопроводами

Трубопроводы, соединенные с газоперекачивающими агрегатами (ГПА), вызывают специфические неисправности ГПА. Выяснению причин вибрации ГПА в условиях Крайнего Севера посвящена работа [13].

В результате проведенного исследования было установлено:

- трубопроводная обвязка нагнетателя имеет повышенную вибрацию до 20–40 мм/с;
- анализ спектра вибрации показывает наличие резонанса на частоте ~1130 Гц из-за пульсации газового потока (на частоте пульсация давления составит 0,04 Мпа, что на порядок превышает нормы). Резонанс наступает вследствие совпадения собственных оболочных частот вибрации трубопроводов с частотой колебаний потока газа за нагнетателем;
- другой причиной вибрации является просадка опор, что усиливает вибрацию трубопровода.

Наиболее эффективный метод исключения вибрации трубопровода нанесение на его поверхность вибропоглощающего покрытия «Реактпласт», снижающая вибрацию в несколько раз.

4.16. Системы автоматического установления диагноза

Компьютерные программы автоматического установления диагноза на основе вибрационной информации встречаются двух типов:

- системы работающие по жестким алгоритмам установления определенных диагнозов, на основе экспертных знаний накопленных фирмой – программы DREAM BACT и «Вибродоктор ХХ» ЦНИИМФ.
- системы, основанные на технологии искусственного интеллекта «Вещун» ЦНИИМФ, Expert Alert фирмы Predict/DLI и NspectrII фирмы CSI.

К последним можно отнести с некоторым допущением программу DCA-2001 Эксперт фирмы ИНКОТЕС.

Экспертная система мониторинга и диагностики (ЭСМД) «Вещун» [39] относится к предметно (объектно) ориентированным системам и могут быть двух типов статические и динамические. Статические системы предназначены для поиска неисправностей в объекте (структурные неисправности), а динамические – для установления причин нарушения правильности функционирования объекта (системные неисправности).

Динамические системы, как правило, работают в реальном масштабе времени, статические – в диалоговом режиме. Статические системы предназначены для периодического диагностирования технических средств; при этом в ЭСМД «Вещун» используется одноразовый ручной или автоматический ввод информации, а установление диагноза идет в автоматическом режиме.

Динамические экспертные системы предназначены для контроля сложных технических систем и требуют одновременного ввода большого числа диагностических параметров.

Быстродействие прикладных ЭСМД (от момента ввода параметров до выдачи на экран монитора диагноза и рекомендации) составляет: динамических (реального времени) – $0,5 \div 3$ с; статических одноразового запросного ввода информации (типа «Вещун») – $1 \div 5$ с; статических вопросно-ответных – $10 \div 15$ мин.

При разработке ЭСМД были использованы опыт и знания большого числа специалистов, применены сложные методы распознавания, систематизирован обширный опыт ЦНИИМФ в области технической эксплуатации и диагностики [17]. Система позволяет оперативно оценивать техническое состояние объекта, сокращать время поиска неисправностей и прогнозировать состояние, предотвращать аварийные ситуации и сохранять накопленный опыт эксплуатации (что важно при частой сменяемости персонала, его сокращении и снижении квалификации).

Принцип действия ЭСМД основан на отнесении объекта диагностирования к одной из четырех категорий состояния (**A**, **B**, **C**, **D**), принятых в международной практике. Категориям соответствует определенный объем работ по

ТО и ремонту. Поскольку каждое техническое состояние описывается множеством диагностических параметров, то каждая категория рассматривается как подмножество состояний. В силу особенностей диагностических параметров – размытости границ области состояния, погрешности измерения, нечеткости описания – они рассматриваются как нечеткие множества.

Уровень принадлежности диагностического параметра x подмножества **A**, **B**, **C**, **D** оценивается характеристической функцией в интервале $[0, 1]$, которая называется функцией принадлежности μ . Отметим, что интервал $[0, 1]$ охватывает все множества состояний объекта диагностирования

Для градации функции принадлежности в интервале $[0, 1]$ принята стандартная условная шкала, соответствующая категориям состояния (см. 1.1.2):

категория **A** ($\mu < 0,5$) – неисправность отсутствует, состояние объекта при приемке в эксплуатацию;

категория **B** ($\mu = 0,5 \dots 0,75$) – неисправность незначительна, обычное состояние в эксплуатации, ТО не проводится;

категория **C** ($\mu = 0,75 \dots 0,99$) – неисправность значительна, проводится ТО или ремонт в течении ближайших 15–30 дней;

категория **D** ($\mu > 0,99$) – неисправность опасна, дальнейшая эксплуатация не проводится.

Аналогичная градация принята и для качества масла.

Нормы вибрации приведенные в §§ 4.1–4.1.14, определяют границы технического состояния.

Функции принадлежности позволяют перевести диагностические параметры различной физической природы (в том числе и «лингвистические термы») в универсальные безразмерные величины в интервале $[0, 1]$. В системах «Вещун» принята псевдо *S*-образная (сигмоида) форма функции принадлежности (рис. 4.50).

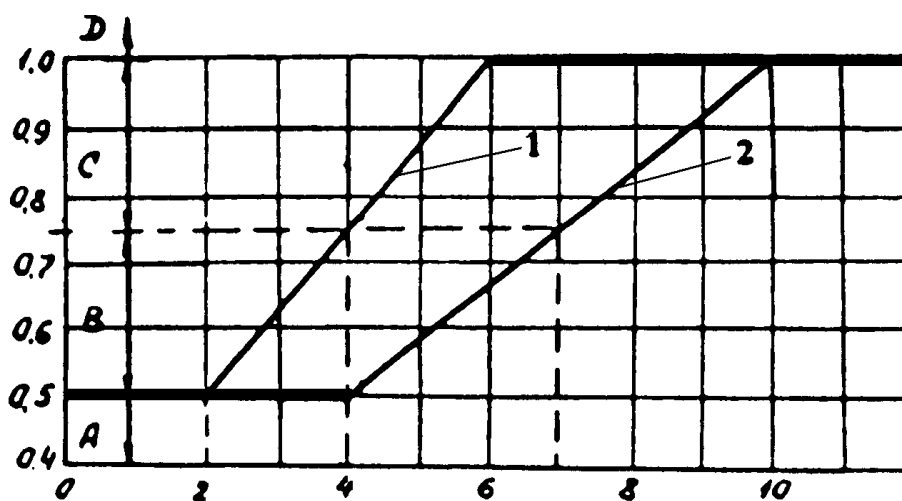


Рис. 4.50. Функции принадлежности по уровню радиальной и осевой вибрации для шестеренных насосов с электроприводом мощностью 2–15 кВт.

1, 2 – кривые функции принадлежности, $K_4 - K_9$ и $K_1 - K_3$, $K_{10} - K_{12}$ соответственно

Функция принадлежности составляет основу коэффициента развития неисправности $K_{рн}$, используемого в алгоритмах решающих правил систем ЭСМД. Наряду с ними в алгоритмах используется коэффициент проявления неисправности $K_{пн}$ и коэффициент достоверности диагноза $K_{дд}$.

Если неисправность описывается одним диагностическим параметром, то коэффициент $K_{рн}$ равен функции принадлежности и имеет соответствующие градации.

При описании неисправности несколькими диагностическими параметрами (т. е. несколькими функциями принадлежности) коэффициент развития неисправности $K_{рн}$ представляется в виде обобщенного параметра, имеющего те же упомянутые выше градации.

Обобщенный параметр может быть получен несколькими способами: в виде логико-алгебраических объединяющих выражений, методами главного критерия (определяющего параметра), линейной свертки или минимаксным, а также в виде регрессивного уравнения (полученного, в частности, методами планирования экспериментов).

Коэффициент проявления неисправности $K_{пн}$ является эвристическим, а в ряде решающих правил выступает как диагностический параметр. В системе «Вещун» он часто играет роль «диспетчера».

Коэффициент достоверности диагноза $K_{дд}$ играет контролирующую роль и является вероятностной оценкой ошибок «ложная тревога» или «пропуск дефекта». Первоначально $K_{дд}$ задается по аналогиям, а затем определяется по результатам работы ЭСМД.

Объект диагностирования описывается рабочей таблицей неисправностей с перечнем возможных неисправностей и их описанием диагностическими параметрами (функциями принадлежности). Таблица неисправностей (табл. 4.20), используется для составления решающих правил. Каждой неисправности соответствует одно или несколько решающих правил – моделей обнаружения неисправностей, позволяющих отнести ее к той или иной категории состояния (см. §§ 4.1–4.14).

В ЭСМД используются модели обнаружения неисправности, полученные различными методами, которые используются в единой диагностической программе – так называемой многофункциональной технологической платформе:

- отклонение от математической модели, от эталонной модели, полученной для нового объекта на стенде, в том числе так называемый метод «расслоения характеристик» (для термогазодинамических параметров);
- отклонение от норм на частотах проявления неисправностей (узкополосный спектр или в 1/3 октавы); отклонение от опорного (осредненного) спектра; корреляционные разладки вибрационных параметров, специальные методы обработки вибрации – кепстр,

огибающая – анализ появления боковых частот и их модуляция (для вибрационных параметров);

- изменение ударных импульсов (является преимущественным методом в системе «Вещун» для оценки состояния подшипников качения);
- трибологические методы – определение содержания металлов в продуктах износа и оценка изменения качества масла;
- осмотровые операции и органолептические методы.

Таблица 4.20

Неисправности центробежного насоса (фрагмент)

Код	Неисправность	Эвристический коэффициент	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄	K ₅	K ₆	K ₇	K ₈	K ₉
		Проявления неисправности K _{пн}	f _{об}	f ₂	f _{об}	f ₂	f _{2z_м}	f _{0,5}	f _{0/5}	f _{0,25-0,43}	f _{0/53-0/93}
001	Расцентровка с приводом		+	+или		+и					
002	Неисправность муфты	K ³⁵ – повышение вибрации с нагрузкой		+или			+				
003	Неуравновешенность вращающихся деталей (повреждение или занос рабочего колеса или неплотная посадка колеса на валу)		+	+или							
...											
021	Недостаточная смазка подшипника №3										

Условные обозначения: «+» – данный параметр влияет на диагноз; «+и» – на диагноз влияют совместно два параметра; «+ или» – возможно влияние на диагноз одного из параметров (принимается во внимание параметр с наибольшим значением).

Использование различных моделей позволяет, с одной стороны, расширить область обнаруживаемых неисправностей, а с другой – повысить достоверность диагноза благодаря подтверждению диагноза несколькими независимыми методами. При этом также используется параллельное определение одной и той же неисправности несколькими методами (если это допускают средства диагностирования). Блок обратной связи системы через некоторое время эксплуатации системы устанавливает эффективность того или иного метода для данного объекта.

Программное обеспечение ЭСМД позволяет диагностировать неисправность путем автоматического перебора решающих правил и вывода на экран компьютера перечня неисправностей с рекомендациями по их устранению (рис. 4.51).

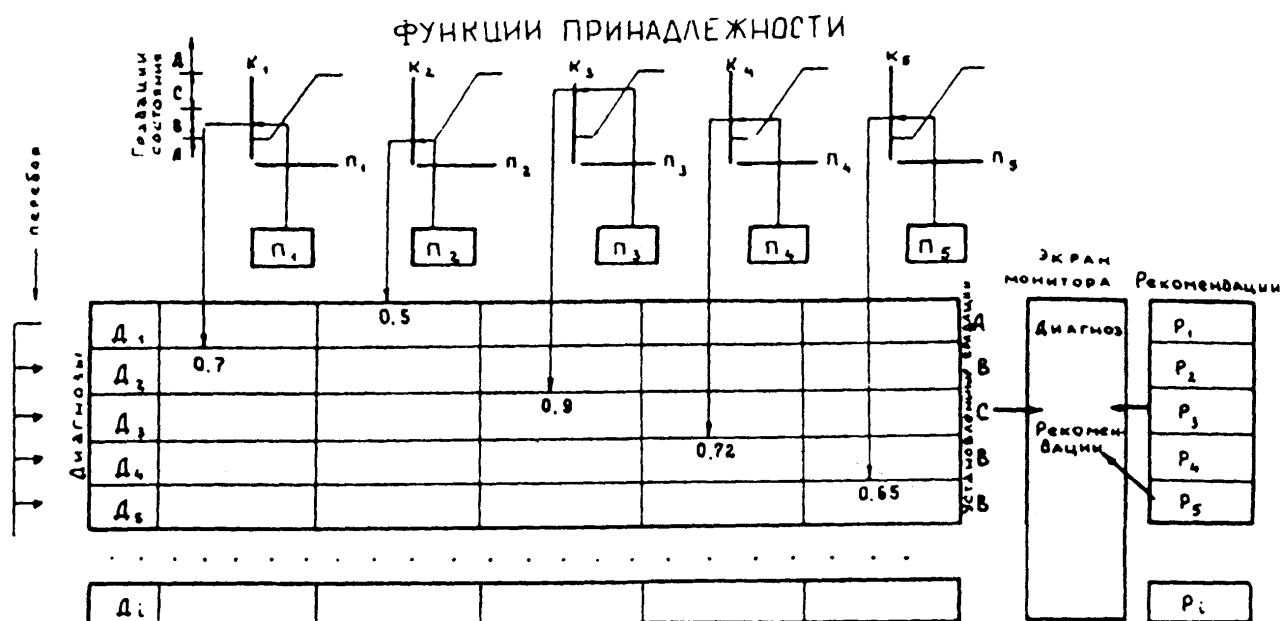


Рис.4.51. Схема установления диагноза в ЭСТД «Вещун»

ЭСМД «Вещун» включает в себя три основных блока: опорную базу знаний (ОБЗ), инструментальное средство (ИС) и собственно прикладную экспертную систему (рис. 4.52). ОБЗ и ИС предназначены для специалиста, создающего прикладную экспертную систему. Последняя, в свою очередь, предназначена для конечного пользователя.

ОБЗ концентрирует знания об объекте диагностирования, необходимые для заполнения «пустой оболочки». Создание библиотеки ОБЗ должно поддерживаться и пополняться пользователем системы. Действия специалиста по заполнению оболочки регламентируются специальной инструкцией по синтаксису написания арифметических и логических операций. Количество создаваемых прикладных ЭСМД – не ограничено. Операционная система и язык ЭСМД – «Вещун» Версия 1: MS DOS 3 и выше, Clipper 5.01. Версия 2: Windows 95, 98; используется управление базами данными Microsoft Access 2000. Трудоемкость создания прикладной экспертной системы при наличии ОБЗ – 2 чел/ч на одно правило.

Система имеет открытую структуру с возможностью корректировки и дополнений. Число данных, количество неисправностей не ограничено. Большие технические системы при создании ЭСМД разбиваются на блоки

(например, дизель, ГТД) по типам моделей обнаружения неисправностей. Охват возможных неисправностей достигает 60-90 % (ограничения из-за возможностей диагностических средств). Количество правил в одной прикладной ЭСМД (блоке) – до 400.

Механизм ввода («решатель») основывается на жесткой программе отнесения диагноза к четырем категориям состояния. При этом используется метод нечеткого вывода с прямым построением цепочки продукционных правил. Быстродействие составляет 1–5 с (после ввода информации) и определяется числом правил и возможностями компьютера.

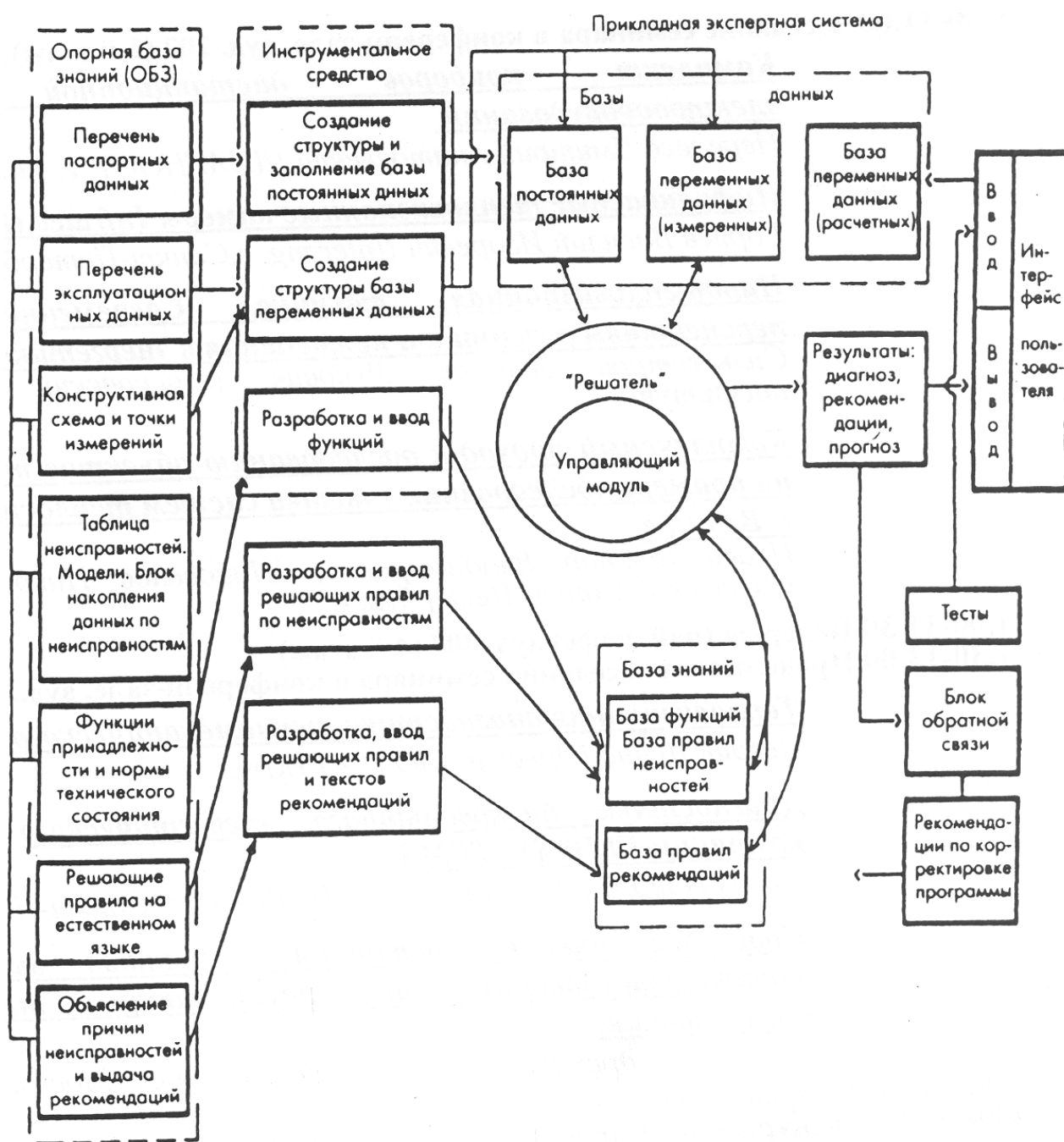


Рис. 4.52. Архитектура ЭСД «Вещун»

Система характеризуется высокой достоверностью: вероятность диагноза по ошибкам «ложная тревога» – $0,90 \div 0,93$, по «пропуску дефекта» – $0,94 \div 0,95$. Блок обратной связи ведет учет процента «ложных тревог» и «пропусков дефектов». На основе этих данных проводится «самообучение» – вносится корректировка в решающие правила и нормы технического состояния.

Система осуществляет прогнозирование на заданную дату и анализ тенденций, а также выдает рекомендации по ТО и указывает причины неисправности. Предусматривается применение различных методов прогноза, отвечающим физически процессам развития неисправности.

Требуемая память – примерно 620 кбайт: главный модуль – 464 кбайта, вспомогательные файлы – 17 кбайт, база данных на одну прикладную экспертную систему (в среднем) – 135 байт и дополнительно примерно 1 кбайт на каждый сеанс ввода данных измерений. Ввод данных может быть ручным и автоматическим.

Системы «Вещун» работают в составе переносных или стационарных универсальных диагностических систем. Основой для ЭСМД является переносная система СКАН, созданная ЦНИИМФ на основе применения виртуальных приборов.

В настоящее время за рубежом блок экспертной системы в обязательном порядке включается в состав современных диагностических систем.

Сравнение ЭСМД «Вещун» с ЭСМД ведущих американских компаний Expert Alert фирмы Predict/DLJ и Nspectr II фирмы CSI показывает, что по охвату механизмов, достоверности, применению универсальной технологической платформы эти системы примерно одинаковы, однако ЭСМД «Вещун» имеют меньшую стоимость и лучше приспособлены к отечественной технике.

Сравнение проводилось по методике ЦНИИМФ (табл. 4.21), а результат приведен в табл. 4.22.

Таблица 4.21

Шкала оценок ЭСМД

Показатели качества ЭСМД	Баллы				
	5	4	3	2	1
Достоверность диагнозов	0,95	0,9	0,85	0,8	0,75
Объем системы по количеству охватываемых типов объектов	< 20	20–15	15–10	10–1	1
Объем системы по количеству устанавливаемых диагнозов	> 1000	100–500	500–250	250–100	< 100
Среднее быстродействие определения диагноза, с	< 1	1–10	10–60	60–180	> 180
Использование универсальной технологической платформы	Широкое	Ограни- ченное	Не исполь- зуется	–	–
Трудоемкость разработки приклад- ной ЭСМД, чел./час/диагноз	> 3	3–5	5–10	10–20	20–40
Стоимость системы, тыс. долларов	< 5	5–10	10–20	> 20	

Сравнение качества ЭСМД

	ЭСМД		
	Вещун	Expert Alert	Nspektr II
Достоверность	4	4	3
Объем системы по количеству охватываемых типов объектов	5	5	4
Объем систем по количеству диагнозов	4	5	3
Среднее быстродействие определения одного диагноза	4	4	2
Использование универсальной технологической платформы	5	4	3
Трудоемкость разработки	5	5	4
Среднее значение	4,57	4,28	3,28

4.17. Устранение вибрации**4.17.1. Устранение расцентровки (несоосности)**

Несоосность характеризуется смещением и изломом сопрягаемых механизмов (рис. 4.53). Обычно несоосность в виде излома и смещения присутствует одновременно, правда, с разной степенью влияния на уровень вибрации. На рис. 4.54 приведено влияние точности центровки на срок службы механизма. Следует отметить, что точность центровки определяется применяемыми методами центровки и способом расчета смещения и толщин подкладок под центрируемый механизм. Один механизм применяется за неподвижный (НМ), а другой перемещается (ПМ) относительно НМ. Обычно за НМ принимается механизм, связанный с обвязкой трубопровода (турбина, насос т. д.), а за ПМ – электродвигатель. При центровке с помощью линеек и щупов получают точность центровки не более 0,1 мм, использование механических индикаторов и учет провисания штанг можно добиться точности центровки $0,01 \div 0,02$ мм, и «лазерная» центровка дает точность около 0,001 мм. При больших расстояниях между центрируемыми объектами удовлетворительные результаты дает «лазерная» центровка.

При центровке механизмов используют нормы излома и смещения, в зависимости от частоты вращения (рис. 4.55). Нормы представляют обобщение данных следующих фирм: ЦНИИ МФ, SKF и Prüftechnik.

Схема измерений и вычислений при центровке по методу ЦНИИ МФ приведена в табл. 4.23. Пример расчета для случая поворота сопрягаемых механизмов на $\pm 90^\circ$ от верхней точки (12 ч), т. е. поворот на 3 ч и 9 ч.

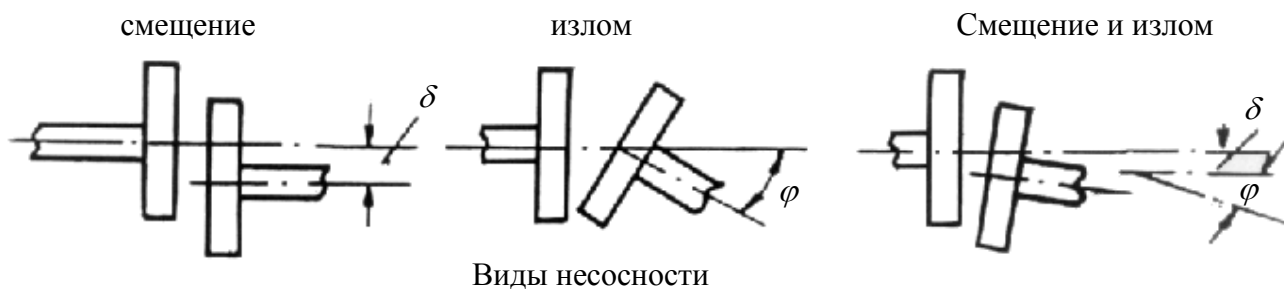


Схема измерений – радиально-противоположная

Вид сбоку (положение 12 ч)

Вид сверху (положение 3 ч)

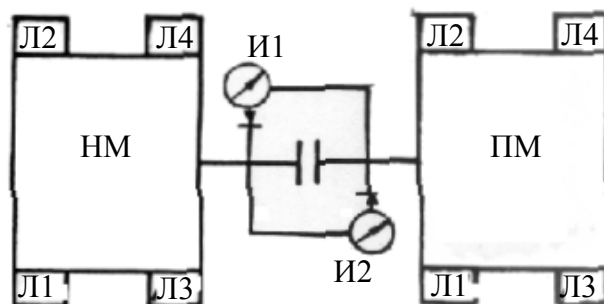
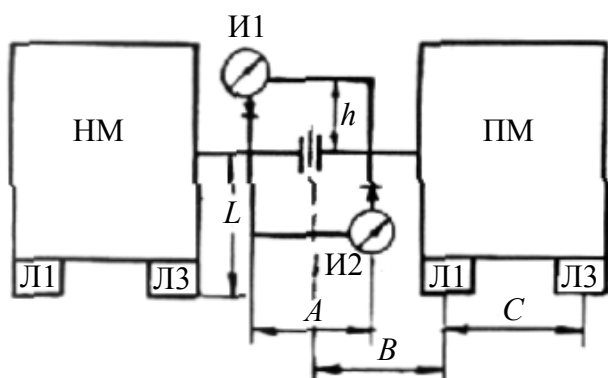


Схема измерений - радиально-торцевая

Вид сбоку (положение 12 ч)

Вид сверху (положение 3 ч)

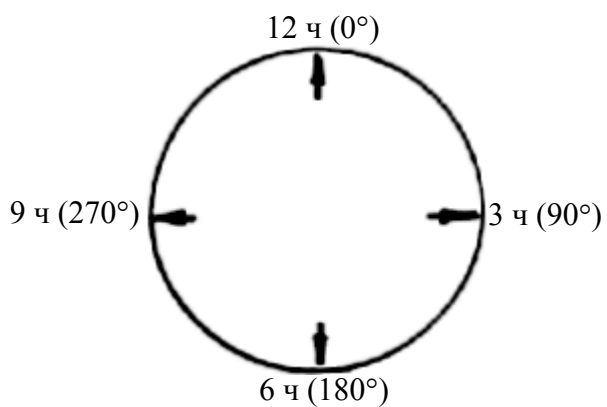
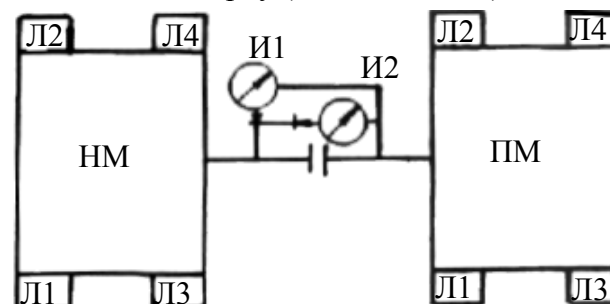
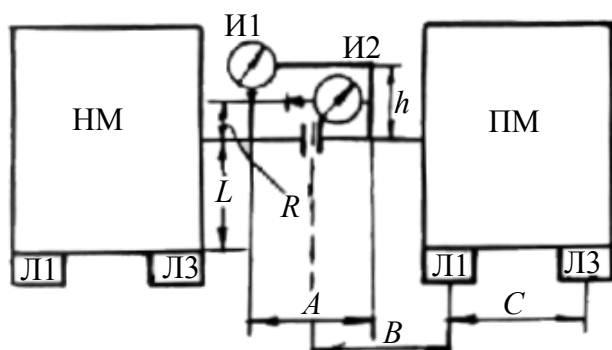


Рис. 4.53. Схема измерений при центровке

ЦЕНТРОВКА МЕХАНИЗМОВ

Название объекта.....Дата.....

1. Неподвижный механизм (НМ):.....Вид центровки: $\frac{\text{"холодная"}}{\text{"горячая"}}$

2. Перемещаемый механизм (ПМ):.....

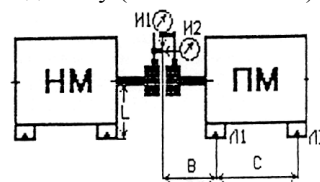
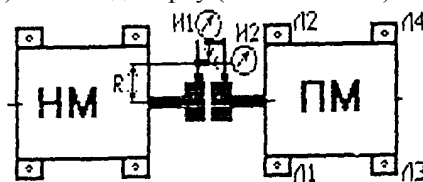
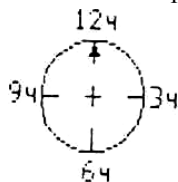
Положение индикаторов

(смотря на НМ со стороны муфты)

СХЕМА ИЗМЕРЕНИЙ 3 (РАДИАЛЬНО_ТОРЦЕВАЯ НА ФЛАНЦЕ)

Вид сверху (положение 3ч)

Вид сбоку (положение 12 ч)



1. Смещение; 2. Излом



Ввод основных параметров центрируемых машин:

 $B = \dots \text{мм}$

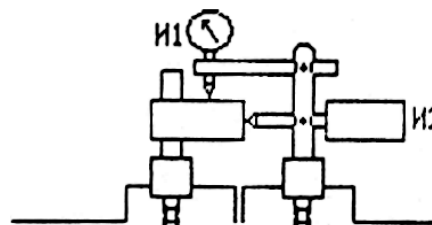
Частота вращения, об/мин.....

 $C = \dots \text{мм}$

Рабочая температура НМ, °C.....

 $R = \dots \text{мм}$

Окружающая температура, °C.....

 $L_{\text{НМ}} = \dots \text{мм}$ $K_1 = B = \dots$ $K_2 = B + C = \dots$ 

ВВОД ПОКАЗАНИЙ ИНДИКАТОРА, мм					
ЗАМЕР N...					
	δ_{12}	δ_3	δ_6	δ_9	Норма по рис. 6
δ' ИНД. N1					
δ'' ИНД. N2					

РАСЧЕТ ЗНАЧЕНИЙ δ_6 (ЕСЛИ НЕТ ЗАМЕРА)	$\delta_6' = (\delta_3' + \delta_9') - \delta_{12}' =$	
	$\delta_6'' = (\delta_3'' + \delta_9'') - \delta_{12}'' =$	
ПРОВЕРКА КАЧЕСТВА ИЗМЕРЕНИЙ	$\gamma_2' = (\delta_3' + \delta_9') - (\delta_{12}' + \delta_6') =$	
	$\gamma_2'' = (\delta_3'' + \delta_9'') - (\delta_{12}'' + \delta_6'') =$	
СМЕЩЕНИЕ (по ИНД. N1)	Вертикальное $\delta_B = \frac{\delta_{12}' - \delta_6'}{2} = \frac{\quad}{2} =$	
	Горизонтальное $\delta_{\Gamma} = \frac{\delta_3' - \delta_9'}{2} = \frac{\quad}{2} =$	
ИЗЛОМ (по ИНД. N2)	Вертикальный $\varphi_B = \frac{(\delta_6'' - \delta_{12}'') \cdot 100}{2R} = \frac{\quad}{\quad} =$	
	Горизонтальный $\varphi_{\Gamma} = \frac{(\delta_9'' - \delta_3'') \cdot 100}{2R} = \frac{\quad}{\quad} =$	

"Горячая поправка" $\delta_{\text{Вгор}}$ (по формуле 29 см. инструкции стр. 38)

РЕКОМЕНДАЦИИ: ПОДЛОЖИТЬ под лапы ПМ подкладки, если (+); УДАЛИТЬ - если (-):

Лапы 11 и 12: $\Delta_{1,2} = K_1 \frac{\varphi_B}{100} + \delta_B + \delta_{\text{Вгор}} = \dots \quad - \quad + \quad =$ Лапы 13 и 14: $\Delta_{3,4} = K_2 \frac{\varphi_B}{100} + \delta_B + \delta_{\text{Вгор}} = \dots \quad - \quad + \quad =$

РЕКОМЕНДАЦИИ: СМОТЯ НА НМ, ПЕРЕМЕСТИТЬ ПМ ВПРАВО, ЕСЛИ (+); ВЛЕВО - ЕСЛИ (-):

 $11 \rightleftharpoons 12 \quad \mu_{1-2} = K_1 \frac{\varphi_{\Gamma}}{100} + \delta_{\Gamma} = \dots \quad =$ $13 \rightleftharpoons 14 \quad \mu_{3-4} = K_2 \frac{\varphi_{\Gamma}}{100} + \delta_{\Gamma} = \dots \quad =$

Работу проводи:

Программа центровки, используемая ЦНИИ МФ, предусматривает устранение т. н. «мягкой лапы» и «горячую центровку». Последняя предусматривает учет изменения центровки в «горячем» состоянии, если она была проведена при холодном состоянии центрируемых машин.

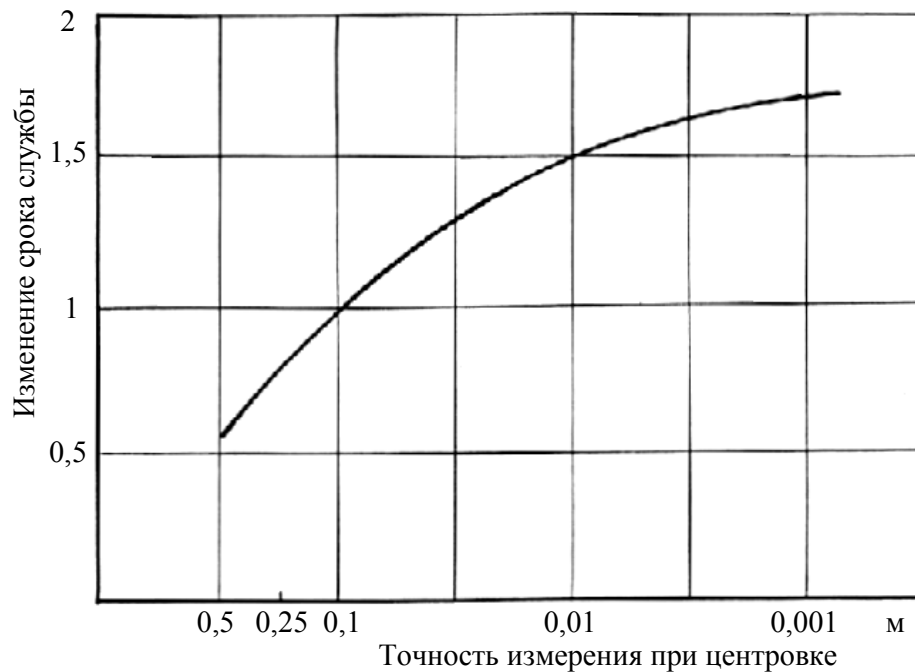


Рис. 4.54. Влияние точности центровки на срок службы механизма

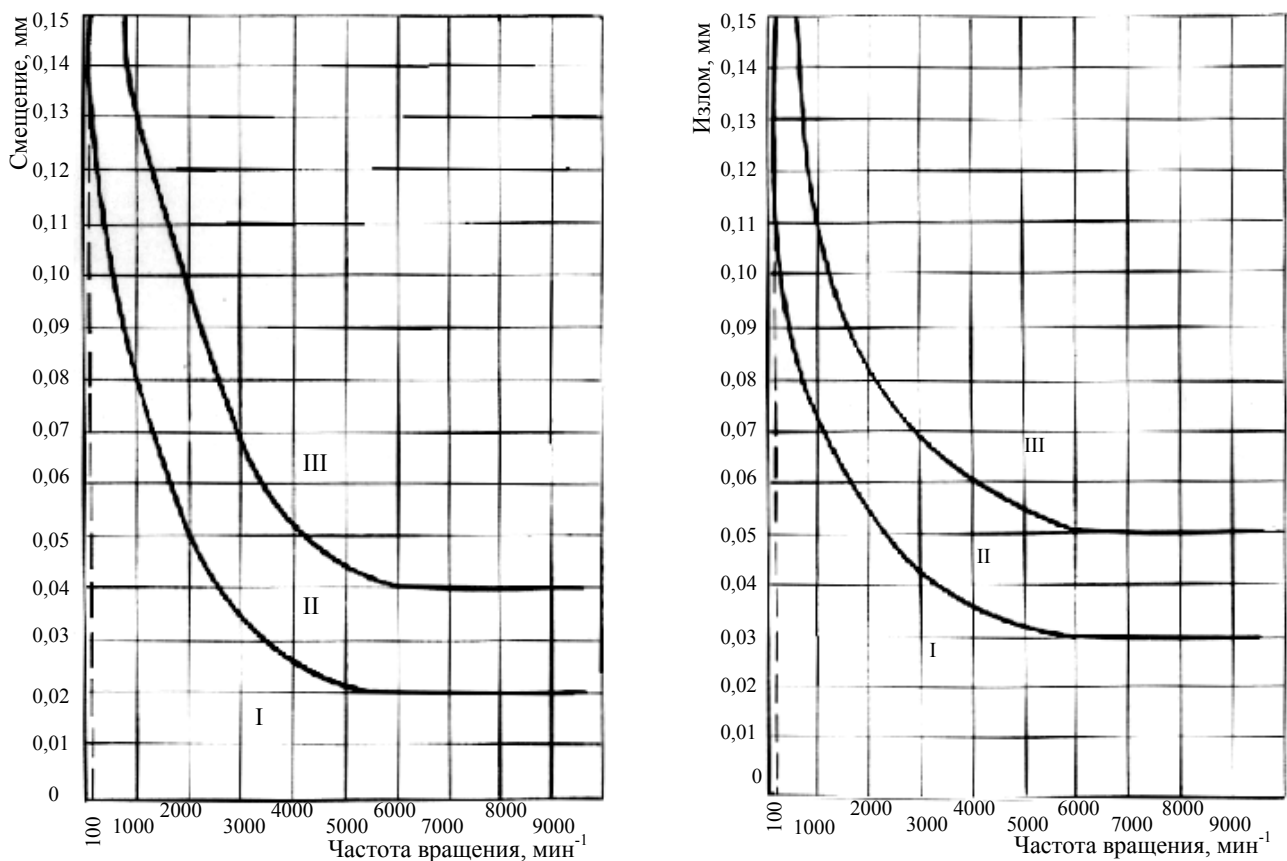


Рис. 4.55. Нормы смещения и излом (I – хорошо, II – допустимо, III – недопустимо)

4.17.2. Балансировка

Целью балансировки является снижение дисбаланса ротора, остаточное значение которого при любой частоте вращения, вплоть до максимальной, не должно превышать допустимых уровней вибраций.

Рассматривается два вида балансировки – при изготовлении (или при ремонте) на специальном балансировочном оборудовании и в эксплуатации – балансировка в собственных подшипниках.

Особенности балансировки также зависят от класса ротора, классификация которых приводится в стандарте ГОСТ ИСО 11342-95. Основная классификация – жесткие и гибкие роторы.

Желательно в соответствии с ГОСТ Р 51498-99 (ИСО 10814-96) определить подверженность и чувствительность машины к дисбалансу, а также установить с какой погрешностью балансировался ротор при изготовлении (в соответствии с ГОСТ ИСО 1940-99).

Балансировка гибких валов проводится по рекомендации А. С. Гольдина [16], а также ГОСТ ИСО 11342-95 «Методы и критерии балансировки гибких роторов» и ГОСТ 27870-88 «Оценка качества балансировки гибких роторов».

В настоящем разделе рассматривается балансировка жестких роторов в собственных подшипниках [14]. Отметим, что большинство современных виброизмерительных систем класса – «переносные сборщики-виброанализаторы» и «переносные компьютеры-виброанализаторы» имеют программы балансировки роторов.

Перед балансировкой, как отмечают А. Г. Шаблинский и М. А. Баркова, должны быть устранены такие дефекты, как бой вала (муфты), износ подшипников, эксцентриситет воздушного зазора в электрических машинах, дефекты механических передач, задевание вращающихся элементов, а также срывы потока в насосах.

1. Балансировка в одной плоскости коррекции. Ознакомление с методом уравнивания роторов в своих подшипниках начнем с рассмотрения балансировки маховика в жестком валу (рис. 4.56,а), у которого имеется лишь статическая неуравновешенность и только одна плоскость коррекции. При симметричном расположении опор неуравновешенная масса $m_{\text{дис}}$ вызовет на опорах при исходном спуске равные и одинаково направленные (синфазные) вибрации A_1 , которые связаны с $m_{\text{дис}}$ соотношением

$$A_1 = k m_{\text{дис}}, \quad (4.147)$$

где $k = k < \alpha$ – комплекс, называемый балансировочной чувствительностью (см. п. Б настоящего приложения).

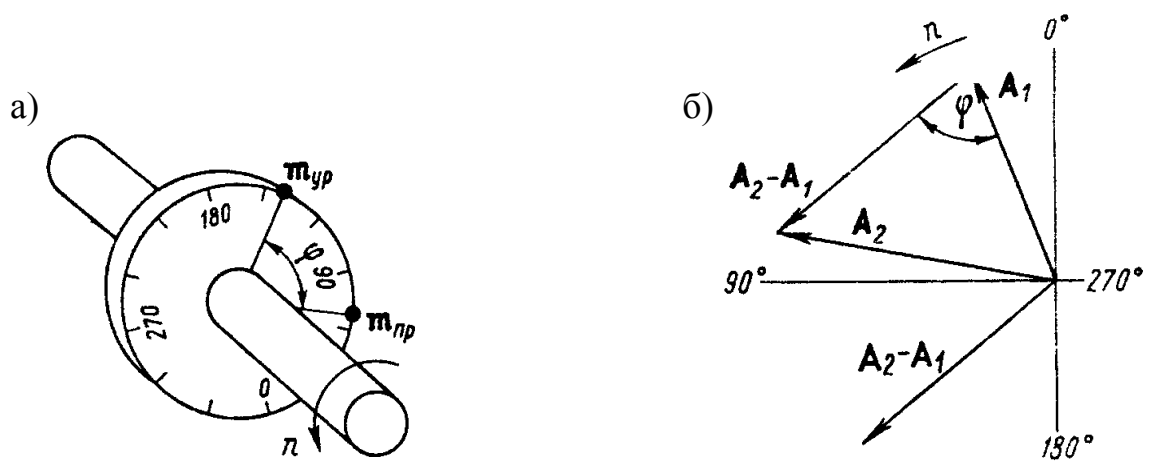


Рис. 4.56. Векторная диаграмма при балансировке в одной плоскости коррекции

Произведем второй пуск ротора, установив на него пробную корректирующую массу $m_{пр}$; полученная вибрация

$$A_2 = k (m_{дис} + m_{пр}).$$

Из этих уравнений мы находим

$$m_{дис} = m_{пр} \frac{A_1}{A_2 - A_1}. \quad (4.148)$$

Требуемая корректирующая масса $m_{ур} = -m_{дис}$,

$$m_{ур} = m_{пр} \frac{-A_1}{A_2 - A_1}. \quad (4.149)$$

Расчет $m_{ур}$ по формуле (4.148) удобно производить графоаналитически. На векторной диаграмме (рис. 4.56,б) строим в одинаковом масштабе векторы A_1 и A_2 ; вектор, проведенный из конца вектора A_1 к A_2 , равен их разности $A_2 - A_1$; из диаграммы определяется его величина и направление, после чего дальнейший расчет производится аналитически.

Из диаграммы на рис. 4.56,б видно, что если вектор приращения вибрации от пробной корректирующей массы $A_2 - A_1$ окажется равным и противоположно направленным вектору исходной вибрации A_1 , то ротор будет уравновешен, поскольку вибрация A_2 окажется равной нулю. Для этого необходимо изменить вектор пробной корректирующей массы в отношении модулей векторов A_1 и $A_2 - A_1$ и повернуть его на угол φ между векторами $-A_1$ и $A_2 - A_1$. Эта операция и производится при расчете умножением вектора $m_{пр}$ на комплекс $\frac{-A_1}{A_2 - A_1}$.

Если уравнениями (4.147) и (4.129) решить относительно k , то получим

$$\dot{k} = \frac{A_2 - A_1}{m_{\text{пр}}}, \quad (4.150)$$

т. е. балансировочная чувствительность равна отношению векторов приращения вибрации и вызвавшей это приращение корректирующей массы и измеряется в $\frac{\text{МКМ}}{\text{КГ}} \text{ } | \dots^\circ$.

Балансировочную чувствительность для ротора данного типа и применяемой аппаратуры определяют по результатам балансировки, после чего уравнивание однотипного ротора можно проводить с использованием известной величины $\dot{k}$.

Представим формулу (4.149) в несколько ином виде:

$$m_{\text{ур}} = \frac{-A_1}{A_2 - A_1} = \frac{-A_1}{\dot{k}}. \quad (4.151)$$

Формулой (4.151) удобно пользоваться для расчета требуемой корректирующей массы, когда известна балансировочная чувствительность, например, при повторной балансировке той же или однотипной машины.

Пример. При исходном пуске вибрация каждой из опор равна $A_1=60 \text{ } |20$. При пуске с пробной корректирующей массой $m_{\text{пр}}=1,2 \text{ } |70$ вибрации опор оказались равными $A_2=75 \text{ } |80$.

Строим на диаграмме (рис. 4.56,б) векторы A_1 и A_2 и находим $(A_1-A_2)=69 \text{ } |130$. Требуемая корректирующая масса

$$m_{\text{ур}} = m_{\text{пр}} \frac{-A_1}{A_2 - A_1} = 1,2 \text{ } |70 - \frac{60 \text{ } |20 + 180}{69 \text{ } |130} = 1,2 \text{ } |70 \cdot 0,87 \text{ } |70 = 1,04 \text{ } |140.$$

Требуемая корректирующая масса меньше пробной, так как приращение вибрации ΔA_1 больше исходной вибрации A_1 ; кроме того, вектор $m_{\text{ур}}$ оказывается повернутым относительно вектора $m_{\text{пр}}$ на угол $\varphi=+70^\circ$ (т. е. по направлению вращения ротора). Угол φ соответствует такому повороту вектора ΔA_1 , при котором последний оказывается направленным встречно с A_1 (рис. 4.56).

Определим балансировочную чувствительность:

$$\dot{k} = \frac{A_2 - A_1}{m_{\text{пр}}} = \frac{69 \text{ } |130}{1,2 \text{ } |70} = 57 \text{ } |60.$$

2. *Балансировка симметричного жесткого ротора в двух плоскостях коррекции.* При балансировке симметричного двухопорного ротора по методу раздельного снижения составляющих неуравновешенности в расчетах используются не измеренные вибрации опор, а их составляющие, вызываемые статической и моментной неуравновешенностями. Нетрудно показать, что эти составляющие равны соответственно векторной полусумме и полуразности вибрации опор:

$$A' = \frac{A_I + A_{II}}{2}; \quad A'' = \frac{A_I - A_{II}}{2}, \quad (4.152)$$

где A_I и A_{II} – векторы вибрации опор **I** и **II**; A' – составляющая вибрации опоры, вызываемая статической неуравновешенностью (симметричная составляющая); A'' – составляющая вибрации опоры, вызываемая моментной неуравновешенностью (кососимметричная составляющая).

Необходимость представления вибрации опор через симметричные и кососимметричные составляющие объясняется тем, что у симметричных роторов эти составляющие обладают важным свойством *взаимозаменяемости*: при изменении статической составляющей дисбаланса изменяется только симметричная составляющая вибрации A' , а кососимметричная A'' остается неизменной и наоборот.

На этом свойстве взаимозаменяемости и основан метод раздельной балансировки:

1. Вибрации опор разлагают на симметричную и кососимметричную составляющие.

2. Статическая и моментная составляющие неуравновешенности балансируются раздельно: первая – по симметричным составляющим, вторая – по кососимметричным составляющим вибрации опор.

Расчет корректирующих масс производится по тем же формулам (4.149) и (4.150), но в них нужно подставлять вместо вибрации опор соответствующие составляющие этих вибраций:

а) при снижении статической составляющей неуравновешенности: $m_{пр}$ – вектор пробной корректирующей массы, входящей в статическую систему;

$\dot{k}'$ – балансирующую чувствительность к статической составляющей неуравновешенности (чувствительность к статике);

б) при балансировке моментной составляющей неуравновешенности: $m_{пр}$ – вектор пробной корректирующей массы, входящей в моментную систему;

$$A_1 = \frac{A_{1I} - A_{1II}}{2}; \quad A_2 = \frac{A_{2I} - A_{2II}}{2};$$

A_{1I} – вектор вибрации опоры со стороны I при первом пуске; A_{1II} – то же со стороны II; A_{2I} – вектор вибрации опоры со стороны I при втором пуске с пробной массой; A_{2II} – то же со стороны II; $\dot{k}''$ – балансирующую чувствительность к моментной составляющей неуравновешенности (чувствительность к паре).

При установке пробных и требуемых систем корректирующих масс необходимо учитывать, что входящие в систему массы должны быть строго одинаковы, а углы установки их должны совпадать или отличаться на 180° . В противном случае балансировка по одной из составляющих будет нарушать состояние другой

Если в плоскостях коррекции устанавливаются на различных диаметрах массы, входящие в систему, то они должны быть обратно пропорциональны этим диаметрам.

Для расчетов по формулам (4.149) и (4.150) можно использовать как вертикальные, так и горизонтальные вибрации; лучше брать те, которые больше.

Пример. Произведем динамическую балансировку синхронной машины (мощность $P=800$ кВт, $n=1500$ об/мин).

При исходном пуске (№ 1) машины все вибрации опор оказались повышенными (табл. 4.24), однако горизонтальные вибрации больше вертикальных; по ним и будем проводить балансировку.

Таблица 4.24

№ пуска	Вибрация, мкм ...°						Вектор корректирующей массы, кг ...°	
	Опоры I			Опоры II			в плоскости I	в плоскости II
	В	Г	А	В	Г	А		
1	72 80	100 350	80 80	70 120	120 50	75 110	–	–
2	52 130	36 50	55 120	100 180	140 90	110 170	К пуску 1 1,2 0 1,2 0	
3	28 60	65 300	30 60	40 160	40 70	45 160	К пуску 1 1,3 50 1,3 50	
4	20 350	51 260	25 0	50 140	80 30	53 150	К пуску 3 1,0 0 1,0 130	
5	15 60	28 310	18 60	26 120	25 30	30 120	К пуску 3 1,0 270 1,0 90	

Примечание. В – вертикальная вибрация; Г – горизонтальная (поперечная); А – осевая

На диаграмме (рис. 4.56) строим векторы $A_{1I}=100|350$ и $A_{1II}=120|50$. Находим их полусумму $A'_1=96|22$ и полуразность $A''_1=56|280$. Поскольку $A'_1 > A''_1$, балансировку начинаем со статической составляющей неуравновешенности.

В плоскостях коррекции устанавливаем одинаковые массы под одним и тем же углом. Значения этой массы и угла ориентировочно можно выбрать по рекомендациям, изложенным в разделе **М** настоящего приложения. Если необходимая информация для выбора значения $m_{пр}$ отсутствует, то оно берется произвольно. В нашем случае $m_{прI} = m_{прII} 1,2|0$.

При втором пуске вибрации опор существенно изменились по величине и фазе, что благоприятно отразится на результатах расчетов, поскольку при этом будут использованы надежные, т. е. понижающие погрешность измерения, величины приращений.

Выделяем на диаграмме симметричную составляющую вибрации A'_2 и определяем вектор приращения $A'_{1-2} = A'_2 - A'_1 = 90|150$.

Требуемые корректирующие массы:

для плоскости I

$$m_{урI} = m_{прI} \frac{-A_1}{A_2 - A_1} = 1,2|0 \cdot \frac{96|22 + 180}{90|150} = 1,28|52;$$

для плоскости II

$$m_{урII} = m_{урI} = 1,28|52.$$

Сняв пробную систему корректирующих масс, устанавливаем на ротор рассчитанную и производим третий пуск машины (табл. 4.24). Полусумма горизонтальных вибраций существенно снизилась ($A'_3=25|333$ – рис. 4.57), поэтому переходим к балансировке моментной составляющей неуравновешенности.

Полуразность векторов горизонтальных вибраций на исходном пуске (№ 3) равна $A''_3=48|281$ (рис. 4.58). Устанавливаем на ротор пробную моментную систему грузов: две одинаковые массы, углы установки которых в плоскостях исправления отличаются на 180° :

$$m_{прI} = 1,0|0 \quad \text{и} \quad m_{прII} = 1,0|180.$$

Производим с этой парой последующий пуск (№4).

Приращение $\Delta A'' = A''_4 - A''_3 = 49|183$.

Требуемые корректирующие массы:

$$m_{урI} = m_{прI} \frac{-A''_3}{A''_4 - A''_3} = 1,0|0 \cdot \frac{48|281 + 180}{49|183} = 0,98|278;$$

$$m_{урII} = -m_{урI} = 0,98|98.$$

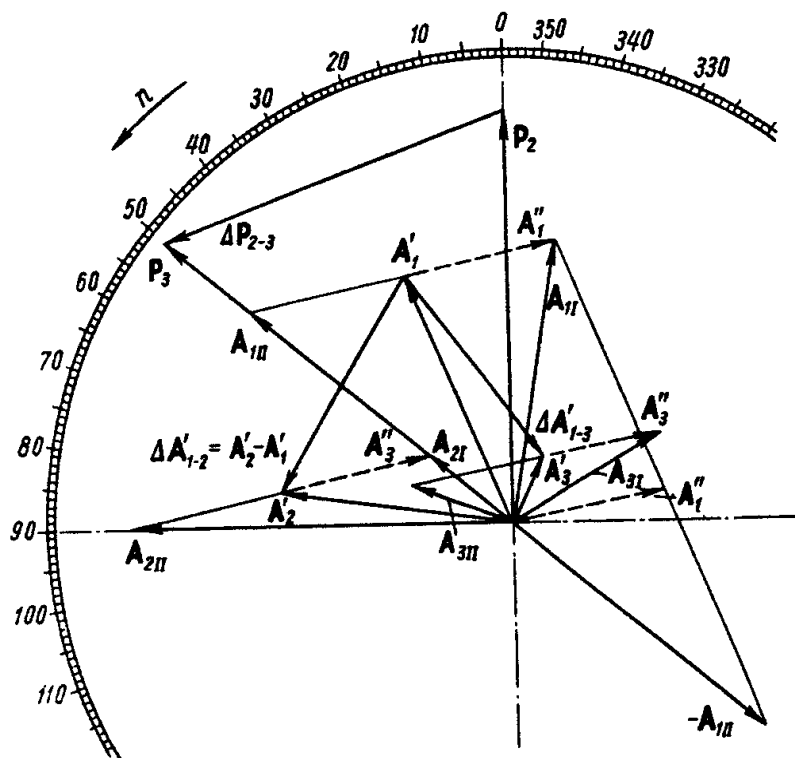


Рис. 4.57. Векторная диаграмма при балансировке по симметричным составляющим вибрации

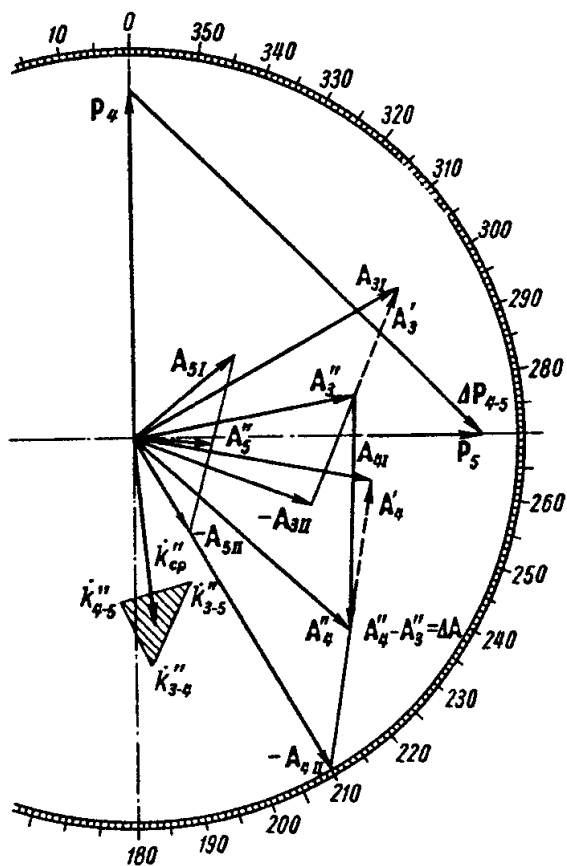


Рис. 4.58. Векторная диаграмма при балансировке по кососимметричным составляющим вибрации

При установке на ротор эти массы несколько скорректированы по значению и углу установки (табл. 4.24).

При пуске ротора с рассчитанной парой масс (пуск № 5) все вибрации оказались существенно ниже нормы (60 мкм).

Таким образом, при наличии двух составляющих неуравновешенности раздельная балансировка двухопорного ротора занимает пять пусков, при наличии одной неуравновешенности – три пуска, как при балансировке в одной плоскости коррекции.

4.17.3. Отстройка от резонанса

Признаком резонанса является, как правило, резкая вибрация одной из опор при переходе к резонансной частоте. Для отстройки от резонанса резонирующего опорного элемента существует три способа [50]:

- изменение его массы;
- изменение его жесткости;
- установка «антивибратора».

Оценка приведенной жесткости и массы резонирующих элементов производится по формуле:

$$f = 2\pi\sqrt{\frac{c}{m}}, \text{ Гц} \quad (4.153)$$

где c – жесткость элемента, кгс/с;

m – масса элемента, кгс · сек²/м.

Увеличение жесткости производится либо подкреплением опоры путем дополнительных ребер, либо за счет увеличения массы.

Для отстройки от резонанса снимают контурную характеристику вибрации опоры [16].

Контурная характеристика представляет собой зависимость вибрации от расположения точек на поверхности опоры (корпуса, фундамента и т. п.).

Контурная характеристика позволяет выявить такие нарушения в элементах опорной системы, как отрыв фундаментной плиты, ослабление крепления анкерных болтов, появление трещин в фундаменте, появление зазоров по опорной поверхности корпусов подшипников и т. п. Контурная характеристика позволяет определить пространственную форму колебания опорной системы агрегата, что может быть использовано, например, при разработке мероприятий по устранению резонансных явлений.

Контурная характеристика снимается при одном либо нескольких установившихся режимах агрегата, обычно под нагрузкой. Предварительно составляется схема расположения точек измерения. В каждой точке производится

измерения амплитуды и фазы, ориентированных в пространстве компонентов вибрации.

На рис. 4.59 представлены простейшая схема расположения точек измерения и контурная характеристика вибрации опоры. Контурная характеристика определяет узлы, где происходит перемена фазы колебаний.

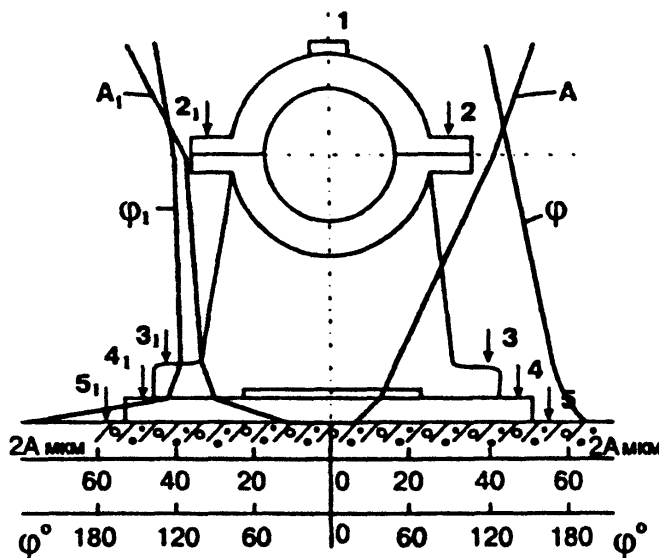


Рис. 4.59. Контурная характеристика вибрации опоры

4.17.4. Основы виброизоляции и демпфирования

1. Термины и определения.

Демпфирование вибрации – уменьшение вибрации вследствие рассеяния механической энергии. Демпфирование характеризуется логарифмическим декрементом затухания h , равному натуральному логарифму отношения двух последовательных максимальных или минимальных значений величины при затухающих свободных колебаниях (обычно, h – величина отрицательная). Если система при колебаниях подвержена действию дополнительной силы, то h – величина положительная и система неустойчива.

Коэффициент сопротивления – с противоположным знаком отношение силы, возникающей при движении механической системы и вызывающее рассеяние механической энергии и соответствующей обобщенной скорости для линейной системы.

Коэффициент демпфирования системы – отношение коэффициента сопротивления к удвоенной массе или удвоенному моменту инерции.

Критический коэффициент демпфирования системы – коэффициент демпфирования, при котором система перестает быть колебательной.

Относительный коэффициент демпфирования – отношение коэффициента демпфирования системы к ее критическому коэффициенту демпфирования.

Добротность системы – величина обратная удвоенному относительному коэффициенту демпфирования системы.

Свободные колебания легче задемпфировать при низких частотах.

2. Особенности амортизации судовых двигателей *)

Тихоходные судовые двигатели устанавливаются на жесткие фундаменты. Для устранения вибрации тихоходных двигателей используют метод жесткой связи двигателя в верхней части с корпусом судна.

Амортизации подвергаются двигатели с частотой вращения более 400 мин^{-1} . Эффект амортизации зависит от величины отношения вынужденных ω колебаний и собственных колебаний двигателя ω/f и характеризуется коэффициентом передачи μ , представляющий отношение силы передаваемой на фундамент к силе P_0 , возбуждаемой двигателем $\mu = P/P_0$.

Эффект амортизации проявляется при $\mu < 1$. при этом отношение частот ω и f должно быть больше 1,4

$$\frac{\omega}{f} > 1,4 ,$$

где ω – частота вынужденных колебаний; f – частота собственных колебаний.

Частота собственных колебаний различных двигателей:

$n, \text{ мин}^{-1}$	Собственные частоты колебаний ,кол/мин	
	Четырехтактные двигатели	Двухтактные двигатели
100 ÷ 150	10 ÷ 20	20 ÷ 40
250 ÷ 500	50 ÷ 100	100 ÷ 200
500 ÷ 1000	100 ÷ 200	200 ÷ 400
1000 ÷ 2000	200 ÷ 400	400 ÷ 800

*) Зинченко В.И. Шум судовых двигателей. Судпромгиз, 1957, с. 271

ГЛАВА 5.

Виброзащитные средства энергетического оборудования

5.1. Оценка технического состояния крепежных резьбовых соединений

5.1.1. Критерий оценки работоспособности резьбовых соединений

Разрушение крепежных резьбовых соединений при переменных нагрузках происходит, как правило, по причине поломок болтов по резьбовой части. Запас прочности n_a крепежного соединения при действии на него переменной нагрузки принимают [71] равным

$$n_a = \frac{\sigma_{an}}{\sigma_a} \leq [n_a], \quad (5.1)$$

где σ_{an} – предел выносливости болта; σ_a – амплитуда переменных напряжений в сечении болта по внутреннему диаметру резьбы; $[n_a] \geq 2,5$ – допускаемый запас прочности по переменным напряжениям.

Предел выносливости болта определяют из соотношения

$$\sigma_{an} = \sigma_{pn} \cdot k_{\sigma d} / k_{\sigma}, \quad (5.2)$$

где σ_{pn} – предел выносливости гладкого образца из материала болта при растяжении; $k_{\sigma d}$ – коэффициент, учитывающий влияние масштабного фактора; k_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений

$$k_{\sigma} = 1 + g(\alpha_{\sigma} - 1), \quad (5.3)$$

где g – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений; α_{σ} – теоретический коэффициент концентрации напряжений

$$\alpha_{\sigma} = \frac{\sigma_{\max}^*}{\sigma_H}, \quad (5.4)$$

где $\sigma_{\max}^*$ – максимальное нормальное напряжение во впадинах резьбы от внешней нагрузки; σ_H – номинальное напряжение во впадине того же витка резьбы, вычисленное по формуле сопротивления материалов.

Как видно из рис. 5.1, а, резьбовые соединения в затянутом виде отличаются особо высокой концентрацией напряжений: при $\alpha_{\sigma} = 4,26$ максимальное напряжение во впадине под первым рабочим витком равно $\sigma_{\max}^* = 5,45$ МПа, в то время как номинальное напряжение σ_H в этом же сечении составляет $\sigma_H = 1,28$ МПа.

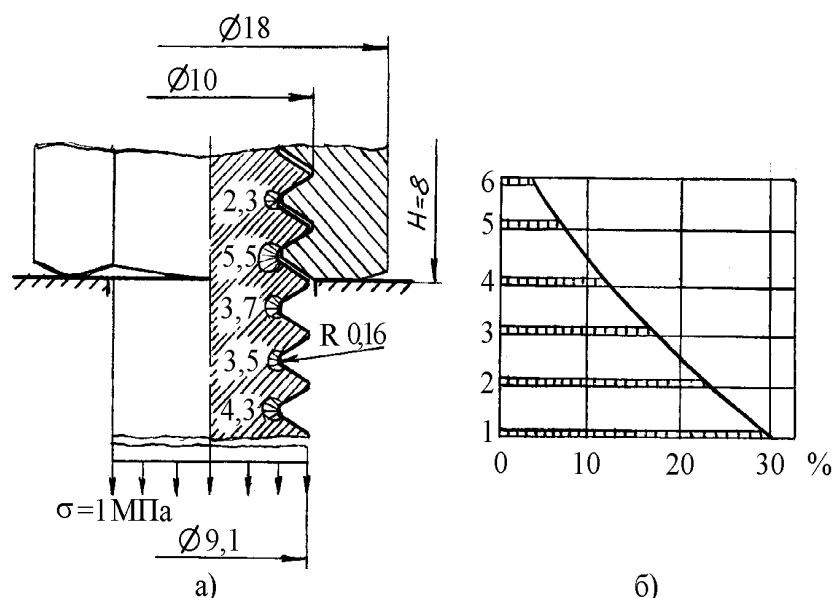


Рис. 5.1. Концентраторы напряжений (а) и силы на витки (б) в затянутом резьбовом соединении [71]

Распределение осевой силы соединения между витками резьбы показано на рис. 5.1, б: первый рабочий виток воспринимает свыше 30 % внешней силы, а последний (шестой) виток – менее 6 %.

Таким образом, из приведенных данных следует, что неравномерное распределение осевой силы между рабочими витками резьбы является одним из основных недостатков конструкции резьбового соединения.

5.1.2. Силы при затяжке соединений

Для расчета силы затяжки соединения рассматривают схему сил, изображенную на рис. 5.2 [100]. Деталью резьбовой пары служит винт с прямоугольной резьбой, нагруженный осевой силой F , и гайка, условно замененная ползуном. Если мысленно рассечь один виток по среднему диаметру резьбы d_2 и развернуть его на плоскость чертежа, то получится наклонная плоскость с углом подъема резьбы Ψ . К ползуну приложена нормальная реакция N и сила трения $Q=fN$ (где $f=\text{tg } \varphi$, φ – угол трения).

Для подъема ползуна по наклонной плоскости надо приложить горизонтальную движущую силу $T_{\text{кл}}=F/\text{tg}(\Psi+\varphi)$. Сила $T_{\text{кл}}$ является окружной, приложенной на диаметре d_2 . Для треугольной резьбы

$$T_{\text{кл}} = \frac{F}{\text{tg}(\Psi + \varphi')}, \quad (5.5)$$

а момент сил трения в резьбе

$$M_p = 0,5 d_2 F \text{tg}(\Psi + \varphi'). \quad (5.6)$$

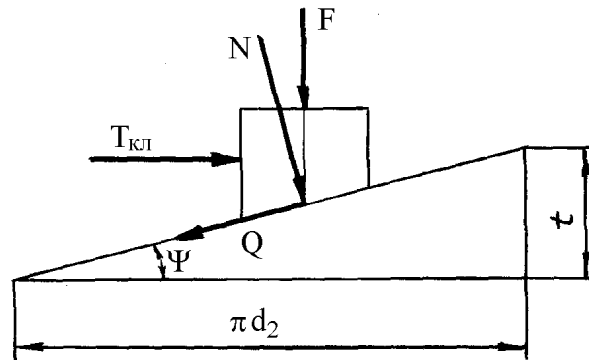


Рис. 5.2. Силы при затяжке соединения

Момент трения на опорной поверхности гайки

$$M_o = 0,5 f d_{cp}, \quad (5.7)$$

где $d_{cp} = 0,5(D + d_0)$; D – наружный диаметр опорной поверхности гайки; d_0 – диаметр отверстия под резьбовой стержень.

Чтобы не было самоотвинчивания, должно выполняться условие

$$T_{отв} < Q \quad \text{или} \quad \Psi < \varphi'. \quad (5.8)$$

Однако, при воздействии интенсивной вибрации соотношение (5.8) не выдерживается, поэтому необходимо назначить специальные меры против ослабления натяжения болта.

Для затяжки соединения нормированной осевой силой F определяют момент затяжки

$$M_z = M_p + M_o = 0,5 F [d_2 \operatorname{tg}(\Psi + \varphi') + f d_{cp}]. \quad (5.9)$$

Для крепежных резьб средние значения $\Psi \cong 2^\circ 30'$; $\varphi' = 6 \div 16^\circ$; $d_2 \cong 0,9d$, d – номинальный диаметр резьбы, $d_{cp} \cong 1,4d$. Тогда

$$M_z \cong 0,2 F d \quad [100]. \quad (5.10)$$

Специальные исследования, проведенные при сборке крепежных соединений в производственных условиях, показали, что для затяжки соединения нормированной силой приходится прикладывать значительно большие моменты затяжки, чем определяемые по формуле (5.10). При этом расчет показал, что действительный момент трения на опорной поверхности гайки M_o может превышать расчетный момент на 30–40 % и более. Такие расхождения особенно характерны при затяжке соединений с крупным шагом и наружными диаметрами резьбы более 20 мм.

5.1.3. Оценка расчетных сил в затянутом соединении

Анализ рекомендованных [52, 70, 71] методик расчетов осевых сил в затянутом единичном и групповом (фланцевом) соединениях показал, что при принятых допущениях и всей сложности выполнения расчетов они не учитывают, по меньшей мере, трех существенных факторов:

- 1) влияния очередности затяжки болтов фланцевых соединений на характер распределения осевых сил по периметру фланца;
- 2) влияния применяемых в производстве способов измерения осевых сил на величину погрешности измерения;
- 3) влияния способов стопорения на сохранность сил затяжки в эксплуатации.

Неучет этих факторов вызывает весьма серьезные затруднения и недоразумения при оценке технического состояния резьбовых соединений при сборке оборудования, его испытаниях и эксплуатации.

5.1.4. Измерение осевых сил

В практике в течение многих лет применяется способ измерения осевых сил резьбовых соединений по величине момента затяжки (крутящего момента). Анализ содержания нормативных документов, в частности указаний Госстандарта 1973 г. по выбору критериев оценки динамометрического контроля осевых сил и методики их определения по величине крутящего момента (ГОСТ 22356 «Болты и гайки высокопрочные и шайбы»), показал, что они некорректны по отношению к метрологической науке. Этот способ, пожалуй, самый грубый из всех известных способов измерения физических величин.

Исследования осевых сил резьбовых соединений ярмовых балок магнитопроводов и обмоток силовых трансформаторов высших единичных мощностей и напряжений при их сборке, проведенные на заводе-изготовителе с помощью тарированных тензометрических преобразователей, свидетельствуют о том, что действительные осевые силы получались заниженными в 1,5–5 раз по сравнению с осевыми силами, которые были нормированы моментами затяжки. Несоответствия объясняются заеданиями и задирами в витках резьбы, на опорных поверхностях крепежных гаек (из-за неперпендикулярности продольных осей симметрии гаек опорной поверхности) и несоответствиями между расчетными и фактическими коэффициентами сил трения.

Большая недотяжка и разброс в значениях осевых сил ярем магнитопровода приводит к его повышенной виброактивности в эксплуатации, а недостаточность и неравномерность опрессовки обмоток может приводить к утрате ими осевой и радиальной динамической устойчивости при коротких замыканиях трансформаторов.

Динамометрический способ контроля осевых сил неприемлем из-за недопустимой методической погрешности, которая является следствием неопределенности границ используемых формул и неполноты знаний о происходящих при измерении физических процессах в резьбовом соединении. Наличие субъективной погрешности еще более огрубляет этот способ.

Оценка влияния сил трения в резьбовой паре на действительную осевую силу может быть произведена с помощью образцового динамометра, используемого в способе тарировки силоизмерительных преобразователей по авторскому свидетельству СССР № 1089440 [85]. Попытка авторов этого способа усовершенствовать его с целью исключить влияние сил трения на опорной поверхности гайки на погрешность измерения окончилась неудачей.

5.1.5. Стопорение резьбовой пары

При вибрациях, направление которых совпадает с осью симметрии резьбового соединения, могут возникать кратковременные периоды, когда гайка оказывается свободной от осевой силы. В этот момент даже совсем незначительные боковые механические воздействия могут вызвать ее поворот.

В практике наибольшее распространение получили два способа стопорения деталей резьбовой пары. Один из них («упругий») основан на том, что в резьбе создается дополнительное трение путем установки врезной пружинной шайбы – шайбы Гровера или контрящей гайки.

Однако врезание шайбы Гровера возможно лишь в том случае, когда опорные поверхности контртел имеют твердость менее 250 НВ. К другим ее недостаткам относятся малая упругая сила, неизбежность внецентренного приложения силы затяжки и малый конус давления.

Считают, что применение контргаек бывает целесообразным в тех случаях, когда они затянуты большим крутящим моментом, чем основные (крепежные) гайки [70]. Закономерно возникает вопрос: каким образом можно определить разницу в моментах затяжки этих гаек в производственных условиях? К недостаткам стопорения контргайками надо отнести и полную утрату соединением упругости.

При стопорении соединений с короткими болтами по второму («жесткому») способу сила затяжки с течением времени может настолько ослабеть, что роль стопора сведется лишь к предупреждению потери болта и гайки (стопорение шплинтами, вязочной проволокой, отгибочными шайбами, кернением и т. п.). Чтобы продлить время действия затяжки, применяют специальные шайбы – конические, сферические, прямоугольные, перекрученные (типа «восьмерки») и др., которые сжимают до расплющивания.

Увеличение момента затяжки приводит к увеличению площади акустических мостиков в рабочих витках резьбы и на опорной поверхности гайки. Естественно, что через такое резьбовое соединение может проходить значительно большее количество энергии вибрации, чем через менее затянутое соединение. Вибрация интенсифицирует физико-механические процессы старения полимерных и целлюлозно-бумажных материалов оборудования, изолирующих и охлаждающих жидкостей, ускоряет миграцию последних во внешнюю среду и миграцию атмосферных газов и влаги во внутренние полости, приводит к расслаблению и даже раскрытию стыков фланцевых соединений.

Для того, чтобы поддерживать резьбовые соединения в относительно работоспособном состоянии, приходится содержать специальный технический персонал. Однако обслуживание им внутренних соединений не всегда возможно и это может приводить к отказам и авариям оборудования.

Специфичность конструкции резьбового соединения обуславливает наличие в резьбе большого количества концентраторов механических напряжений. Они образуются или обнаруживают себя в процессе изготовления резьбы. Им могут быть нарушения сплошности металла в виде поверхностных микроскопических трещин, локальных вырывов металла, неметаллических включений разнообразной формы и размеров и т. п. Все они активизируются уже в начале затяжки соединения. Наиболее опасны те из них, которые сосредоточены на дне резьбовой канавки.

Под воздействием рабочей нагрузки и вибрации, а также вследствие неравномерности распределения осевой силы между рабочими витками (см. рис. 5.1, а, б) происходит локализация пластической деформации в микрообъемах металла, расположенных в зоне его наиболее нагруженных сечений. Присутствие в ней концентраторов напряжений ускоряет микропластическую деформацию, в результате чего резьбовой стержень удлиняется на некоторую малую величину. Логично предположить, что при изменившемся сложноподвижном состоянии рабочего участка резьбы может произойти перераспределение силы затяжки между витками, что будет означать вторую локализацию деформации. После нее может наступить третья и т. д. Многократное ее проявление на одних и тех же витках резьбы приводит к постепенному расслаблению резьбового соединения.

При какой-то очередной локализации может наступить момент, когда дальнейшего перераспределения оставшейся силы затяжки не произойдет. Такая ситуация созреть тем раньше, чем ненадежнее стопорное устройство. Она наиболее вероятна тогда, когда микродеформация сосредоточится в окрестности развитой усталостной трещины. Последняя может превратиться в магистральную трещину и привести к разрушению резьбового стержня.

5.1.6. Оценка виброустойчивости* и вибропрочности оборудования

Работоспособность виброактивного оборудования электротехники принято оценивать понятиями «виброустойчивость» и «вибропрочность». Формально понятие «виброустойчивость» толкуется как способность изделия выполнять свои функции и сохранять свои параметры в пределах значений, указанных в стандартах и программе испытаний (ПИ), в условиях вибрации в заданном диапазоне частот колебаний и амплитуд ускорений. Термин «вибропрочность» характеризуется как способность изделия противостоять разрушающему действию вибрации и сохранять свои параметры в пределах значений, указанных в стандартах и ПИ, после приложения испытательных нагрузок.

Из-за отсутствия мощных испытательных стендов и платформ, которые были бы способны создавать реальные вибрационные нагрузки в таких изделиях как генераторы, силовые трансформаторы, реакторы, газомотокомпрессоры и т. п., испытания на виброустойчивость и вибропрочность заменяют расчетами ответственных деталей и узлов на прочность. Расчету должны подвергаться детали и узлы, испытывающие вибрационные нагрузки со стороны основания в вертикальном и двух взаимно перпендикулярных горизонтальных направлениях. Поскольку при расчетах невозможно предугадать и учесть все специфические транспортные воздействия (толчки, транспортная тряска, случайные удары, крены и т. п.), их компенсируют специальными мерами, осуществляемыми при погрузке изделий, транспортировании их в пункты эксплуатации, при разгрузке, монтаже и вводе в эксплуатацию.

Испытания комплектных распределительных устройств, вводов, изоляторов, измерительных трансформаторов и т. п. проводят без приложения электрической нагрузки. По существу действительная цель таких виброиспытаний сводится к проверке подготовленности соединений изделий воспринимать стандартные вибрационные воздействия во время их приложения.

Для этого испытываемые изделия размещают либо непосредственно на платформе стенда, либо крепят к ней с помощью приспособлений. Перед началом испытания, в процессе его проведения и по его окончании производится визуальный контроль соединений. Измерениям же подлежат лишь амплитудно-частотные характеристики, снимаемые в местах крепления объектов на платформе.

Таким образом, при стандартных вибрационных испытаниях не применяются какие-либо эффективные средства измерения осевых сил резьбовых соединений. Визуальный же контроль по ходу испытания позволяет только с качественной стороны оценивать влияние вибрации на их техническое состояние.

* — при изложении данного подраздела использованы нормативно-технические документы (НТД) и опыт испытаний оборудования ряда предприятий электротехнической промышленности

5.2. Анализ технических требований, предъявляемых к пружинным виброизоляторам

5.2.1. Недостатки пружинных виброизоляторов

Выбор конструкции средства виброзащиты затруднены сложностью либо даже невозможностью изучения колебательных процессов, протекающих в том или ином оборудовании, т. к. в них могут одновременно участвовать несколько разновидностей колебаний: полигармонических, стационарных, нестационарных, случайных, ударных.

Поскольку оборудование обычно имеет несимметричное размещение масс и разнонаправленное действие возмущающих сил, то при проектировании виброизоляции требуется учет всех шести степеней свободы. Такая задача в настоящее время не разрешима. Поэтому проектировщики пользуются упрощенными методами расчетов. Обычно они принимают источник колебаний и защищаемый объект твердыми телами, движущимися вдоль одной и той же вертикальной оси [76]. При этом не учитывается горизонтальная компонента динамических сил, исключается влияние вибрации, генерируемой соседним оборудованием и т. д. Даже такие упрощенные расчеты получаются сложными, трудоемкими и естественно весьма приближенными.

Для того, чтобы обеспечить работу оборудования при действии на него значительных горизонтальных возмущающих сил, применяют специальную схему, при которой в качестве виброизоляторов используют стержни с шарнирами и упругие опоры по краям основания оборудования. В других случаях решением бывает подвешивание объекта на стержнях с шарнирным присоединением к несущим конструкциям [69] и т. п. Для достижения значимого эффекта от применения виброизоляции ее разработчикам и экспериментаторам нередко приходится вступать на путь «метода проб и ошибок».

Практика показала, что удачное введение виброизоляторов (амортизаторов) в систему источник-объект может приводить к существенному уменьшению интенсивности вибрационных процессов в самом источнике колебаний. Общим требованием здесь является исключение ювенильных пар «металл-металл». Для этого в соединениях, различных частях корпуса объекта, устройствах для раскрепления, на опорах должны быть размещены упругие элементы. Так из условно одной колебательной системы можно образовать множество индивидуальных колебательных систем. Эта идея и была основополагающей при создании новых средств виброизоляции.

Таким образом, нерешенность проблемы виброзащиты оборудования объясняется пространственным характером вибрации как физического явления. Противостоять таким воздействиям применяемые виброизоляторы малоприспособлены.

5.2.2. Характеристики упругих элементов колебательных систем

Характеристики упругих элементов (УЭ) имеют вид [51, 54, 93, 97]:

$$\lambda = f(Q); \quad \theta = f(M),$$

где λ – линейное перемещение рабочей точки УЭ; θ – угловое перемещение рабочей точки; Q и M – сила и момент, действующие на УЭ.

Важнейшим свойством материала УЭ является способность сопротивляться микропластическим деформациям, ответственным за гистерезис, упругое и пластическое последствие, релаксацию напряжений, ползучесть, усталость и прочность.

На рис. 5.3 и 5.4, а, б, в представлены некоторые из типичных характеристик стандартных УЭ.

Упругая характеристика (см. рис. 5.3) может быть линейной (линия 1) и нелинейной: возрастающей (линия 2) и убывающей (линия 3).

Если характеристика линейна, то жесткость УЭ есть отношение нагрузки к соответствующему перемещению

$$C = \frac{Q}{\lambda}. \quad (5.11)$$

Нелинейность упругой характеристики есть отношение ее наибольшего отклонения $\Delta\lambda_{\max}$ от линейного к наибольшему прогибу $\lambda_{\max}$

$$\eta = \frac{\Delta\lambda_{\max}}{\lambda_{\max}}. \quad (5.12)$$

При нелинейной характеристике жесткость в каждой точке кривой нагружения различная и ее определяют как $\operatorname{tg} \alpha$ наклона касательной к ординате в точке A .

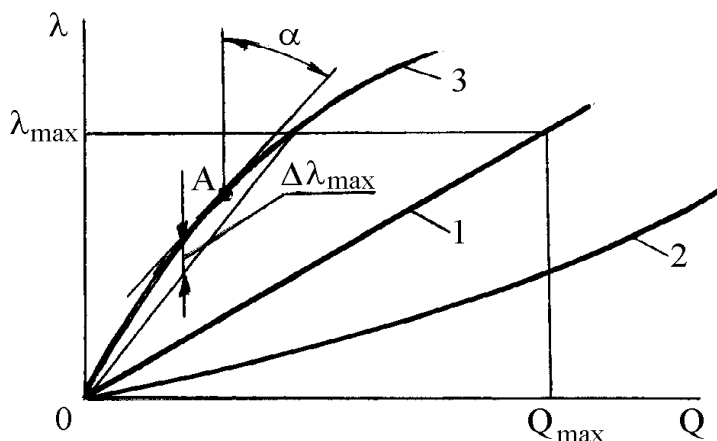


Рис. 5.3. Изменение упругих характеристик при нагружении

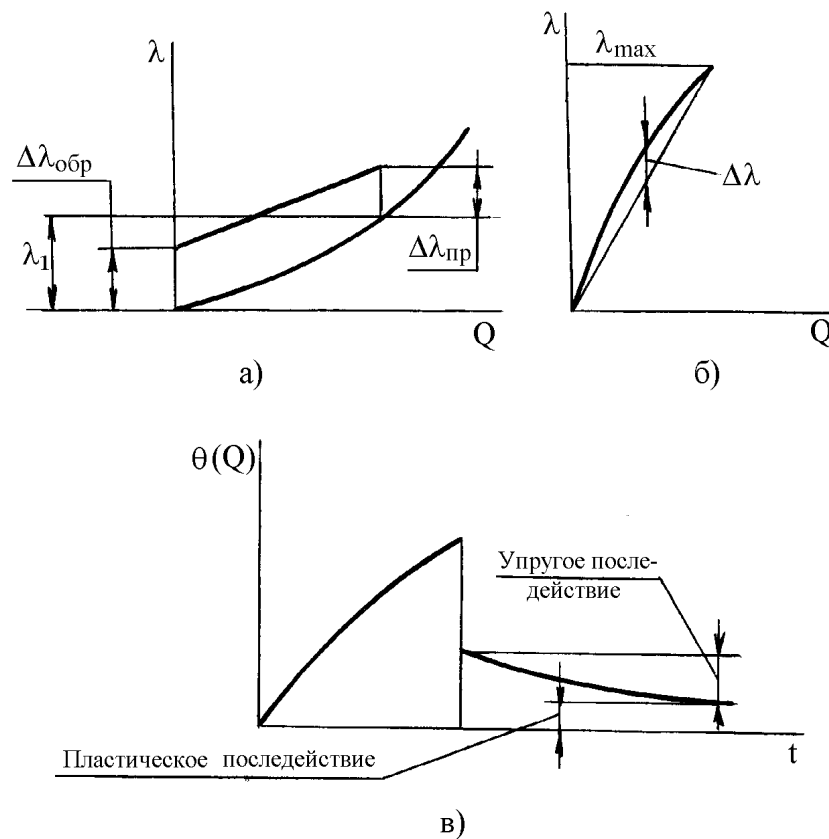


Рис. 5.4. Характеристики упругих элементов при нагружении и разгрузке: а) – упругое последствие; б) – гистерезис; в) – пластическое последствие

Гистерезис – явление несовпадения характеристики нагружения и разгрузки УЭ. Его определяют как отношение наибольшего расхождения кривых $\Delta\lambda$ к максимальному прогибу $\lambda_{\max}$

$$\gamma = \frac{\Delta\lambda}{\lambda_{\max}} 100\% . \quad (5.13)$$

Разность между перемещениями при прямом и обратном ходе зависит также от упругого последствия – приращение прогиба при постоянной нагрузке (см. рис. 5.4, а). Площадь, заключенная между ветвями нагрузки и разгрузки, численно равна энергии, поглощенной УЭ за один цикл. Явление гистерезиса обусловлено внутренним, а иногда и внешним, трением и является ценным качеством УЭ.

Пластическое последствие, являясь одним из проявлений ползучести, характеризуется той частью деформации УЭ, которая сохраняется после разгрузки неограниченно долгое время (см. рис. 5.4, в).

При расчетах УЭ общим моментом является то, что частота вынужденных колебаний предполагается заранее известной, а частота его собственных колебаний определяется по заданной расстройке.

Цель расчета УЭ на прочность – согласование его конкретной жесткости (податливости), геометрических размеров и параметров колебаний с механическими характеристиками его материала.

Однако сложившийся в инженерной практике подход к выбору и оценке характеристик УЭ не учитывает, как представляется, одного важного обстоятельства.

При рассмотрении процессов микропластической деформации при динамических испытаниях металлов и их сплавов обычно принимают во внимание среднюю величину энергии, поглощаемую материалом при нагружении (ударную вязкость, работу статического деформирования и т. п.). Значения же этих энергий зависят от ряда внешних факторов и исходного состояния материала. Стало очевидным, что при решении вопроса скорости накопления усталости в материале следует выделить из общей энергии, затрачиваемой на процесс деформирования с момента нагружения и до полного разрушения, ту долю удельной энергии, которая не зависит от исходного структурного состояния данного металла и условий нагружения, а определяется величиной энергии межатомной связи [67]. Эта величина удельной энергии при данной температуре непосредственно характеризует долю энергии, расходуемую на нарушение межатомной связи в объемах металла с предельно искаженной кристаллической решеткой, и может быть рассчитана на основе ее сопоставления с удельной энергией нарушения межатомных связей при плавлении (L_{T_S}).

На основе гипотезы энергетического подобия механического разрушения и плавления было доказано [67], что при механическом деформировании до нарушения межатомной связи в предельно искаженной решетке металла при произвольной температуре T_X меньшей, чем температура T_S , требуется удельная энергия, численно равная той скрытой теплоте плавления, которая потребовалась бы, если бы удалось расплавить металл при $T_X < T_{пл}$, т. е. удалось бы привести металл в условно жидкое состояние при температуре ниже температуры плавления. Эта величина удельной энергии носит условное название «скрытой теплоты плавления» и обозначается L_{T_X} . Величина L_{T_X} находится из уравнения Кирхгофа, описывающего изменения теплоты химической реакции с температурой

$$L_{T_X} = L_{T_S} - \int_{T_X}^{T_S} \Delta C_P dT, \quad (5.14)$$

где ΔC_P – разность между удельной теплоемкостью в жидком и твердом состояниях.

Таблица 5.1

Удельная энергия разрушения металлов при 25 °С [67]

Металл	$L_{T\chi}$, кгс·мм/мм ³	
	расчетная	экспериментальная
Алюминий	56,4	54,5
Медь	60,8	75–85
Никель	82,0	97–105
Титан	109,5	–
Цинк	1,7	1,4
Тантал	123,6	126,3
Железо	103,7	85

Сравнение расчетных значений удельной энергии разрушения металлов и экспериментальных данных их предельной работы деформации, полученной разными исследователями при нормальной температуре, показало их удовлетворительное соответствие [67]. Подтверждение прямой зависимости удельной энергии разрушения ряда технически чистых металлов и сплавов на железной основе, содержащих равное количество упрочняющей фазы в виде карбидов железа, хрома, вольфрама, ванадия и ниобия, и их прочностью при абразивном изнашивании было получено в условиях работы облицовок прессформ для изготовления хромомagneзиальных и высокоглиноземистых огнеупоров [82–84].

Таким образом, различие в характеристиках упругих элементов при нагружении и разгрузке доказывает, что их поведение в конкретных энергетических условиях может определяться не только стандартными механическими свойствами материала, но и его природой.

5.3. Новые средства виброзащиты оборудования

5.3.1. Делокализаторы колебательной энергии

Недостатки крепежных резьбовых соединений устраняются посредством размещения в соединении нового упругого элемента-делокализатора колебательной энергии (ДКЭ). ДКЭ представляет собой тарированную арочную конструкцию с опорными выступами на вершинах арок, благодаря которым осуществляется упруго-жесткая фиксация гайки (головки болта) «на корпус». ДКЭ является компенсатором погрешностей изготовления деталей соединения, поэтому при его затяжке все витки резьбы нагружаются равномерно. Собранный с помощью ДКЭ соединитель является индивидуальной колебательной системой, которая не позволяет пропускать через себя значительную колебательную мощность.

На рис. 5.5 изображено резьбовое соединение, предназначенное для работы в условиях вибрационных и ударных нагрузок. Оно содержит корпусную деталь 1, резьбовой стержень 2, гайку 3, ДКЭ 4 с выступами 5 на вершинах арок 6. Выступы сочленены с углублениями 7 и 8, выполненными на опорных поверхностях гайки и корпусной детали.

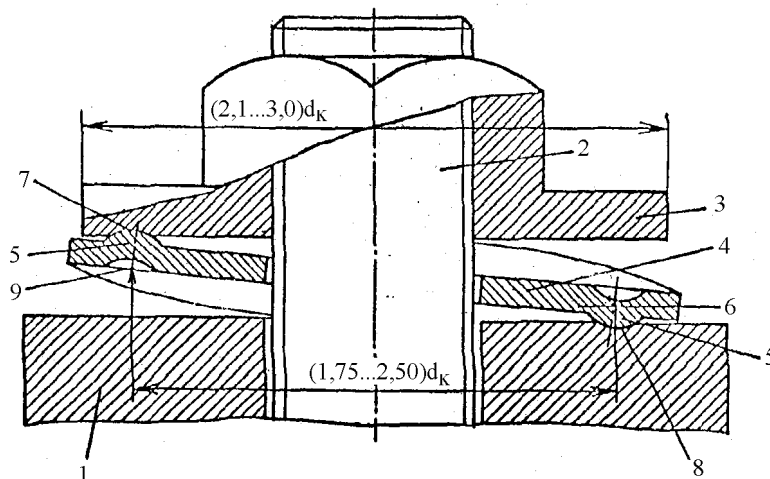


Рис. 5.5. Резьбовое соединение с делокализатором колебательной энергии

ДКЭ может быть выполнен в виде клина. Клиновое соединение, образованное одним и несколькими клинами, показано на рис. 5.6, а, б, в. Оно содержит охватывающую 1 и охватываемую 2 детали с канавками 3 и углублениями 4, клин 5 с вершинами 6 и впадинами 7. Вершины снабжены выступами 8, являющимися направляющей и заходно-опорной частями клина.

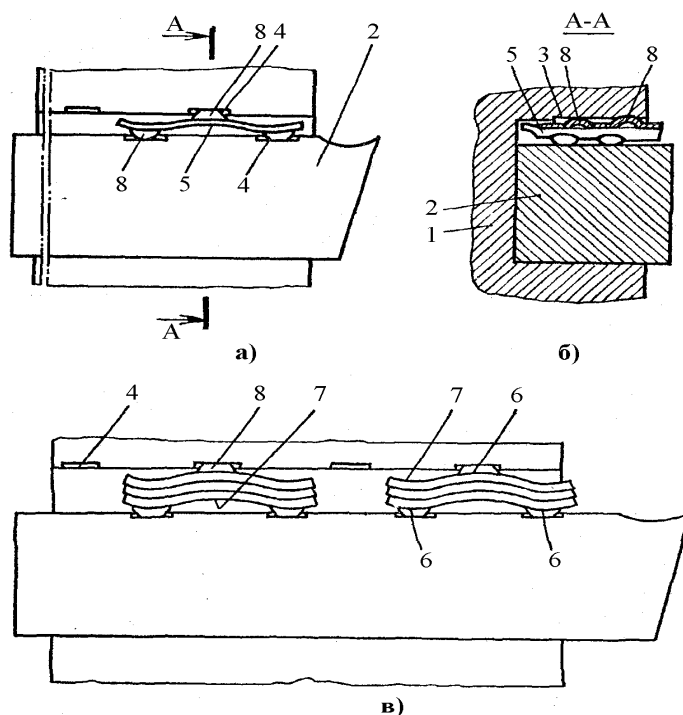


Рис. 5.6. Клиновое соединение: а, б – с одним клином; в – групповое соединение

При работе такое соединение надежно застопорено благодаря выступам наружного ряда. Выступы внутреннего ряда обеспечивают относительно равномерное распределение рабочей нагрузки по объему клина.

5.3.2. Нейтрализаторы боковой компоненты динамических сил

Нейтрализаторы боковой компоненты динамических сил (НБКДС) предназначены для защиты оборудования от воздействия пространственных динамических сил независимо от их направления. НБКДС компактны и технологичны при изготовлении на машиностроительных предприятиях.

На рис. 5.7, а изображен НБКДС с тремя колебательными системами. Одна из колебательных систем (главная) состоит из пакета ДКЭ 6 и собрана на стержне 11 в разьеме плит 1 и 4. Две другие (дополнительные) колебательные системы образованы ДКЭ 18 и 19, плитами 1 и 4, буртом 14 стержня и гайкой 22. Их силовое замыкание происходит путем сочленения выступов с углублениями.

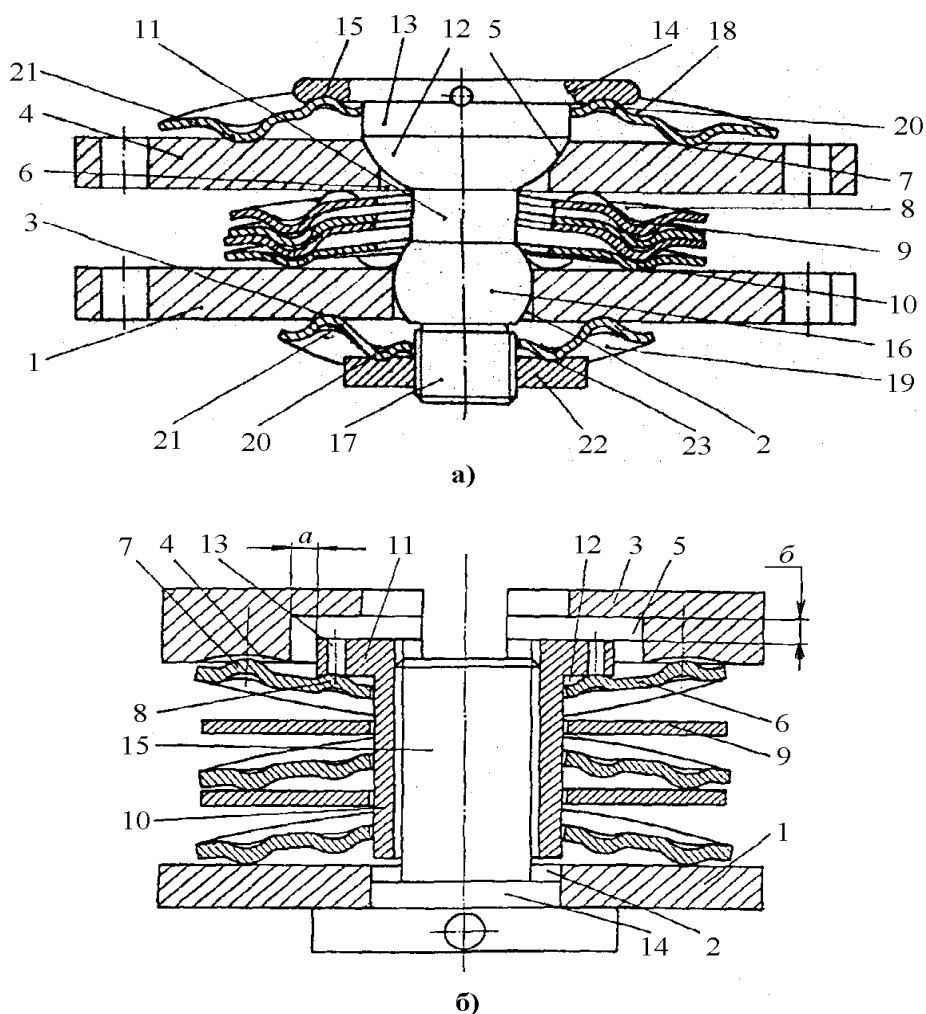


Рис. 5.7. Нейтрализаторы боковой компоненты динамических сил:
а – с тремя колебательными системами; б – с одной колебательной системой

При действии на НБКДС вертикальных колебаний его колебательные системы работают независимо от того, к какой из плит они приложены. Если на одну из плит действуют горизонтальные колебания, то стержень совершает качания в направлении этих колебаний. Центром, относительно которого он колеблется, может быть либо центр его полусферы 12, либо центр сферического выступа 16.

Когда на НБКДС воздействуют пространственные колебания, то его реакция такая же, как и в предыдущих ситуациях, поскольку стержень не связан кинематически с главной колебательной системой, а запас гибкости дополнительных колебательных систем подобран таким, чтобы ДКЭ не могли тормозить качаний стержня.

На рис. 5.7, б представлен НБКДС с одной колебательной системой. Его колебательная система размещена на резьбовой втулке 10 между основаниями 1 и 3.

В рабочем положении устройства горизонтальная (боковая) компонента внешних колебаний вызывает возвратно-поступательные перемещения всех его деталей, за исключением верхнего основания. Их наибольшее перемещение ограничено зазором «а». Вертикальная же компонента, воздействуя на колебательную систему, ослабляется за счет сжатия ДКЭ до величины зазора «б».

При воздействии на НБКДС колебаний, генерируемых защищаемым объектом, горизонтальная компонента нейтрализуется, а вертикальная ослабляется.

Одной из важных проблем электроэнергетики является недостаточная динамическая устойчивость обмоток индукционных аппаратов. Из-за ослабленной и неравномерной опрессовки обмоток при коротких замыканиях аппаратов в обмотках возникают электродинамические силы и перемещения, способные вывести из строя не только обмотки, но и прессующие их устройства, а также несущую конструкцию магнитопровода.

На рис. 5.8 показан НБКДС для прессовки обмоток индукционных аппаратов.

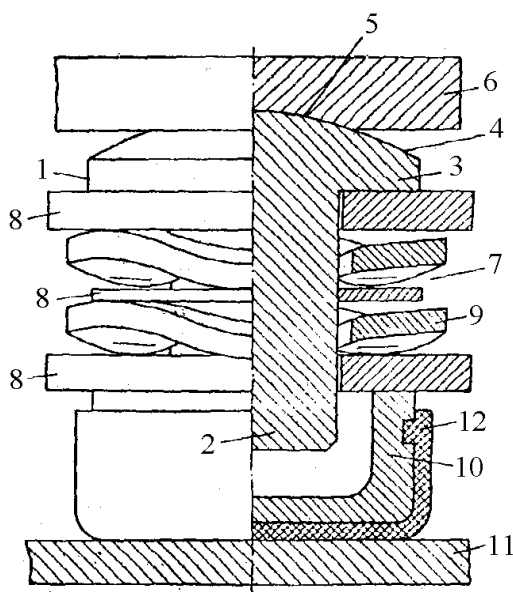


Рис. 5.8. Устройство для прессовки обмоток индукционных аппаратов

Устройство содержит прессующий элемент 1 в виде стержня 2 с головкой 3, заканчивающейся сферой 4, которая находится в силовом контакте со сферическим углублением 5. Последнее выполнено в несущем элементе ярмовой балки 6 магнитопровода. Колебательная система 7 установлена на стержне: она представляет собой пакеты из пластин 8 и ДКЭ 9. Под пакетами размещена опорная пята 10, отделенная от прессующего обмотку кольца 11 посредством изолирующей пята 12.

Колебательная система собирается предварительно с помощью технологических скоб и тарируется.

Благодаря сферическому сочленению стержня с несущим элементом ярмовой балки устранено отрицательное влияние ее изгиба на работу прессующего устройства.

При работе аппарата в нормальном режиме ни осевые, ни боковые механические колебания не вызывают распрессовки обмотки.

В момент короткого замыкания электродинамическая сила направлена либо к прессующему устройству, либо к нижним опорам обмотки. Если она передается НБКДС, то большая часть энергии ее импульса воспринимается его колебательной системой, переходя в потенциальную энергию ДКЭ, и ярмовой балке передается меньшая часть энергии импульса. Количество дополнительно запасаемой пакетами потенциальной энергии зависит от их энергетической характеристики и податливости несущего элемента ярмовой балки.

С убыванием электродинамической силы обмен энергиями происходит в обратном направлении. Так продолжается до полного затухания электродинамической силы.

Применение НБКДС позволяет исключить подпрессовку обмоток вновь изготовленных или отремонтированных индукционных аппаратов после их транспортирования в пункт эксплуатации, а также при проведении мероприятий, связанных с временным выводом аппаратов из их производственного режима работы.

Известно, что горизонтальные силы инерции, возникающие при сильных и сильнейших землетрясениях, могут вызвать такие серьезные повреждения технологического оборудования, материальный ущерб от которых может многократно превышать его стоимость.

В разработанных конструкциях НБКДС – сейсмоизоляторов использована обновленная идея древних строителей о придании фундаменту сооружения способности перемещаться на значительные расстояния относительно несущей (надфундаментной) части сооружения под действием инерционных сил.

На рис. 5.9, а показан один из вариантов конструкции НБКДС – сейсмоизоляторов в его положении, подготовленном к транспортированию.

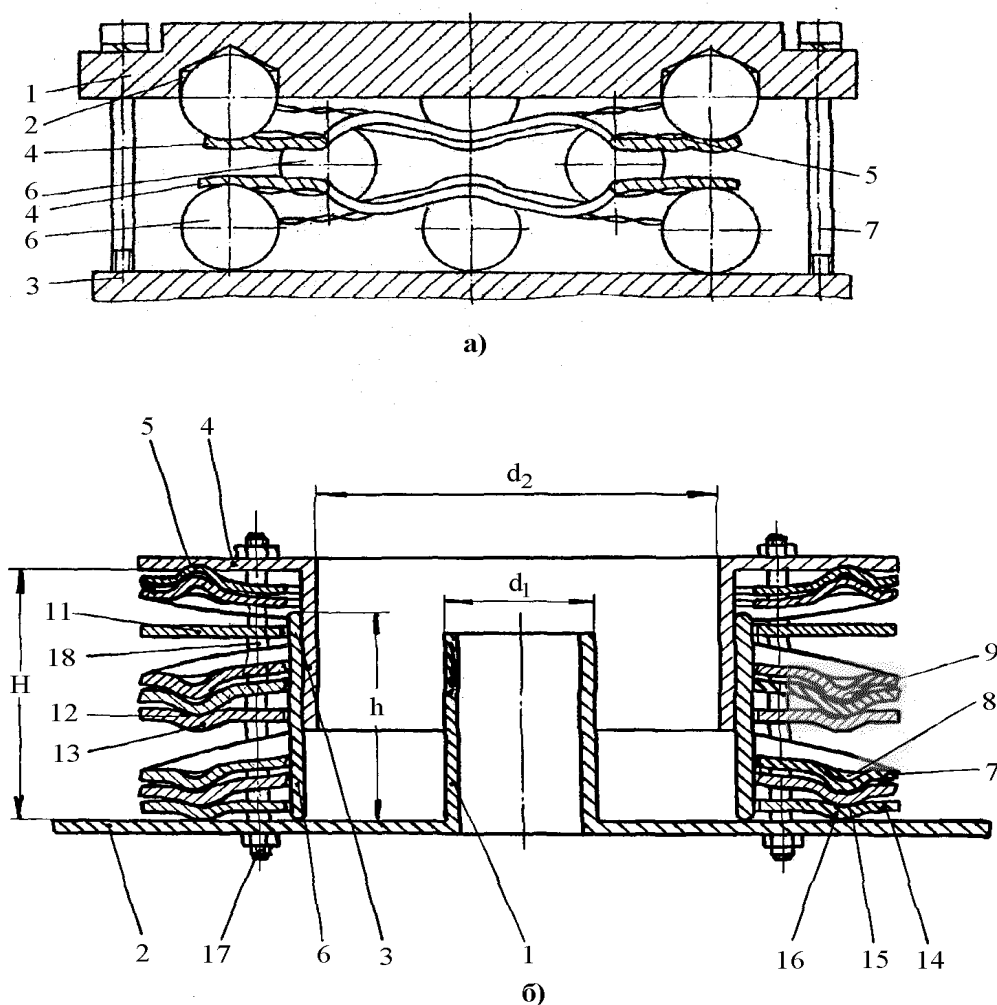


Рис. 5.9. Сейсмоизоляторы

Основными элементами его конструкции являются нижнее и верхнее основания 3 и 1, между которыми размещена колебательная система. Она образована ДКЭ 4 и шарами 6. Укладку шаров производят так, чтобы обеспечить заданную податливость колебательной системы по ее высоте.

При возвратно-поступательных горизонтальных перемещениях основания 3 нижний ряд шаров проворачивается в своих опорных углублениях. Вертикальная компонента ослабляется за счет сжатия-разжатия набора ДКЭ.

На рис. 5.9, б изображен представитель НБКДС – сейсмоизоляторов, предназначенный для защиты объектов при сильных землетрясениях. Он состоит из опорной втулки 1 с фланцем 2, ограничителя вертикальных перемещений 6 высотой h , верхней втулки 3 с фланцем 4 и колебательной системы, посаженной на ограничитель перемещений.

В рабочем положении сейсмоизолятора каждая из втулок обеспечена возможностью перемещаться в поперечном направлении на расстояние до $(d_2 - d_1) / 2$, где d_1 и d_2 – соответственно наружный и внутренний диаметры втулок 1 и 3. Их продольные перемещения контролируются расстоянием между фланцами и ограничителем.

Степень риска R (%) при применении НБКДС сейсмоизоляторов рассчитывается по формуле:

$$R = \frac{P_1}{P_2} 100\%, \quad (5.15)$$

где P_1 – наибольшая трансформированная мощность, пропущенная через сейсмоизоляторы к несущей конструкции защищаемого объекта на второй фазе расчетного землетрясения; P_2 – наибольшая мощность сейсмических колебаний самого сильного землетрясения, соответствующего магнитуде 8,9 по Ч. Рихтеру.

Сейсмические нагрузки на НБКДС могут соответствовать либо всему диапазону интенсивностей опасных землетрясений (от 5 до 12 баллов включительно по шкале MSK-64), либо он может быть сужен, например до 10 или 8, или даже до 6 баллов. Во всяком случае, технические характеристики сейсмоизоляторов смогут удовлетворить самых взыскательных заказчиков промышленных объектов и индивидуальных застройщиков.

Сейсмоизоляторы могут быть установлены под многими объектами, уже находящимися в эксплуатации. Их универсальность позволяет защищать некоторые виды оборудования в его конструктивных исполнениях, не предназначенных для работы в сейсмически активных районах (САР).

Коэффициент полезного действия НБКДС – сейсмоизоляторов определяется из соотношения

$$\text{КПД} = \frac{P_1 - P_2}{P_1} 100\%, \quad (5.16)$$

где P_1 – наибольшая расчетная сейсмическая мощность, приложенная к верху фундамента (платформе испытательного стенда); P_2 – наибольшая трансформированная мощность, которая может быть пропущена НБКДС к несущей конструкции объекта при испытаниях на виброустойчивость и вибропрочность.

Список литературы

1. Анжело Мартин. «Мониторизация механических колебаний механического оборудования». «Технический обзор фирмы Брюль и Кьер», 1987 г., №1, с.1–16.
2. Балицкий Ф. Я., Иванова М. А., Соколова А. Г., Хомяков Е. И. «Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов». М.:Наука, 1984, с.119.
3. Барков А. В., Баркова Н. А., Азовцев А. Ю. «Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации». СПб: Изд.центр СПб ГМТУ, 2000, с.169.
4. Биргер И. А. «Основы технической диагностики». М.: Машиностроение, 1978 г., с.240.
5. Блинов Э. К., Розенберг Г. Ш. «Техническое обслуживание и ремонт судов по состоянию». Справочник. СПб: Судостроение, 1992 г., с.240.
6. Богатенков В. Н., Кошель А. Г., Ковальский В. Н., Боамыкин В. А. «Виброизоляция и вибродиагностика энергомеханического оборудования нефтеперекачивающих станций». Контроль. Диагностика. 1998 г., №4, с.7–13.
7. Богданов С. С., Колесник В. А., Макшанов А. В. «Обнаружение и классификация дефектных состояний машин и механизмов по результатам многоканальных измерений различной физической природы». Экология и атомная энергетика, 2000 г., №1, с.23–27.
8. Бойс Н. «Сокращение эксплуатационных затрат энергетических установок». Газотурбинные технологии, 1999 г., IX-X, с.18–22.
9. Боришанский К. Н. «Методика непрерывного контроля вибрационного состояния рабочих лопаток турбомашин». Теплоэнергетика, 2000 г., №5, с.46–51.
10. «Вибрация в технике». Справочник, т. 5, «Измерения и испытания». П/р Генкина М. Д., М.: Машиностроение, 1981 г., с.496.
11. «Вибрация и вибродиагностика судового оборудования». П/р Баркова А. В., Ленинград: Судостроение, 1986 г., с.276.
12. «Вибрация энергетических машин. Справочное пособие». Ленинград: Машиностроение, 1974 г.
13. Власов С. В., Зарицкий С. П., Якубович В. А. «Диагностика причин повышенной виброактивности газотранспортного оборудования в условиях Крайнего Севера». Контроль. Диагностика., 1998 г., №3, с.9–13.
14. Гемке Р. Г. «Неисправности электрических машин». Ленинград: Энергия, 1989 г., с.336.
15. Генкин М. Д., Соколова А. Г. «Виброакустическая диагностика машин и механизмов». М.: Машиностроение, 1987 г. с.287.
16. Гольдин А. С. «Вибрация роторных машин». М: Машиностроение, 2000 г., с.344.
17. Голуб Е. С., Мадорский Е. З., Розенберг Г. Ш. «Диагностирование судовых технических средств. Справочник». М:Транспорт, 1993, с.150.
18. Дон Э. А., Осоловский В. П. «Расцентровка подшипников турбоагрегатов». М: Энергоиздат, 1994 г.
19. Зинченко В. И., Григорян Ф. Е. «Шум судовых газотурбинных установок». Л: Судостроение, 1969 г., с.339.

20. Зусман Г. В. и др. «Требования к техническим знаниям специалистов по неразрушающему контролю. Вибрационный метод контроля». Контроль. Диагностика, 1999 г., №2, с.44–47.
21. Игуменцев Е. А., Работягов В. И., Шмид Г. «Методика вибродиагностики технического состояния газоперекачивающих агрегатов ГПА-10 и ГПА-10-01 в условиях эксплуатации на компрессорных станциях газовой промышленности». Техническая диагностика и неразрушающий контроль, 1996, №1, с.11–20.
22. Иориш Ю. И. «Виброметрия». М.: Машиностроение, 1965, с.773.
23. Карасев В. А., Ройтман А. Б. «Доводка эксплуатируемых машин. Вибродиагностические методы». М: Машиностроение, 1986 г., с.192.
24. Каталог ООО «Глобал Тест». 2001, г. Саров, Нижегородской обл.
25. Ключев А. В., Кирпичев А. А., Редюшев А. А., Скобелев В. П. «Вихретоковые датчиковые системы». В сб. №15, ПЭИПК, СПб, 2001 г., 1, с.80–91.
26. Ковалев И. А., Олимпиев В. В., Ногин В. В. «Разработка автоматической системы вибрационной диагностики. Опыт внедрения и эксплуатации». Сб.НПО ЦКТИ, СПб, 1997 г., т.2, вып 28, с.76–90.
27. «Комплексная система технического обслуживания и ремонт судов. Основное руководство РД 31.20.50-87». М.: В/о «Мортехинформация», 1988 г., с.220.
28. Левин Б. Р. «Теоретические основы статистической радиотехники». М.: Сов. Радио, 1974 г.
29. Матвеев В. В. «Алгоритм прогноза работоспособности роторных машин по интенсивности вибрации». Контроль. Диагностика. 1999 г., №1.
30. Махов В. Н., Худяков С. В., Киляков А. И. «Цифровой датчик вибрационный UBD-1. Приборы и системы управления». 2001 г., №7, с.50–55.
31. Микунис С. И. «Опыт вибродиагностики турбопитательных насосов энергоблоков 250 и 300 МВт». Энергетик, 1984 г., №6, с.9–10.
32. Микунис С. И., Кравец А. И. «Частотный спектр вибрации крупных теплофикационных турбин, как средство технической диагностики». Энергетик, 1987 г., №10, с.23–24.
33. Моек Е., Штрикерт Х. «Техническая диагностика судовых машин и механизмов». Л: Судостроение, 1986 г., с.232.
34. Неразрушающий контроль и диагностика. Справочник. Под ред. В. В. Ключева, М.: Машиностроение, 1995, –488 с.
35. Осыка А. С. и др. «Результаты испытаний ГТУ GT 35 на ГТУ-ТЭЦ». Теплоэнергетика, 2001 г., №5.
36. Панов С. Н. «Новое поколение инструментальных средств программного обеспечения для вибродиагностики машин и обслуживания по состоянию». В., сб. №9, ПЭИПК СПб, 1999 г., с.104–114.
37. Попков В. И., Мышинский Э. Л., Попков О. И. «Виброакустическая диагностика в судостроении». Л.: Судостроение, 1989 г., с.256.
38. «Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ» (РД 34.20.501-95). СПб: Изд. «Десна», 2000 г., с.352.

39. Розенберг Г. Ш., Голуб Е. С., Неелов А. Н., Мадорский Е. З., Винницкий М. Л. «Экспертные системы технической диагностики «Вещун». Судостроение, 1999 г., №6, с.27–30.
40. Ройтман А. Б., Александров Н. Б., Христенко Т. А. «Вибрационная диагностика «дышащих» трещин в изделиях». Техническая диагностика и неразрушающий контроль, 2000 г., №1, с.58–66.
41. «Российский Морской Регистр судоходства. Правила Классификации и постройки морских судов». Изд. Российского Морского Регистра судоходства, СПб, 1999 г., т.2, с.505.
42. Румшинский Л. З. «Математическая обработка результатов эксперимента. Справочное руководство». М.: Наука, 1971 г., с.191.
43. Рунов Б. Т. «Исследование и устранение вибрации паровых турбогенераторов». М.: Энергоиздат, 1982, с.352.
44. «Техническая эксплуатация судовых газотурбинных установок». П/р Розенберга Г. Ш., М.: Транспорт, 1986 г., с.222.
45. Урьев Е. В., Агапитов Ю. Н. «Проблемы создания систем технической диагностики турбоагрегатов». Теплоэнергетика, 2001 г., №11, с.24–28.
46. Хоменок Л. А., Ремезов А. Н., Ковалев И. А., Шаргородский В. С., Розенберг С. Ш., Олимпиев В. И. «Повышение эффективности эксплуатации паротурбинных установок ТЭС и АЭС. Том 2. Диагностика паровых турбин». Под ред. Хоменка Л. А., –СПб: Изд. ПЭИпк, 2002 г., –264 с.
47. Хруцкий О. В. «Метод аналитического прогнозирования технического состояния типов узлов судовых энергетических установок». Судостроение, 1999, №1, с.27–28.
48. Юдин С. В. «Практическая вибродиагностика нефтеперекачивающих агрегатов». Контроль. Диагностика, 1999 г., №12, с.15–20.
49. Hewlett Packard. Effective Machinery Measurements Using Dynamic Signal Analyzers, Application Note, 243–1, 1990.
50. Watts Bill, Dyke Joe Van. “An Automated Vibration – Based Expert Diagnostic System”. Sound and Vibration, Machinery monitoring, 1993, IV.
51. Андреев Г. Н. и др. Теория механизмов и деталей точных приборов. М.: Машиностроение, 1987.
52. Биргер И. А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1966.
53. Вайнберг Д. В. Справочник по прочности, устойчивости и колебаниям пластин. Киев, 1973.
54. Вибрации в технике. Справочник в 6-ти томах. Т.4 и 6. М.: Машиностроение, 1981.
55. Гаркунов Д. Н. Триботехника. М.: Машиностроение, 1985.
56. Гир Дж. и Шах Х. Зыбкая твердь. Пер. с англ. М.: Мир, 1988.
57. ГОСТ 12.4.093-80. Вибрация. Машины стационарные. Расчет виброизоляции. Издательство стандартов, 1988.

58. ГОСТ 20.57.406-81. Изделия электронной техники, квантовой электроники и электротехнические. Методы испытаний. Издательство стандартов, 1988.
59. ГОСТ 6402-70. Шайбы пружинные. Технические условия. Издательство стандартов, 1986.
60. ГОСТ 10434-82. Соединения контактные электрические. Классификация. Общие технические требования. Издательство стандартов, 1982.
61. ГОСТ 16962.2-90. Изделия электротехнические. Методы испытаний на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам. Издательство стандартов, 1990.
62. ГОСТ 17516.1-90. Изделия электротехнические. Общие требования в части стойкости к механическим внешним воздействиям факторам. Издательство стандартов, 1990.
63. ГОСТ 22356-77. Болты и гайки высокопрочные и шайбы. Общие технические условия. Издательство стандартов, 1986.
64. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания. М.: 1960.
65. Драгун Д. Г. В кн. Динамика систем и конструкций. Труды МГТУ, № 545, 1990.
66. Завриев К. С. Сейсмостойкое строительство. М.: Знание, 1979.
67. Иванова В. С. и др. Усталость и хрупкость металлических материалов. М.: Наука, 1968.
68. Иванова В. С. и Гордиенко Л. К. Новые пути повышения прочности металлов. М.: Наука, 1964.
69. Ивович В. А. и Онищенко В. Я. Защита от вибрации в машиностроении. М.: Машиностроение, 1990.
70. Иосилевич Г. Б. и др. Затяжка и стопорение резьбовых соединений. Справочник. М.: Машиностроение, 1985.
71. Иосилевич Г. Б. и др. Прикладная механика. М.: Высшая школа, 1989.
72. Кащенко Г. А. Основы металловедения. М.-Л.: Машгиз, 1959.
73. Краснов В. И., Терегулов Ф. Ш. Ремонт резьбовых соединений. М.: Химия, 1994.
74. Краткий справочник металлиста. Под ред. А. Н. Малова, М.: Машиностроение, 1972.
75. Куликовский К. П. и Купер В. Я. Методы и средства измерений. М.: Энергоатомиздат, 1986.
76. Левитский Н. И. Колебания в механизмах. М.: Наука, 1988.
77. Ляпунов В. Т. и др. Резиновые виброизоляторы. Справочник. Л.: Судостроение, 1988.
78. Макаров Б. П. и Ким Ю. Д. Исследования по теории сейсмостойкости сооружений. Сб. научных трудов. М.: 1986.
79. Миньков Е. М. Сейсмические явления. М.: Изд. ЛГУ, 1987.
80. Мартемьянов А. И. Проектирование и строительство зданий и сооружений в сейсмических районах. М.: Стройиздат, 1985.
81. Модели сейсмостойкости сооружений. М.: Наука, 1979.

82. Нагорный П. Л. и др. Удельная энергия разрушения карбидов и износостойкость сплавов. Физика металлов и металловедение, Т. 28, вып. 2, 1969.
83. Нагорный П. Л. и Попов В. С. Разрушение карбидов при абразивном изнашивании. Неорганические материалы, Т. VII, № 2, 1971.
84. Нагорный П. Л. и др. О соотношении между энергоемкостью металлов и сплавов и сопротивлением абразивному изнашиванию. Проблемы прочности, № 9, Киев, 1971.
85. Нагорный П. Л. и др. Авт. свид. СССР № 1089440. Способ градуировки силоизмерительных преобразователей. Бюлл. изобр. № 16, 1984.
86. Нормирование затяжки резьбовых соединений по величине крутящего момента. ВНИИНМАШ Госстандарта СССР, М.: 1973.
87. Определение технических требований к средствам виброизоляции оборудования. ВНИИНМАШ Госстандарта СССР, М.: 1972.
88. Орлов П. И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие. Кн. 3. М.: Машиностроение, 1977.
89. Осетинский Ю. В. и Полианчик В. К. Основы расчета конструкций на сейсмостойкость. Ростов-на-Дону, 1984.
90. Политехнический словарь. Изд. Советская энциклопедия, 1976.
91. Поляков С. В. Сейсмостойкие конструкции зданий. М.: Высшая школа, 1969.
92. Поляков С. В. Последствия сильных землетрясений. М.: Стройиздат, 1978.
93. Радчик А. С. и Бутковский И. И. Пружины и рессоры. Изд. «Техника», Киев, 1973.
94. Сейсмический риск и инженерные решения. М.: Недра, 1981.
95. Солнцев Ю. П. и др. Металловедение и технология металлов. М.: Металлургия, 1988.
96. Строительные нормы и правила. СН и П 11-7-81. М.: Стройиздат, 1982.
97. Черхох С. Справочник по машиностроению. Т. 2. Пер. с чешского. М.: Машиностроение, 1964.
98. Чижевский К. Г. Расчет круглых и кольцевых пластин. Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1977.
99. Эйби Дж. Землетрясения. Пер. с англ. М.: Мир, 1982.
100. Эрдеди А. А. и Эрдеди Н. А. Техническая механика. Детали машин. М.: Высшая школа, 1991.
101. Методы и технические средства обеспечения безаварийной работы собственных нужд АЭС: Учеб. пособие / А. К. Черновец, Ю. Б. Гук, Ф. Х. Халилов, А. И. Таджикибаев, М. П. Цыпкин. – СПб.: ПЭИПК, 1998.
102. Tadjibaev A. I., Tsypkin M. P. Electrical Motors Condition Monitoring. Proceedings of the 22-nd Annual Meeting of the Vibration Institute. Dearborn, Michigan, 1998, pp. 112–118.
103. Таджикибаев А. И.. Автоматизированные системы распознавания состояний электроустановок. – СПб.: Энергоатомиздат, Санкт-Петербургское отделение, 2001.

Список стандартов по вибрации

1. ГОСТ 4.304-85. Аппаратура и приборы для измерения вибрации. Номенклатура показателей.
2. ГОСТ 8.417. Единицы измерения вибрации.
3. ГОСТ 12.1.012-90. Вибрационная безопасность. Общие требования.
4. ГОСТ 12.1.034-81. Вибрация. Общие требования к проведению измерений [Система стандартов по безопасности труда].
5. ГОСТ 14254-96 (МЭК 529-89). Степени защиты, обеспечиваемые оболочками (Код IP).
6. ГОСТ 16819-71. Приборы виброизмерительные. Термины и определения.
7. ГОСТ 17516-90. Стойкость электротехнических изделий.
8. ГОСТ 19534-74. Балансировка вращающихся тел. Термины.
9. ГОСТ 20815-93. Машины электротехнические вращающиеся. Механическая вибрация некоторых машин с высотой оси вращения 56 мм и более. Измерение, оценка и допустимые значения.
10. ГОСТ 20832-75. Система стандартов по вибрации. Машины электрические вращающиеся массой до 0,5 кг. Допустимая вибрация.
11. ГОСТ 22061-76. Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки.
12. ГОСТ 24346-80. Вибрация. Термины и определения.
13. ГОСТ 24347-80. Вибрация. Обозначения и единицы.
14. ГОСТ 25275-82. Приборы для измерения вибрации вращающихся машин. Общие технические требования.
15. ГОСТ 25364-97. Вибрация. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации опор валопровода и общие требования к проведению измерений.
16. ГОСТ 26043-83. Вибрация. Динамические характеристики стационарных машин. Основные положения.
17. ГОСТ 26044-83. Вибрация. Аппаратура для эксплуатационного контроля вибрационного состояния гидротурбинных агрегатов. Общие технические требования.

18. ГОСТ 26046-83. Вибрация. Установки судовые. Общие требования к испытаниям на крутильные колебания.
19. ГОСТ 26493-85. Вибрация. Технологическое оборудование целлюлозно-бумажного производства. Нормы вибрации. Технические требования.
20. ГОСТ 26875-86. Вибрация. Аппаратура переносная балансировочная. Технические требования.
21. ГОСТ 27164-86. Аппаратура специального назначения для эксплуатационного контроля вибрации подшипников крупных стационарных агрегатов. Технические требования.
22. ГОСТ 27165-97. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации валопроводов и общие требования к проведению измерений.
23. ГОСТ 27802-89. Надежность в технике. Термины и определения.
24. ГОСТ 27870-88. Вибрация. Оценка качества балансировки гибких роторов.
25. ГОСТ 30296-95. Аппаратура общего назначения для определения основных параметров вибрационных процессов. Общие технические требования.
26. ГОСТ 30576-98. Вибрация. Насосы центробежные питательные тепловых электростанций. Нормы вибрации и общие требования к проведению измерений.
27. ГОСТ 30652-99 (ИСО 5347-3-93). Вибрация. Калибровка датчиков вибрации и удара. Часть 3. Вторичная вибрационная калибровка методом сличения.
28. ГОСТ 30630.1.2.-99. Методы испытаний на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Испытания на воздействие вибрации.
29. ГОСТ Р 51498-99 (ИСО 10814-96). Вибрация. Подверженность и чувствительность машин к дисбалансу.
30. ГОСТ ИСО 1940-2-99. Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Учет погрешностей оценки остаточного баланса.
31. ГОСТ ИСО 5347-0-95. Вибрация. Методы калибровки датчиков вибрации и удара. Часть 0. Общие положения, часть 1, часть 2.

32. ГОСТ Р ИСО 2954-97. Вибрация машин с возвратно-поступательным и вращательным движением. Требования к средствам измерения.
33. ГОСТ Р ИСО 5348-99. Вибрация и удар. Механическое крепление акселерометров.
34. ГОСТ Р ИСО 7919-1-99. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на вращающихся валах. Общие требования.
35. ГОСТ Р ИСО 7919-3-99. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на вращающихся валах. Промышленные машинные комплексы.
36. ГОСТ Р ИСО 7919-4-99. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на вращающихся валах. Газотурбинные агрегаты.
37. ГОСТ Р ИСО 8042-99. Вибрация и удар. Датчики инерционного типа для измерений вибрации и удара. Устанавливаемые характеристики.
38. ГОСТ Р ИСО 8579-2-99. Вибрация. Контроль вибрационного состояния зубчатых механизмов при приемке.
39. ГОСТ Р ИСО 10816-1-97. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на невращающихся частях. Общие требования.
40. ГОСТ Р ИСО 10816-3-99. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 3. Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 мин⁻¹.
41. ГОСТ Р ИСО 10816-4-99. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 4. Газотурбинные установки.
42. ГОСТ Р ИСО 10817-1-99. Вибрация. Системы измерения вибрации вращающихся валов. Часть 1. Устройства для снятия сигналов относительной и абсолютной вибрации.
43. ГОСТ ИСО 11342-95. Вибрация. Методы и критерии балансировки гибких роторов.
44. МИ 1873-88. Методические указания. Виброметры с пьезоэлектрическими и индукционными преобразователями. Методика поверки.

РОЗЕНБЕРГ Генрих Шоломович
МАДОРСКИЙ Евсей Залманович
ГОЛУБ Евгений Степанович
ВИНИЦКИЙ Михаил Львович
НЕЕЛОВ Анатолий Николаевич
ПОРАСЕНКОВ Юрий Викторович
ТАДЖИБАЕВ Алексей Ибрагимович

ВИБРОДИАГНОСТИКА

Монография

Редактор Касикова М.Б.

Редактор издательства Корепанов А.А.

Корректор Соколова З.А.

Лицензия ИД № 062205 от 05.11.2001. Подписано в печать 27.05.2003 г.

Формат 60×84 1/16. Бумага офисная. Ризограф, объем п.л. 17,75.

Тираж 100 экз. Заказ № 1. Цена договорная

ПЭИПК, 196135, Санкт-Петербург, ул. Авиационная, 23