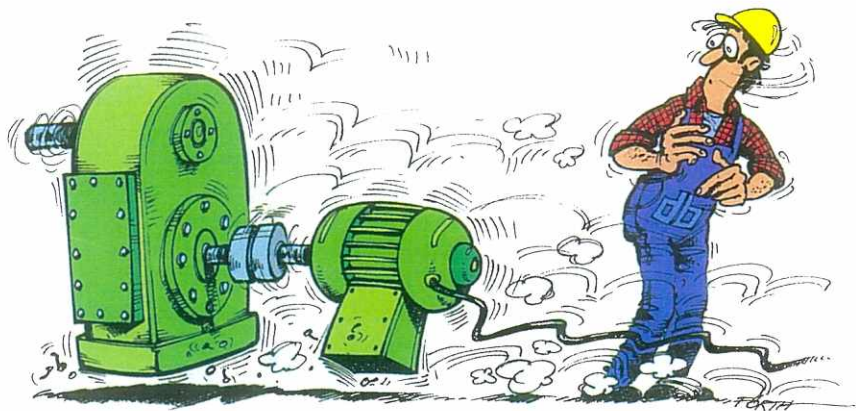


Краткое руководство по вибродиагностике вращающихся механизмов



Содержание

Тема	Страница
Введение	3
1. Двухуровневый контроль состояния агрегата	4
2. Определение трендов состояния агрегата	6
3. Спектры вибраций вытяжного вентилятора с ременным приводом	8
4. Интенсивность вибрации согласно нормативам ГОСТ ИСО 10816	10
5. Компоненты двигателя, подверженные повреждениям	12
6. Разбалансировка ротора, расцентровка валов	14
7. Несимметричность поля статора	16
8. Нарушения поля ротора	18
9. Практическая вибродиагностика: Разбалансировка ротора	20
10. Практическая вибродиагностика: Расцентровка вала	22
11. Практическая вибродиагностика: Несимметричность поля	24
12. Практическая вибродиагностика: Ослабление крепления шкива	26
13. Общие уровни вибрации для оценки состояния подшипников	28
14. Нормализация результатов измерения ударных импульсов	30
15. Диагностика повреждений подшипников качения	32
16. Практическая диагностика подшипников: повреждение дорожки	34

Введение

В последние годы вибромониторинг и вибродиагностика машин и агрегатов приобретают всё большее значение: не только основное, но также и вспомогательное оборудование всё чаще включается в программы вибромониторинга. Вибрационные технологии обладают значительным потенциалом и широко применяются в различных технологических отраслях, в том числе к электродвигателям и генераторам.

Производителям вращающегося оборудования необходимо надёжное средство для подтверждения заявленных технических характеристик поставляемого оборудования. Заказчику после проведения монтажа и запуска оборудования требуется техническая диагностика для подтверждения исправности смонтированной установки и качества выполненных работ. Сервисной организации нужны профессиональные

инструменты для определения дефектов основного и вспомогательного оборудования и для проведения технического обслуживания и ремонта. Это лишь основные сценарии применения вибромониторинга и вибродиагностики для подтверждения исправности вращающегося оборудования, гарантирующей непрерывность технологического процесса.

Кроме того, вибродиагностика представляет собой достоверный и эффективный способ разрешения споров, возникающих вследствие дефектов агрегата, и её результаты могут быть использованы в дальнейшем как подтверждение правоты одной из сторон.

Ред.: Апрель 2015
Арт.: VIB9.619 RU

Настоящий материал был опубликован в виде презентации М. Люфтом (PRÜFTECHNIK AG)
© 1998 PRÜFTECHNIK AG. Все права защищены.

1. Двухуровневый контроль состояния агрегата

Для контроля состояния агрегата требуются измерения соответствующих общих уровней вибрации, которые позволяют оценить текущее состояние агрегата. Динамика трендов общих уровней вибрации помогает проследить ухудшение состояния агрегата и вовремя обнаружить развитие дефектов. Измерения общих значений вибрации называются измерениями «Уровня 1» и позволяют осуществлять мониторинг состояния различных видов агрегатов при помощи простейшего вибродиагностического оборудования.

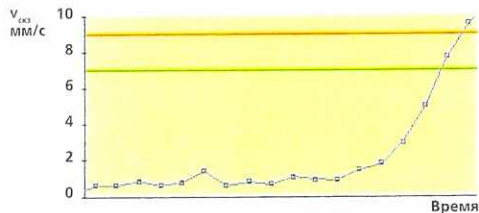
Однако данные измерения не являются достаточными для точного выявления дефектов – для этого потребуется уже более детальный анализ спектра вибраций агрегата. Большинство видов повреждений могут быть выявлены на основании характерных для них частотных составляющих. Для ви-

бродиагностики «Уровня 2», как правило, необходимо проведение измерений сигналов вибрации при помощи анализатора вибрации, использующего метод быстрого преобразования Фурье (БПФ). Такие измерения должны проводиться квалифицированными специалистами, имеющими опыт работы со спектрами вибраций.

Двухуровневый контроль состояния агрегата

Уровень 1: Мониторинг, тренды вибрации

- Всестороннее исследование
- Проводится в течение длительного времени
- Не требует специальных знаний



Контроль состояния агрегата:

Вибрация

Состояние подшипников

Параметры:

Вибро- перемещение, скорость, ускорение
Метод ударных импульсов для подшипников

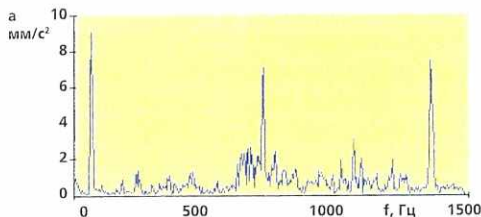
Температура

Скорость вращения

Кавитация в насосах

Уровень 2: Вибродиагностика, анализ тревог

- Анализ конкретного дефекта
- Проводится в короткие сроки
- Осуществляется специалистами



Локализация дефектов агрегата:

Разбалансировка ротора, расцентровка валов, повреждение зубчатых механизмов, диагностика подшипников и т.п.

Анализ сигналов

Амплитудный спектр

Спектр огибающей

Временной сигнал

Гармонический анализ

Кепстральный анализ

2. Определение трендов состояния агрегата

Сбор динамики трендов общих уровней вибрации в течение определённого времени позволяет эффективно следить за состоянием агрегата. Данные трендов отражаются на графике и сопоставляются с соответствующими пороговыми значениями (порогом предупреждения и порогом тревоги). Как только пороговые значения оказываются превышены, запускается процесс тщательной вибродиагностики для точного определения причин превышения порогов и выбора соответствующего решения для их устранения. Рассмотрим некоторые методы мониторинга и вибродиагностики, применимые при определении состояния электродвигателей.

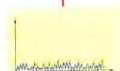
Определение трендов состояния агрегата

Параметр
вибрации

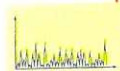


С учётом типа события:

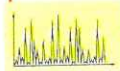
- Сбор динамики трендов по выбранным параметрам вибрации
- Уведомления при превышении пороговых значений
- Сравнение со спектрами сигналов при хорошем состоянии агрегата
- Детальная диагностика в ручном режиме, анализ относительно места замера



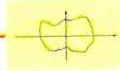
Спектр:
Хорошее состояние



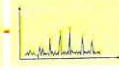
Спектр:
Предупреждение



Спектр:
Тревога



Анализ сигналов:
Диагностика и виброанализ



3. Спектры вибраций вытяжного вентилятора с ременным приводом

Рассмотрим простой практический пример, демонстрирующий возможности виброанализа: по причине чрезмерно высокой вибрации произошёл отказ вентиляторного блока с ременным приводом. Замеры показали присутствие наиболее интенсивной вибрации на приводном двигателе – закономерным образом двигатель стал первым объектом исследования. Анализ вибрации, однако, показал, что исключительно сильная вибрация двигателя (15,2 мм/с) имела место, в первую очередь, на частоте, передаваемой двигателю от ременного привода. После балансировки шкива привода ремня вентилятора вибрация снизилась до приемлемого уровня (2,3 мм/с на вентиляторе и 3,2 мм/с на приводном двигателе). В описанном выше примере показан типовой порядок действий: простая операция измерения общего уровня вибрации

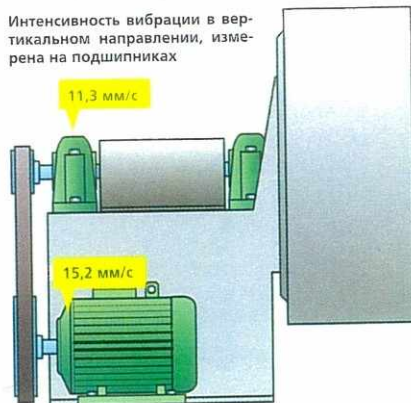
позволяет определить состояние агрегата как «хорошее», «удовлетворительное», «неудовлетворительное» или «неприемлемое». При наличии чрезмерно высокой вибрации основная причина её появления (в данном случае это разбалансировка шкива привода ремня) выявляется посредством определения частоты пиков на вибрационном БПФ-спектре.

Спектры вибраций вытяжного вентилятора с ременным приводом

Вытяжной вентилятор окрасочного цеха
($P = 37$ кВт)

1. Измерение параметров

Интенсивность вибрации в вертикальном направлении, измерена на подшипниках

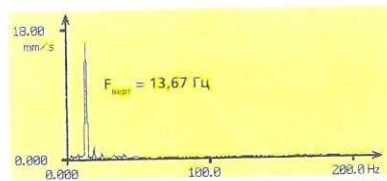


Двигатель:
1475 об/мин = 24,58 Гц

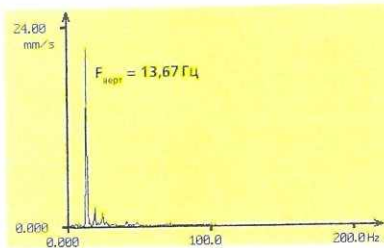
Вентилятор:
820 об/мин = 13,67 Гц

2. Анализ сигналов

БПФ-спектр сигнала вибрации



Подшипник вентилятора, радиальная и вертикальная вибрация



Подшипник двигателя, радиальная и вертикальная вибрация

4. Интенсивность вибрации согласно нормативам ГОСТ ИСО 10816

Стандарт ГОСТ ИСО 10816 является базовым документом для разработки руководств по измерению и оценке вибрации машин.

В части 1 данного стандарта приведены примеры машин по классам, а также примерные границы зон для них:

- Класс 1 – Отдельные части двигателей и машин, соединённые с агрегатом
- Класс 2 – Машины средней величины, жёстко установленные двигатели
- Класс 3 – Мощные первичные двигатели, установленные на жёстких фундаментах
- Класс 4 – Мощные первичные двигатели, установленные на податливых фундаментах

ГОСТ ИСО 10816-1				
$V_{\text{экз}}, \text{ мм/с}$	кл. 1	кл. 2	кл. 3	кл. 4
45,00	D	D	D	D
28,00				C
18,00				
11,20	C	C	C	B
7,10			B	A
4,50		B		
2,80	B	A	A	A
1,80				
1,12				
0,71	A	A	A	A
0,45				
0,28				

A	Новые агрегаты
B	Разрешена длит. эксплуатация
C	Разрешена кратк. эксплуатация
D	Агрегат повреждён

В части 3 данного стандарта приведены границы зон вибрационного состояния для четырёх групп машин:

- Группа 1 – Машины мощностью 300 кВт - 50 МВт, высота оси вращения вала 315 мм
- Группа 2 – Машины мощностью 15-300 кВт, высота оси вращения вала 160-315 мм
- Группа 3 – Насосы центробежного типа с отдельным приводом, мощностью 15 кВт
- Группа 4 – Насосы центробежного типа со встроенным приводом, мощностью 15 кВт

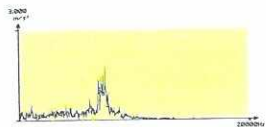
ГОСТ ИСО 10816-3				
$V_{\text{скз}}$ мм/с	гр. 1 и 3		гр. 2 и 4	
	Податл.	Жёстк.	Податл.	Жёстк.
	D	D	D	D
11,00	C	D	D	D
7,10	B	C	C	D
4,50	B	B	B	C
3,50	A	B	B	C
2,80	A	B	B	B
2,30	A	A	A	B
1,40	A	A	A	A

A	Новые агрегаты
B	Разрешена длит. эксплуатация
C	Разрешена кратк. эксплуатация
D	Агрегат повреждён

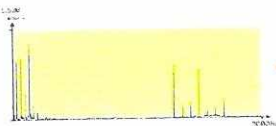
5. Компоненты двигателя, подверженные повреждениям

На иллюстрации справа представлены компоненты электродвигателя, в наибольшей степени подверженные повреждениям. Для некоторых видов повреждений характерны соответствующие типовые спектры вибраций. Рассмотрим более подробно такие спектры.

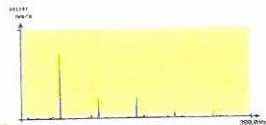
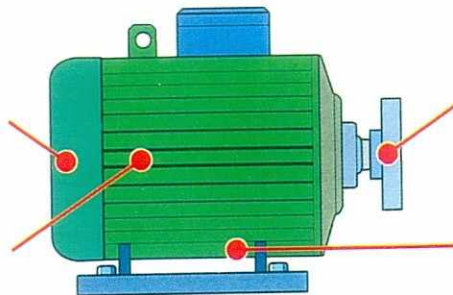
Компоненты двигателя, подверженные повреждениям



Повреждение подшипника



Повреждение ротора



Повреждение муфты



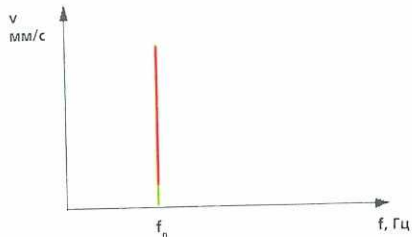
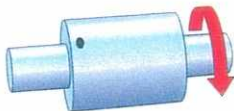
Повреждение статора

6. Разбалансировка ротора, расцентровка валов

Разбалансировка ротора представляет собой неравномерное распределение его массы. При вращении разбалансированного ротора результирующая центробежная сила вызывает появление дополнительных действующих сил на подшипниках, а также вибрацию самого ротора. Это проявляется непосредственно в спектре разбалансированного агрегата: на частоте вращения появляется пик с увеличенной амплитудой. Подобная ситуация может в значительной степени негативно сказаться на общем вибрационном состоянии агрегата. Необходимое перераспределение массы достигается посредством балансировки ротора двигателя при помощи балансировочного станка (при демонтированном агрегате) или при помощи вибрационного балансировочного прибора (при смонтированном агрегате).

Нарушения в центровке непосредственно соединённых агрегатов в первую очередь приводят к увеличению вибрации на частоте, вдвое превышающей частоту вращения вала, а в некоторых случаях также имеет место появление пика на частоте вращения вала. При преобладании радиальной несоосности (при смещении вала) такой пик в особенности проявляется при измерениях в радиальном направлении (перпендикулярно валам). При преобладании аксиальной несоосности (зазора в соединении) повышение вибрации особенно заметно в частотном спектре аксиальных измерений. Многие производители и операторы электрических агрегатов уже используют современные лазерно-оптические системы центровки валов для устранения избыточной несоосности.

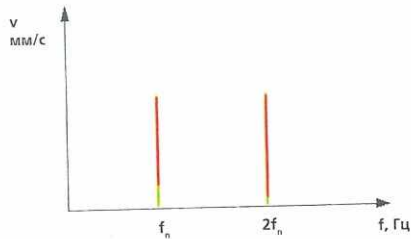
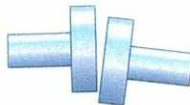
Разбалансировка



Недопустимо высокие значения амплитуды f_n

- Частота вращения: $f_n = (\text{об/мин})/60$
- Стандарт для проведения оценки: ИСО 2372, ГОСТ ИСО 10816-3

Расцентровка



Удвоенная частота вращения $2f_n$

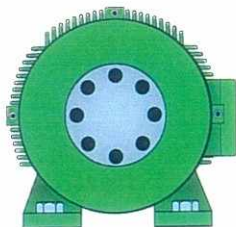
- Рад. направление: радиальная несоосность
- Акс. направление: аксиальная несоосность

7. Несимметричность поля статора

Несимметричность поля электрических двигателей может быть вызвана дефектами статора или ротора. Наиболее часто встречаются следующие неисправности:

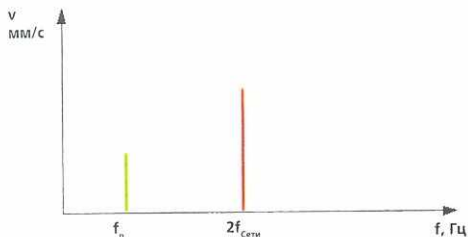
- Короткое замыкание на сердечнике в результате трения или выгорания ротора
- Несимметричность обмотки
- Несимметричность электропитания
- Эксцентриситет положения ротора

Дефекты поля статора проявляются в спектре вибраций в виде пиков, возникающих на частоте, вдвое превышающей частоту сети (без боковых полос).



Несимметричность поля статора:

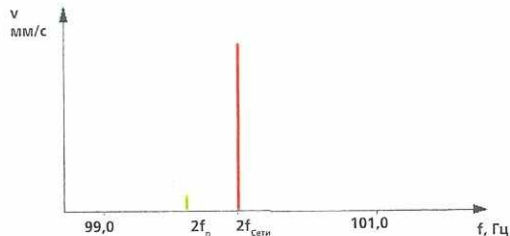
- Выгорание сердечника, короткое замыкание
- Эксцентриситет положения ротора
- Несимметричность электропитания
- Несимметричность обмотки



Присутствует удвоенная частота сети $2f_{\text{сети}}$

Частота сети $f_{\text{сети}}$ равна 50 или 60 Гц

Исключение: приводы выпрямителей



Отсутствуют боковые полосы частот вокруг $2f_{\text{сети}}$

Для двухполюсных агрегатов удвоенная частота вращения находится чуть ниже значения $2f_{\text{сети}}$

8. Нарушения поля ротора

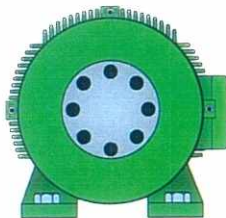
Причины несимметричности поля ротора:

- Повреждение стержней (поломка, разрушение, ослабление)
- Короткое замыкание на стержнях
- Короткое замыкание на кольцах (поломка, разрушение)
- Короткое замыкание на сердечнике ротора (например, из-за перегрузки при чрезмерно высокой скорости)

Эти нарушения можно обнаружить в спектре вибраций по следующим признакам:

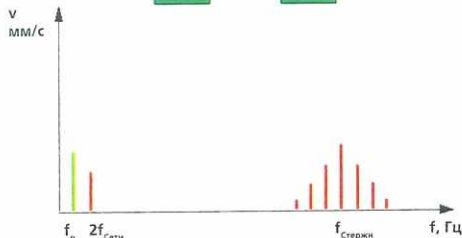
- Частота прохождения стержней с боковыми полосами на удвоенной частоте сети
- Частота сети с боковыми полосами на частоте скольжения

Единственно возможным путём для устранения таких неисправностей является полная замена ротора.



Причины нарушения поля ротора:

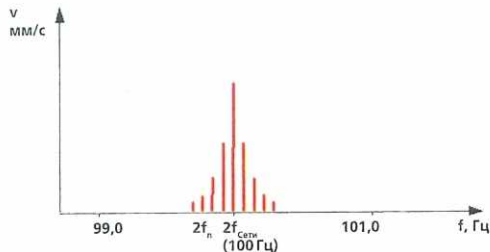
- Поломка стержней
- Разрушение стержней
- Ослабление стержней



Частота прохождения стержней $f_{\text{стержни}}$ с боковыми полосами на удвоенной частоте сети

Частота прохождения стержней $f_{\text{стержни}} = f_n \times n_{\text{стержни}}$
 где f_n – частота вращения
 $n_{\text{стержни}}$ – количество стержней ротора

Частота сети $f_{\text{сети}}$ равна 50 или 60 Гц



Присутствуют боковые полосы в районе $2f_{\text{сети}}$ с интервалом, равным $f_{\text{скольж}}$, при частоте скольжения $f_{\text{скольж}} = 2f_{\text{сети}} / p - f_n$, где p – количество полюсов статора

9. Практическая вибродиагностика: Разбалансировка ротора

Спектр вибраций отражает типичную картину разбалансировки. Интенсивность вибраций, измеренных в нескольких точках агрегата, указывает на то, что источник биений находится в районе муфты. Простая балансировка муфты ротора позволила снизить вибрацию двигателя до 3,5 мм/с, а вибрацию редуктора – до 3,1 мм/с.

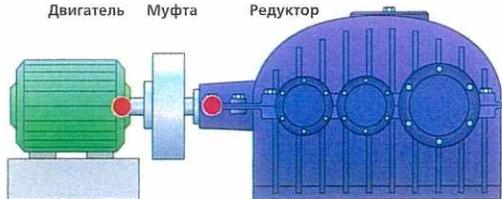
Редуктор ленточного конвейера

$P = 600 \text{ кВт}$

$n = 996 \text{ об/мин}$ ($f_n = 16,6 \text{ Гц}$)

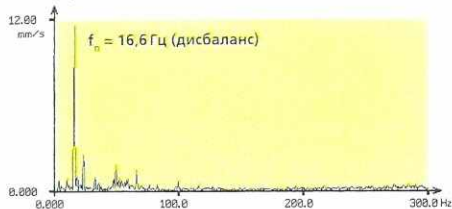
Интенсивность	Двигатель	Редуктор
A, RH, мм/с	3,1	-
A, RV	7,8	9,2
A, AX	5,3	6,2
B, RH	4,4	-
B, RV	6,8	-

Двигатель Муфта Редуктор

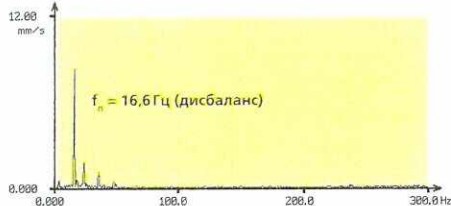


Причина: Разбалансировка муфты

Редуктор, приводной подшипник,
вертикальное направление



Редуктор, приводной подшипник,
аксиальное направление



10. Практическая вибродиагностика: Расцентровка вала

На спектре вибраций виден заметный пик на удвоенной частоте вращения вала. Это явно указывает на расцентровку вала. Пик исчез после проведения работ по центровке вала, однако, необходимо также устранить разбалансировку ротора, на наличие которой указывает предыдущий спектр вибраций.

Гидротурбинный генератор

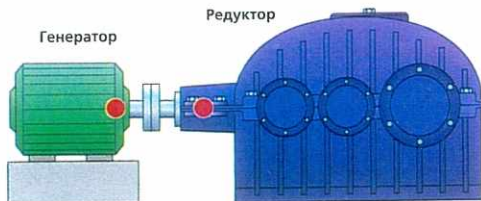
$P = 55 \text{ кВт}$

$n = 1000 \text{ об/мин}$ ($f_n = 16,67 \text{ Гц}$)

Интенсивность	Генератор	Редуктор
Прив. подш., RH	9,5	1,5 мм/с
Прив. подш., RV	4,1	-
Прив. подш., AX	4,4	-

Коррекция в верт. направлении	До	После
Угл. несоосность ($\varnothing = 170 \text{ мм}$)	0,42 мм	0,02 мм
Смещение	0,44 мм	0,05 мм

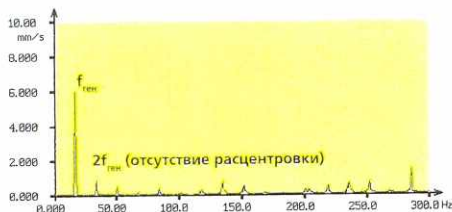
Причина: расцентровка вала



Генератор, приводной подшипник, исходное состояние



После центровки вала



11. Практическая вибродиагностика: Несимметричность поля

Двигатель привлёк к себе внимание из-за повышенной вибрации, которая наблюдалась также при снятой муфте. Чрезмерно высокий пик на удвоенной частоте сети указывал на повреждение статора. При демонтаже было выявлено выгорание сердечника статора в результате местного короткого замыкания на сердечнике. Двигатель пришлось заменить полностью.

Вытяжное воздуходувное устройство для
сталелитейного производства

$P = 250 \text{ кВт}$

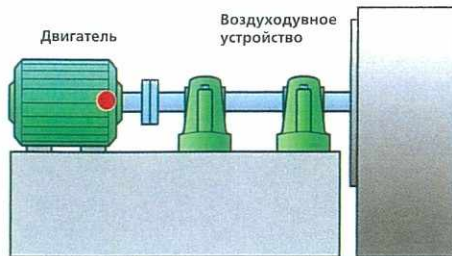
$n = 2999 \text{ об/мин}$ ($f_n = 50 \text{ Гц}$)

Интенсивность

Прив. подш. двигателя, RH

4,8 мм/с

Причина: Выгорание сердечника статора



Двигатель, приводной подшипник, радиальное горизонтальное направление

Вид в приближении, пик на 100 Гц



12. Практическая вибродиагностика: Ослабление крепления шкива

Приводной двигатель пресса сильно вибрировал и издавал нетипичные шумы, которые день ото дня усиливались. На спектре вибраций частота вращения была едва заметна (в противоположность нормальному вибрационному спектру), однако гармонические составляющие частоты вращения были хорошо различимы. Эти свойства оставались без изменения до тех пор, пока с двигателя не был снят приводной ремень. Причина всех проблем заключалась в слабом креплении шкива привода ремня на валу двигателя. Проблема была решена путём повторной станочной обработки вала двигателя и переустановки шкива привода ремня.

Привод пресса

P = 200 кВт

Двигатель: 1486 об/мин = 24,77 Гц

Интенсивность

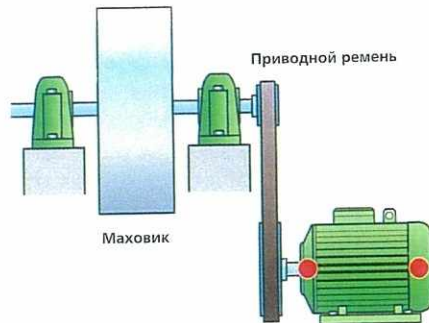
Прив. подш. двигателя

6,9 мм/с

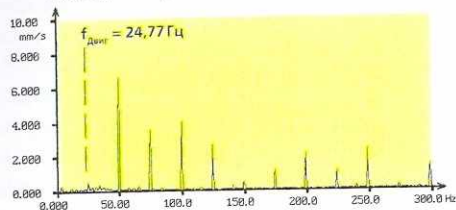
Неприв. подш. двигателя

7,1 мм/с

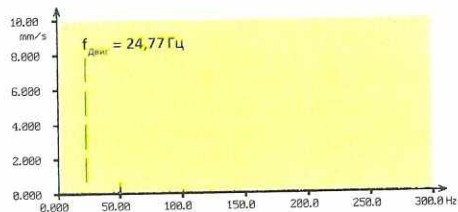
Причина: чрезмерный люфт в креплении шкива привода ремня на валу двигателя



Приводной подшипник двигателя, до ремонта



После ремонта



13. Общие уровни вибрации для оценки состояния подшипников

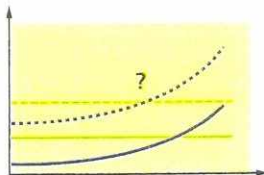
Как правило, повреждения дорожек подшипников не проявляются в повышении параметров низкочастотных вибраций до того момента, пока повреждение не станет очень серьезным. Такая ситуация объясняется тем, что при прохождении тел качения по поврежденному участку дорожки формируется ударный импульс, который может быть выявлен лишь в высокочастотном диапазоне. Именно поэтому в целях контроля подшипников качения были введены специальные общие уровни вибрации. На текущий момент общепринятых международных стандартов в этой области не существует, поэтому используются различные значения общих уровней.

Справа представлены наиболее широко используемые параметры для оценки подшипников качения. Например, в Германии

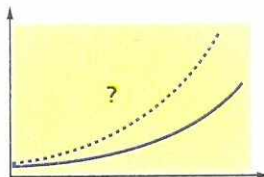
метод ударных импульсов уже как 25 лет зарекомендовал себя в качестве простого и надежного способа проведения измерений для контроля подшипников качения. В противоположность всем прочим методам, при применении этого метода используются только два параметра для оценки. Максимальное значение ударного импульса (dBm), показывающее интенсивность ударного воздействия при качении подшипников, применяется для определения начального повреждения дорожек подшипников. Фоновый уровень ударных импульсов (dBc) показывает стандартный уровень шума подшипников, рост которого бывает обусловлен, в первую очередь, проблемами со смазкой, общим износом дорожек, недостаточной чистотой в подшипнике или наличием остаточного напряжения вследствие неправильного монтажа.

- Ударные импульсы
- Коэффициенты огибающей
- Значение энергии на пиках
- Значение BCU
- Коэффициент эксцесса
- Коэффициент GSE
- Коэффициент SEE
- Пик-фактор ускорения

Вне зависимости от общих уровней вибрации, для оценки надёжного рабочего состояния необходимо знать:



Каковы исходные значения?
Каковы допуски?



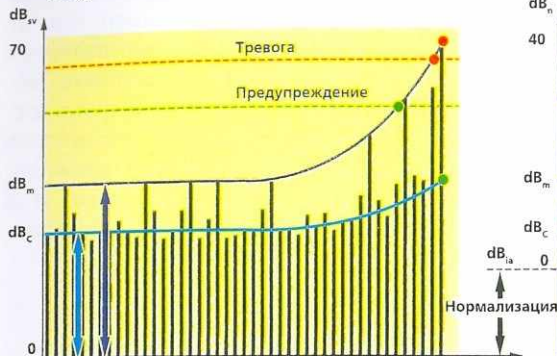
Какова скорость нарастания
дефекта с течением времени?

14. Нормализация результатов измерения ударных импульсов

На иллюстрации справа показана процедура нормализации, используемая приборами PRÜFTECHNIK при проведении ударно-импульсных измерений в целях компенсации расхождений в скорости вращения. Исходный уровень и нормированное значение dB_{ia} определяются посредством проведения сравнительных измерений в условиях хорошего состояния. Эти значения используются как эталонный уровень при замерах максимальных значений ударного импульса dB_{m} и фоновых значений ударного импульса dB_{c} . Процедура нормализации позволяет провести сравнение значений, измеренных на разных подшипниках, на основании единой шкалы уровней – таким образом, отсутствует необходимость в установлении допусков отдельно для каждой точки измерения.

Результаты измерения без нормализации

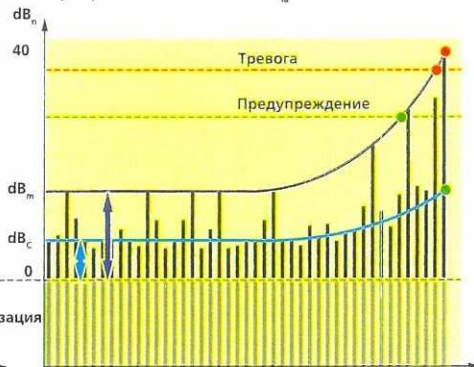
Максимальные значения ударного импульса dB_m и фоновые значения dB_c в виде абсолютных уровней в dB_{sv}



- Пороговые (предельные) значения устанавливаются отдельно для каждой точки измерения

Нормализованные результаты измерений

Максимальные значения ударного импульса dB_m и фоновые значения dB_c в виде относительных уровней в dB_{sv} , нормированных к значению dB_{ia}



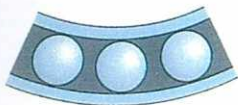
- Значение dB_{ia} учитывает такие воздействующие факторы как скорость качения, демпфирование сигнала, нагрузка на подшипники
- Различные пороговые значения привязаны к заданному значению dB_{ia} : для всех точек измерения используются одни и те же заранее определённые пороговые значения

15. Диагностика повреждений подшипников качения

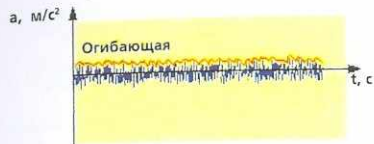
Аналогично вибродиагностике посредством построения спектров вибрации, возможно проведение углублённой диагностики подшипников качения через анализ огибающей сигнала. Представленные справа иллюстрации поясняют процедуру анализа, начинающегося с отфильтровывания диапазона частот, содержащего сигнал с вращающегося подшипника. Эту часть сигнала исследуют на наличие импульсов, возникающих при прохождении тел качения по повреждённой дорожке. При помощи демодуляции рассчитывают кривую, огибающую поступающий от подшипника сигнал. Если временной интервал между периодически появляющимися пиками на огибающей кривой совпадает с любой из критических частот, характеризующих повреждение подшипника, то можно говорить о повреждении соответствующего

компонента подшипника. Данная методика обеспечивает проведение исключительно точной диагностики подшипников качения даже в тех случаях, когда посторонние составляющие сигнала (например, шум от зацепления шестерён) скрывают реальный сигнал, поступающий от подшипника. Однако проведение такой диагностики требует знания геометрических параметров подшипника, в том числе его диаметра, диаметра и количества тел качения, угла приложения нагрузки и рабочей скорости.

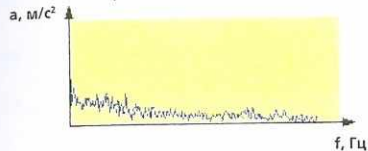
Отсутствие повреждений



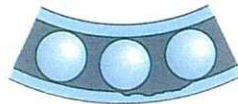
Временной сигнал



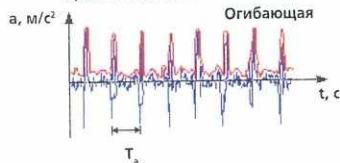
Спектр огибающей



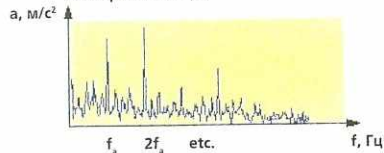
Наличие повреждений



Временной сигнал



Спектр огибающей



Частота повреждения $f_a = 1/T_a$

16. Практическая диагностика подшипников: повреждение дорожки

Справа показан пример диагностики сильного повреждения внутренней дорожки подшипника. Значительный рост уровня ударных импульсов (в особенности, рост максимального значения dB_m с 18 до 48 dB_{sv}) указывает на серьёзное повреждение подшипника. Анализ спектра огибающей выявил признаки, типичные для повреждения внутренней дорожки. Это предположение подтвердилось после замены подшипника: повреждённая площадь поверхности одной из двух дорожек внутреннего кольца составила около 15 x 15 мм.

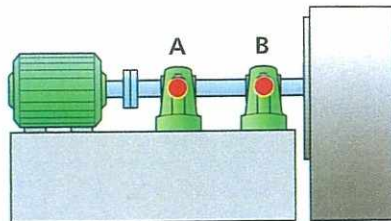
Вытяжной вентилятор окрасочного цеха
 $P = 110 \text{ кВт}$
 Двигатель: 1307 об/мин = 21,78 Гц
 Вентилятор: 908 об/мин = Гц
 Подшипник: 22218, Конический роликовый

Результаты измерений ударного импульса

	dB_m	dB_ϵ
Приводной подш. А	48	29
Неприводной подш. В	18	7

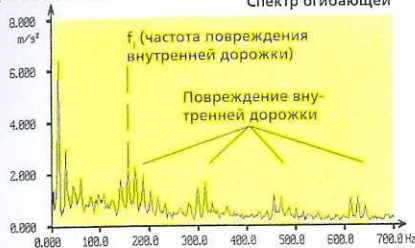
Приводной подш. А dB_{sv}
 Неприводной подш. В dB_{sv}

Причина: Серьезное повреждение внутренней дорожки на приводном подшипнике



Приводной подшипник А

Спектр огибающей



Неприводной подшипник В

Спектр огибающей

