

Министерство образования и науки Российской Федерации

Московский Государственный Технический Университет
имени Н.Э.Баумана

Кафедра Технологии обработки материалов

**ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБЪЕКТА
ПО ПАРАМЕТРАМ ВИБРАЦИИ
(на примере координатно-расточного станка)**

Методические указания
к лабораторной работе по курсу
«Оценка остаточного ресурса»

Составил доцент, к.т.н. Самойлов В.Б.

Москва
2019

1. Краткие теоретические сведения

Природа механических колебаний

Идеальная машина не создавала бы вообще механических колебаний, так как в ней вся энергия превращалась бы в полезную работу. На практике механические колебания возникают как побочное явление нормальной передачи динамических сил через механическую систему. Элементы машины взаимодействуют друг с другом, и через конструкцию происходит рассеивание энергии в виде механических колебаний. Источниками колебаний могут служить соударения элементов оборудования в результате: ослабления резьбовых соединений, перекатывания тел качения по поврежденным беговым дорожкам колес подшипников, нарушения режима смазки в узлах трения и т.д.

Характерными признаками нормально работающего оборудования являются ровный характер шума и минимальный уровень вибрации. Однако, по мере износа машины, оседания фундамента и деформации деталей в динамических свойствах машины начинают происходить неуловимые изменения. Нарушается центровка валов, детали начинают изнашиваться, нарушается баланс роторов, увеличиваются зазоры. Все эти факторы приводят к увеличению энергии механических колебаний, которая при рассеивании в машине приводит к возбуждению резонансов и увеличению динамической нагрузки на подшипники. Причины и следствия усиливают друг друга, в результате чего приближается полный выход машины из строя.

Элементы машины, сдерживающие механические колебания, например, корпуса подшипников, обычно доступны с внешней стороны машины, так что имеется возможность замерить в соответствующих точках эти колебания.

Тело считают вибрирующим, если оно совершает колебательное движение относительно опорного положения равновесия. Число полных циклов движения тела за единицу времени, т.е. за секунду, называется частотой и выражается в герцах (Гц). Вибрация, в зависимости от природы возбуждающих ее сил, может быть либо детерминированной (чаще периодической), либо случайной.

Случайный сигнал в определенном диапазоне может принимать любое значение и характеризоваться одновременно несколькими частотами (рис.1).

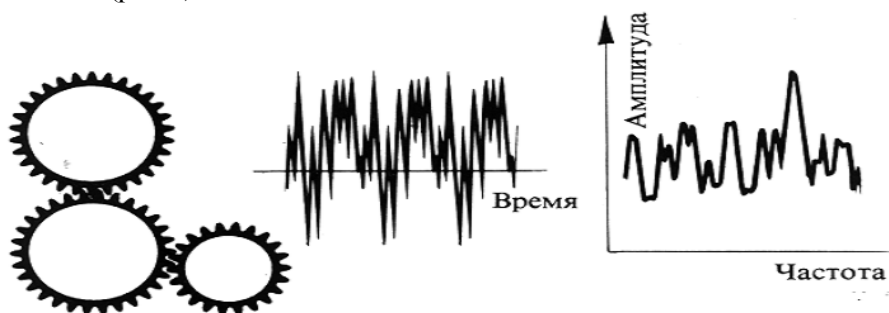


Рис.1 К частотному анализу механических колебаний

Встречающиеся на практике вибрации обычно являются сложными механическими колебаниями со многими составляющими на разных частотах (рис.1). В таких процессах на основе лишь амплитудно-временной диаграммы нельзя определить ни число, ни частоты их отдельных составляющих. Отдельные составляющие сложных механических колебаний можно обнаружить и определить путем исследования зависимости их амплитуд от частоты. Разложение механических колебаний в индивидуальные частотные составляющие называется частотным анализом, а графическая зависимость амплитуды или уровня механических колебаний от частоты называется частотным спектром (частотной спектрограммой). Частотный анализ является основным методом диагностики, позволяя обнаруживать отдельные источники механических колебаний.

До тех пор, пока возбуждающие силы остаются постоянными (или изменяются в определенных пределах), уровень механических колебаний остается постоянным (или изменяется в таких же пределах). Кроме того, для большинства машин механические колебания имеют типичные уровни, а их частотный спектр имеет характерную форму, когда машина находится в хорошем рабочем состоянии. Когда начинается развитие неисправности, в машине происходит изменение динамических процессов, а также происходит измене-

ние некоторых сил, воздействующих на детали машины. В результате изменяется как уровень механических колебаний, так и форма их спектра.

В частотном спектре всегда можно обнаружить составляющие, относящиеся непосредственно к определенным возбуждающим силам [2]. Почти все спектры механических колебаний содержат также важные составляющие с частотами, связанными с движениями отдельных узлов и деталей машин. Образование и развитие дефекта приводит к появлению в спектре составляющих, амплитуды которых растут по мере изменения параметров дефекта. Частоты, на которых наблюдаются составляющие, могут быть заранее рассчитаны по конструктивным параметрам объекта диагностирования и частоте вращения, следовательно, при диагностировании наличие дефектов может быть обнаружено на идентификационных частотах f_i . Идентификационные частоты могут быть заранее рассчитаны по кинематическим параметрам и оборотам практически для любого узла роторной машины. Например, если объектом диагностирования являются подшипники качения, то идентификационные частоты определяются следующими выражениями:

– частотой перекатывания тел качения по наружному кольцу:

$$f_H = 0,5 f_{вр} \left(1 - \frac{d_{т.к.}}{d_c} \cos \alpha\right) z,$$

где $f_{вр}$ – частота вращения ротора;

$d_{т.к.}$ – диаметр тела качения;

d_c – диаметр сепаратора, $d_c \approx 0,5(d_n - d_v)$;

d_n – диаметр наружного кольца;

d_v – диаметр внутреннего кольца;

α – угол контакта тел качения с дорожками качения;

z – число тел качения;

– частотой перекатывания тел качения по внутреннему кольцу

$$f_{\text{в}} = 0,5 f_{\text{вр}} \left(1 + \frac{d_{\text{м.к.}}}{d_c} \cos \alpha\right) z;$$

– частотой вращения сепаратора

$$f_c = 0,5 f_{\text{вр}} \left(1 - \frac{d_{\text{м.к.}}}{d_c} \cos \alpha\right);$$

– частотой вращения тел качения

$$f_{\text{м.к.}} = 0,5 f_{\text{вр}} \frac{d_c}{d_{\text{м.к.}}} \left(1 - \frac{d_{\text{м.к.}}^2}{d_c^2} \cos^2 \alpha\right).$$

Для примера рассмотрим расчетный порядок частот элементов подшипника с семью телами качения при вращении вала с частотой вращения 1500 об/мин ($f_{\text{вр}} = 25$ Гц) (рис. 2). При частоте вращения ротора $f_{\text{вр}} = 25$ Гц частота вращения сепаратора $f_c = 9$ Гц, частота контакта точки тела качения с поверхностями качения внутреннего и наружного колец $f_{\text{т.к.}} = 44$ Гц, частота перекатывания тел качения по наружному кольцу подшипника $f_{\text{н}} = 65$ Гц, по внутреннему $f_{\text{в}} = 111$ Гц.

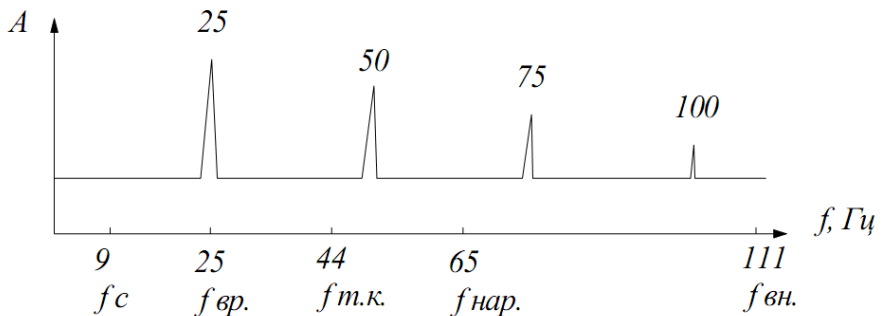


Рис.2 Частотный спектр подшипника качения

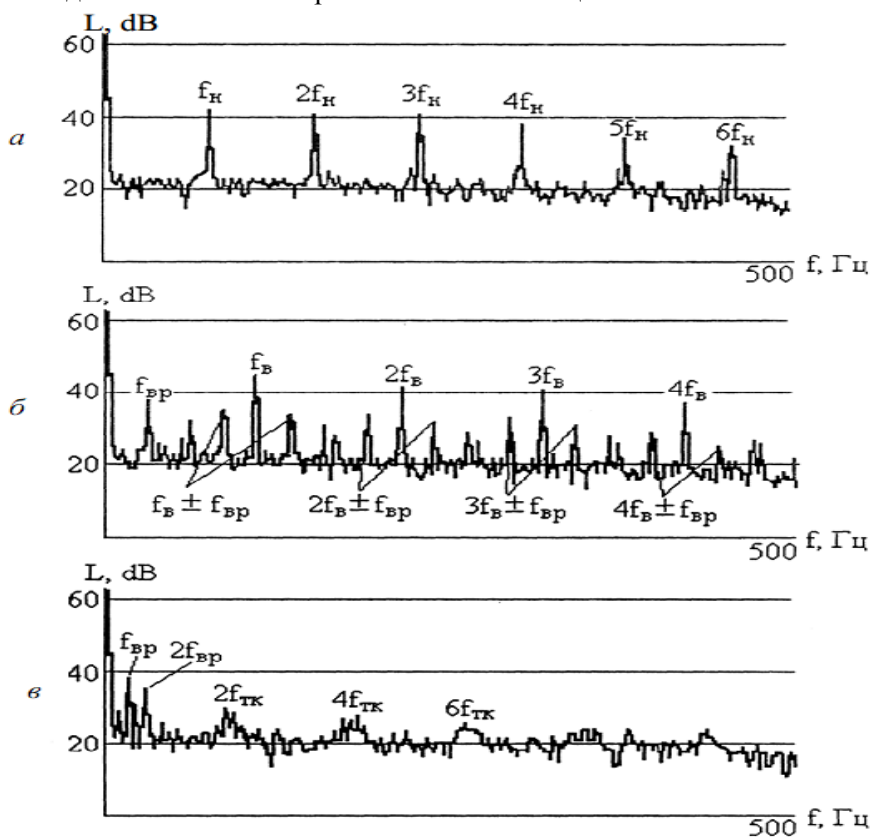
Появление на частотном спектре пика в определенной частотной полосе с супергармониками (кратные гармонике) говорит о наличии определенного вида дефекта, так как частота модуляции (изменения) определяет вид, а глубина модуляции – величину дефекта.

На приведенной спектрограмме подшипника качения пиковая полоса совпадает с частотой вращения ротора, что может быть связа-

но с его дефектом (неуравновешенность ротора), дефектом соединительной муфты, изгибом вала и т.п. Если пик со своими гармоническими составляющими совпадает с одним из частотных значений какого-либо элемента подшипника, это означает появление дефекта именно этого элемента.

На рис. 3 представлены спектры огибающей вибросигналов при наличии некоторых дефектов деталей подшипников качения [1].

Эти спектры имеют «шумовой фон» на уровне сигнала $L = 20$ дБ, над которым на кратных идентификационных частотах выделяют отдельные пики спектральных составляющих.



а – раковины на наружном кольце;

б – раковины на внутреннем кольце;

в – износ тел качения и сепаратора.

Рис. 3 Спектры огибающих вибросигналов при наличии различных дефектов элементов подшипников качения

В первом спектре кратные гармоники практически не имеют боковых составляющих, что свидетельствует о периодически повторяющемся ударном процессе при перекачивании тел качения через дефект дорожки качения. Во втором спектре дефект подшипника идентичен дефекту первого спектра, но в нем гармоники идентификационной частоты имеют боковые составляющие, что свидетельствует о наличии достаточно развитого амплитудно - модуляционного процесса. Модулирующим воздействием здесь является частота вращения $f_{вр}$ и возникнуть оно может, в частности, при недостаточном радиальном натяге. Третий спектр качественно отличается от двух рассмотренных, во-первых, он имеет более размытые немодулированные локальные спектры в районе идентификационных частот; во-вторых, средний энергетический уровень этих локальных спектров достаточно быстро уменьшается с ростом частоты.

Подшипники скольжения менее виброактивны по сравнению с подшипниками качения, это обусловлено их конструктивным исполнением. Основными и наиболее распространенными дефектами подшипников скольжения является износ вкладыша подшипника вследствие попадания в смазку инородных частиц и неудовлетворительное качество монтажных работ, например, перекося вкладыша подшипника и ослабленный натяг на вкладыше. Зарождение и развитие дефектов в подшипниках скольжения наиболее часто приводят к нарушению сплошного защитного смазочного слоя, вследствие этого обнажаются микроучастки металла, на которых возникает контактное сухое трение. Сухое трение является причиной схватывания элементов подшипника в зонах контакта, что приводит к возникновению быстропотекающих разрывных процессов (типа ударных), вызывающих вибрацию в относительно широком частотном диапазоне. Сухое трение является также и одной из первопричин образования поверхностных микротрещин. Диагностирование подшипников скольжения основано также на анализе прямых спектров вибросиг-

налов и спектров огибающих вибросигналов. Идентификационные частоты являются кратными гармониками частоты вращения, а поэтому практически вся информация содержится в низкочастотной области.

Основными дефектами зубчатых передач являются дефекты шестерен и их зацеплений, которые вызваны технологическими отклонениями от нормы при их изготовлении и монтаже. Отдельная пара шестерен может иметь следующие основные дефекты: бой ведущей или ведомой шестерни, сколы или трещины зубьев ведущей или ведомой шестерни; дефекты зацепления зубьев шестерен. В спектре вибросигнала зубчатой передачи (рис.4) имеются составляющие кратные частоте вращения вала ведущей шестерни $k f_{вр}$ и частоте вращения вала ведомой шестерни

$$k \cdot f_{2вр} = k \cdot f_{1вр} \left(\frac{z_1}{z_2} \right),$$

а также составляющие кратные зубцовой частоте f_z

$$f_z = z_1 \cdot f_{1вр} = z_2 \cdot f_{2вр},$$

где Z_1 и Z_2 – где число зубьев ведущей и ведомой шестерен.

Поскольку число зубьев шестерен известно, а $f_{вр}$ может быть измерено или взято из паспортных данных, то все идентификационные частоты могут быть заранее рассчитаны.

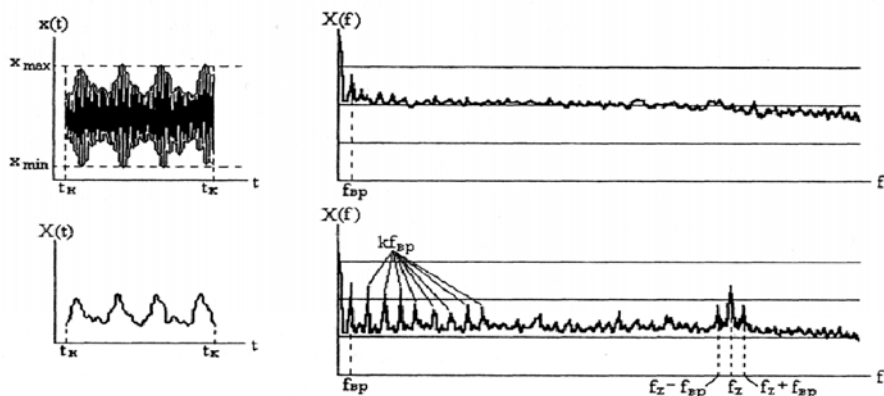


Рис. 5 Огибающая вибросигнала (а) и ее частотный спектр

(б) для нормальной и дефектной шестерни зубчатой передачи.

Бой шестерен, как дефект обычно проявляется на идентификационных частотах $f_i = k \cdot f_{1вр}$ и $f_i = k \cdot f_{2вр}$, а поскольку при этом нарушается нормальное зубозацепление, то рядом с гармониками зубцовой частоты f_z возникают боковые составляющие $k \cdot f_z \pm f_{1вр}$ или $k \cdot f_z \pm f_{2вр}$.

Износ шестерен, скол зуба или трещина на зубе приводят также к нарушению зацепления, что проявляется на кратных гармониках зубцовой частоты, «обрамленной» большим числом боковых составляющих. В результате идентификационные частоты определяются как

$$f_u = k f_z \pm m f_{вр},$$

где $m = 1; 2; 3; \dots$

Таким образом, дефекты различных деталей и узлов технологического оборудования обуславливают пики в определенных полосах спектров механических колебаний (рис. 5).

Амплитуда механических колебаний

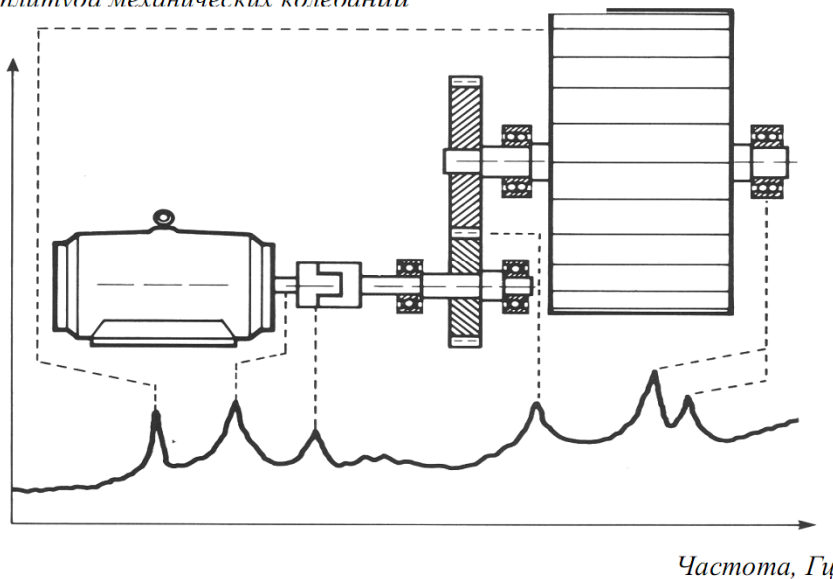
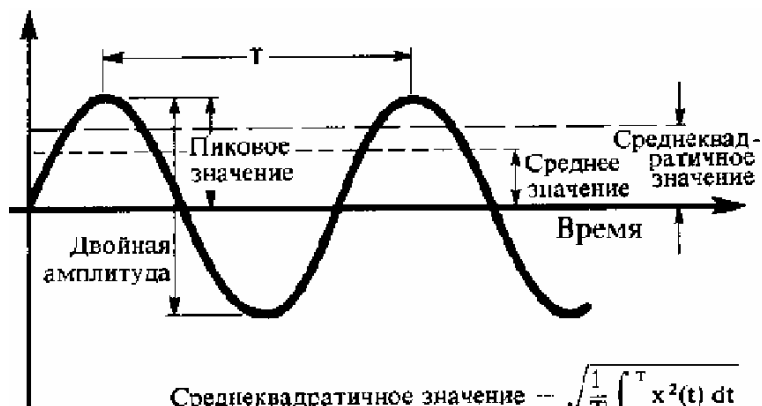


Рис.5 Спектр механических колебаний привода шаровой мельницы
Количественная оценка амплитуд механических колебаний

Для количественной оценки амплитуд механических колебаний, отражающей их опасность, можно использовать разные значения. На рис. 6 показаны взаимные отношения двойной амплитуды, пикового значения, среднего значения и среднеквадратичного значения колебаний.



$$\text{Среднеквадратичное значение} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt}$$

$$\text{Среднее значение} = \frac{1}{T} \int_0^T |x| dt$$

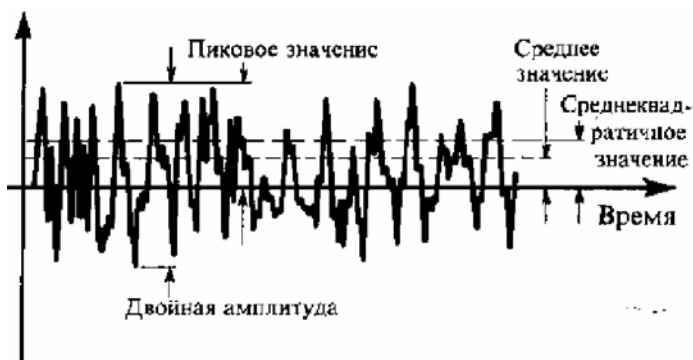


Рис. 6 – Количественные оценки амплитуд механических колебаний

Двойная амплитуда, отображающая полный размах колебаний, является важным параметром, в случаях, когда смещение механи-

ческих колебаний детали является критическим с точки зрения максимально допустимых механических напряжений и зазоров.

Пиковое значение эффективно именно при оценке кратковременных механических ударов и т.д. Однако, пиковое значение отображает только максимальное значение без их временного развития.

Среднее значение отображает временное развитие исследуемых колебаний, но его практическое применение ограничено в виду того, что оно не имеет непосредственной связи ни с одной физической величиной этих колебаний.

Среднеквадратичное значение является самым важным, так как в нем учитывается временное развитие исследуемых колебаний, и оно непосредственно отображает значение, связанное с энергией и, следовательно, разрушающей способностью этих колебаний.

Амплитуды смещения, скорости и ускорения имеют четкую математическую взаимосвязь, которая автоматически осуществляется электронными интеграторами, встроенными в современных виброизмерительных приборах.

Числовые значения уровней ускорения, скорости и смещения в технике вибрационных измерений выражаются в логарифмическом масштабе. При этом используется внесистемная дольная единица логарифмической величины – децибел (дБ):

$$L(x) = 20 \lg \left(\frac{x}{x_0} \right),$$

где $L(x)$ – уровень сигнала в дБ;

x – измеренное значение сигнала в системных единицах (виброускорение $\frac{м}{с^2}$, виброскорость $\frac{мм}{с}$, смещение $мкм$);

x_0 – начальный (пороговый) уровень сигнала.

По стандарту ISO 1683 пороговые уровни ускорения $x_{a_0} = 1 \cdot 10^{-6} м/с^2$, скорости $x_{v_0} = 1 \cdot 10^{-6} мм/с$, смещения $x_{s_0} = 1 \cdot 10^{-6} мкм$.

Выбор параметра измерения играет важную роль, особенно, когда измеряемый процесс содержит много составляющих с разными

частотами. При исследовании процесса в области высоких частот предпочтенье отдается ускорению механических колебаний. В области низких частот у машин, сконструированных с учетом малых зазоров между отдельными элементами и деталями, важную роль играет смещение.

Применение вибродатчика, чувствительного к ускорению, позволяет проводить измерения и скорости, и смещения. Нужные преобразования обеспечиваются современными виброизмерительными приборами.

Спектральный анализ

Система мониторинга и диагностики в современных пакетах программ основана на результатах узкополосного спектрального анализа низкочастотной и среднечастотной вибрации диагностируемых узлов машины, а также огибающей их высокочастотных составляющих. Спектральный анализ обеспечивает получение исчерпывающей диагностической информации из периодических сигналов, а появление дефектов в роторных машинах сопровождается действием именно периодических колебательных сил. Последние проявляются в виде периодических ударных импульсов и периодически изменяющихся сил трения, возбуждающих случайную вибрацию с периодически изменяющейся мощностью.

Сигналы вибрации любого узла роторных машин содержат в себе много периодических составляющих. Типовой узкополосной спектр виброускорения редуктора в точке контроля вибрации с указанием пороговых значений представлен на рис. 7.

Пакет существующих программ в результате автоматической обработки спектров вибрации находит гармонические составляющие в спектре, определяет их частоты и амплитуды, а, кроме этого по специальным алгоритмам определяет узлы и дефекты, являющиеся источником большинства из обнаруженных составляющих.



Рис. 9 – Узкополосный спектр вибрации редуктора

Под спектром огибающей вибрации понимается узкополосный спектр огибающей высокочастотных случайных составляющих вибрации, предварительно выделенных из полного сигнала с помощью специального фильтра. По параметрам спектра огибающей, а именно по частотам и амплитудам гармонических составляющих, определяются свойства случайной вибрации, приобретающей из-за дефектов в узлах трения амплитудную модуляцию.

В бездефектных узлах трения силы трения и уровень возбуждаемой ими случайной вибрации стабилен во времени. Гармонические составляющие в спектре огибающей вибрации таких узлов отсутствуют. Если же силы трения и вибрации приобретают амплитудную модуляцию из-за дефекта, то частота модуляции определяет вид, а глубина модуляции – величину дефекта. В спектре огибающей они однозначно определяются частотами и амплитудами появившихся гармонических составляющих.

Типичный спектр огибающей случайной вибрации подшипника качения приведен на рис. 8.

При отсутствии дефектов спектр огибающей имеет фоновые (случайные) составляющие с близкими по величине уровнями. Дефект поверхности трения приводит к модуляции вибрации определенной частоты f_1 и в спектре появляется ряд гармонических

составляющих на частотах kf_i , причем k может иметь как одно значение, например $k=1$, так и группу $k=1,2,3, \dots$

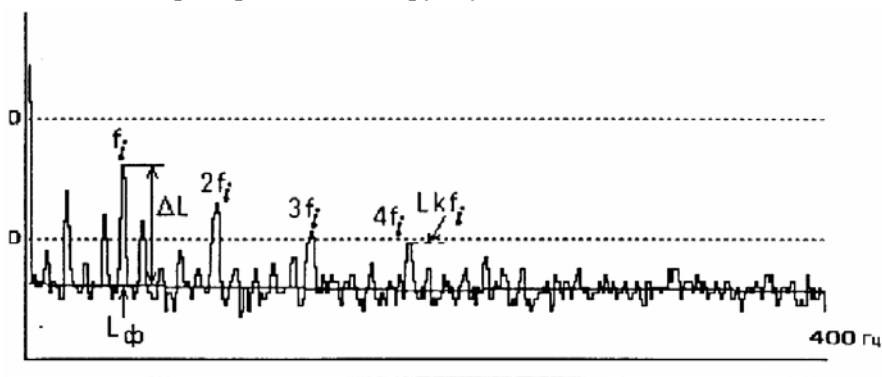


Рис. 8 – Спектр огибающей вибрации подшипника с раковинной на наружном кольце

2. Цель работы

Ознакомиться с существующими нормами по вибрациям металлообрабатывающего оборудования, методами выполнения проверок, наиболее распространенными контрольно-измерительными устройствами и установить остаточный ресурс по уровню вибраций путем сравнения фактических замеров с заданными в НТД.

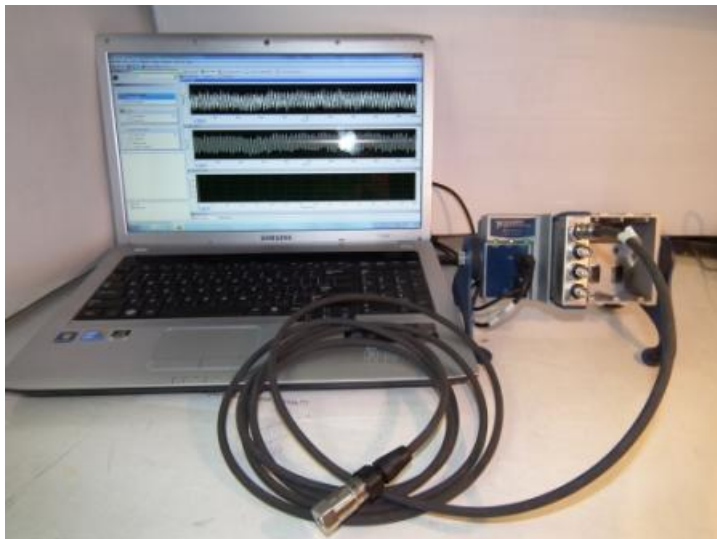
3. Оборудование и оснастка

За объект для экспериментальных исследований в лабораторной работе принят вертикальный одностоечный расточной станок с координатным столом модели 2У430. Станок предназначен для обработки отверстий с высокой точностью (до 0,004 мм), с повышенной точностью расположения (до 0,02 мм). Максимальный диаметр отверстия при сверлении – до 16 мм, при растачивании – до 70 мм, вес заготовки – до 110 кг. Размер стола – 250x450 мм, длины ходов 250x400 мм, цена деления – 0,005 мм, шпиндель – длина хода – 150 мм, цена деления – 0,05 мм, частота вращения – от 96 до 2800 об/мин, мощность – до 2 кВт.



Для автоматизации измерений и обработки данных может быть использована диагностическая измерительная система (ДИС) на платформе CompactDAQ/myDAQ/LabVIEW компании NI. В этом слу-

чае удобно применить модуль ввода сигнала с акселерометра, что позволит повысить точность измерений, ускорит вывод протоколов измерений и позволит избежать ошибок, связанных с человеческим фактором:



4. Порядок выполнения измерений

Определяется в соответствии с исследуемым оборудованием, на основе соответствующих НТД.

5. Порядок выполнения и оформления работ

1. Ознакомиться с теоретической частью работы, станком и контрольно-измерительными устройствами. Изучить методы и порядок выполнения проверок.

2. Провести испытание станка на вибрации по требуемой совокупности параметров, результаты измерений занести в бланк отчета.

3. Сравнить полученные отклонения с допустимыми значениями по НТД и проанализировать результаты испытаний.

4. Сделать заключение о техническом состоянии станка и остаточном ресурсе путем сравнения норм для нового станка и данного.

5. Предложить практические рекомендации по повышению ресурса станка по параметру виброустойчивости путем его модернизации или реновации.

6. Пример оформления работ

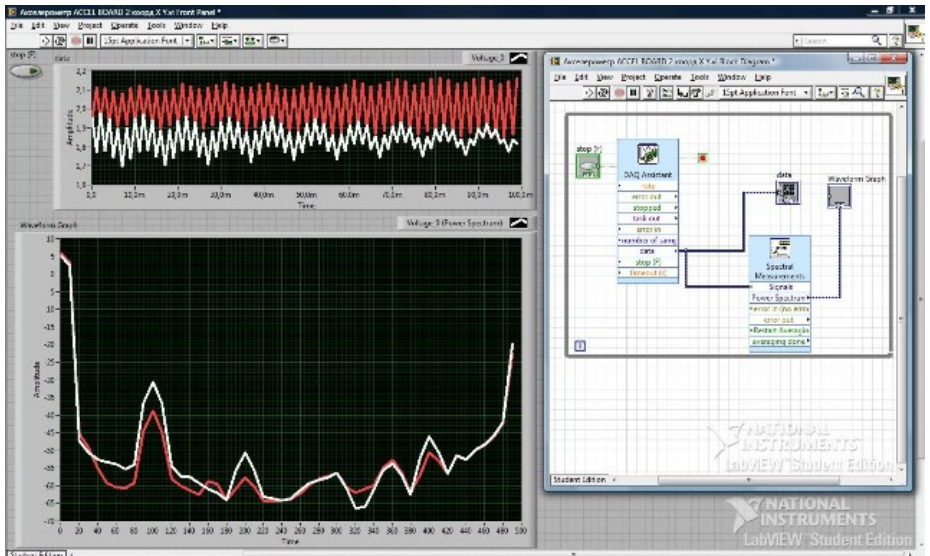


Рис. Исследование колебаний шпинделя без инструмента

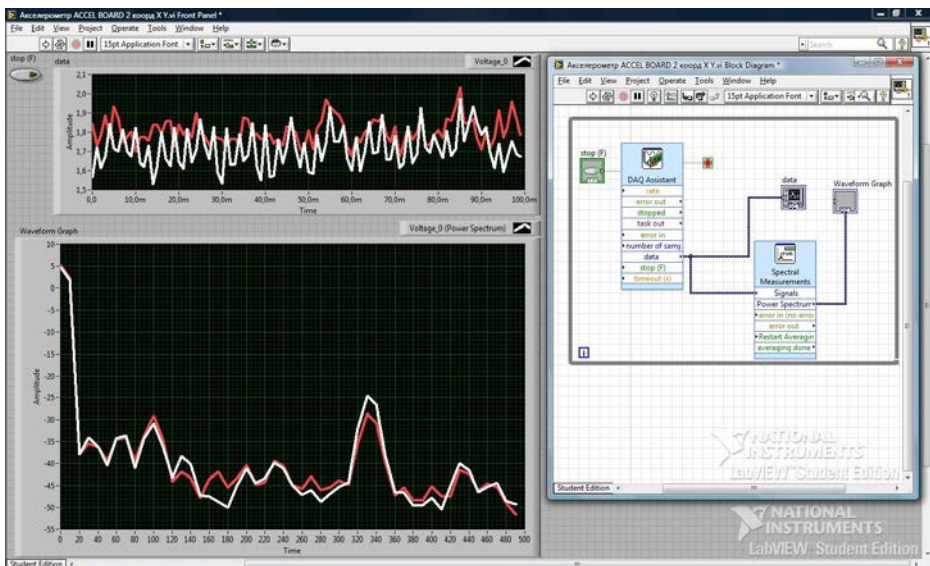


Рис. Исследование колебаний шпинделя с инструментом

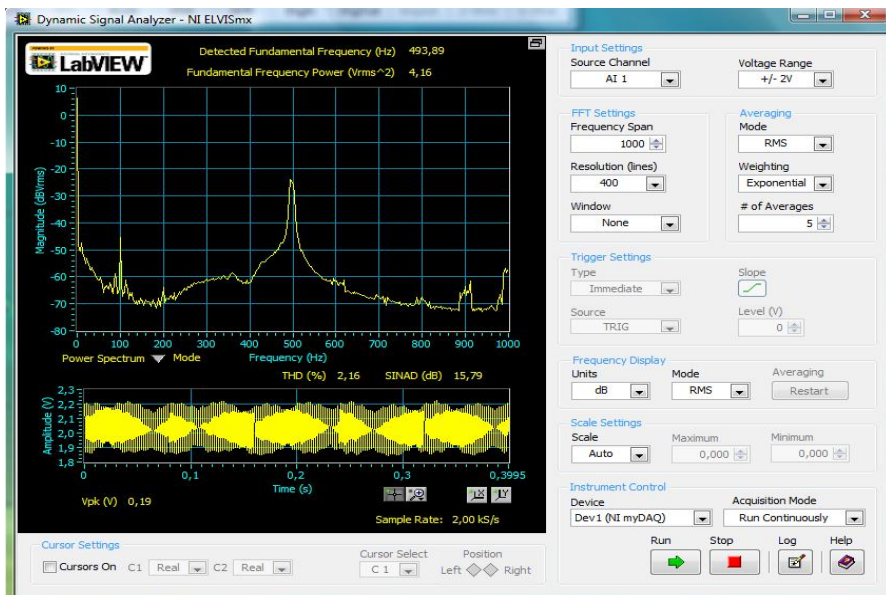


Рис. Исследование колебаний шпинделя без инструмента

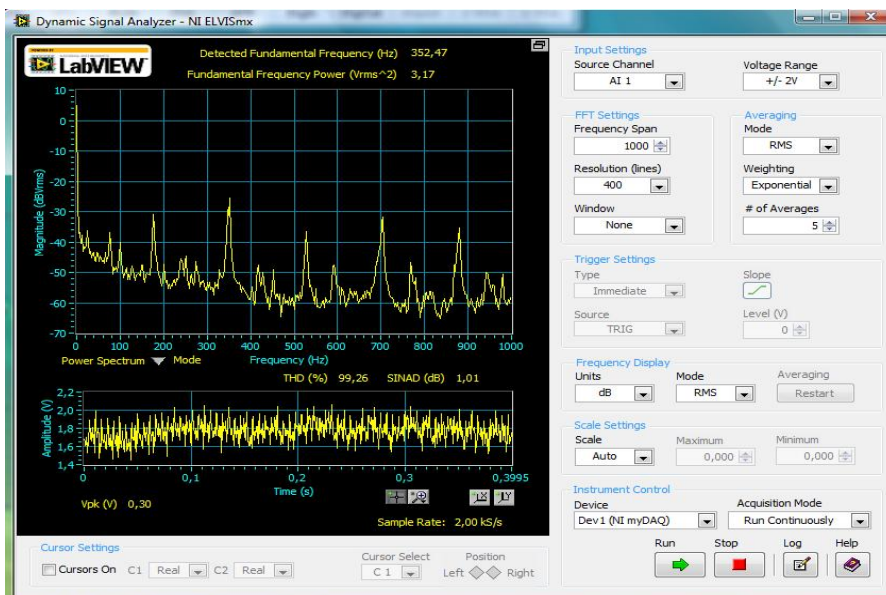


Рис. Исследование колебаний шпинделя с инструментом

7. Контрольные вопросы

1. Физический смысл различных типов дисбаланса. Единицы измерения.
2. Типы расцентровки валопровода и их различия.
3. Перечислите основные дефекты подшипников качения.
4. На чем основан эффект белого шума в вибрационном сигнале зубчатой пары?
5. На какие диагностические параметры обращают внимание, прежде всего при контроле подшипников качения?
6. Причины выхода из строя подшипников скольжения.
7. Перечислите основные дефекты зубчатых передач.
8. Каковы основные причины выхода из строя подшипников качения?
9. Перечислите виды измерений и исследований вибрации оборудования?
10. Какие задачи решаются контрольным измерением вибрации?
11. Что включает в себя специальное диагностическое обследование работающего агрегата?
12. В каких местах проводятся измерения параметров вибрации?
13. В каких направлениях измеряют вибрацию механизмов с горизонтальной и вертикальной осью вращения?
14. Чем определяется периодичность измерения вибрации?
15. Как выбираются места установки датчиков?

8. Литература.

1. ГОСТ ИСО 7919-3-2002 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Промышленные машинные комплексы.
2. РД 50-394-83 Методические указания. Вибрация. Общие требования к нормативно-техническим документам. Допустимые значения параметров
3. ГОСТ ИСО 5348-2002 Вибрация и удар. Механическое крепление акселерометров
4. ГОСТ 31186-2002 (ИСО 10814:1996) Вибрация. Подверженность и чувствительность машин к дисбалансу
5. ГОСТ 30630.1.8-2002 (МЭК 60068-2-57:1989) Методы испытаний на стойкость к механическим внешним воздействующим факто-

- рам машин, приборов и других технических изделий. Испытания на воздействие вибрации с воспроизведением заданной акселерограммы процесса
6. РД 50-644-87 Методические указания. Вибрация. Комплекс нормативно-технической и методической документации. Основные положения
 7. ГОСТ ИСО 10846-1-2002 Вибрация. Измерения виброакустических передаточных характеристик упругих элементов конструкций в лабораторных условиях. Часть 1. Общие принципы измерений и руководство по их проведению
 8. ГОСТ ИСО 10817-1-2002 Вибрация. Системы измерений вибрации вращающихся валов. Часть 1. Устройства для снятия сигналов относительной и абсолютной вибрации
 9. ГОСТ 31170-2004 Вибрация и шум машин. Перечень вибрационных, шумовых и силовых характеристик, подлежащих заявлению и контролю при испытаниях машин, механизмов, оборудования и энергетических установок гражданских судов и средств...
 10. ГОСТ Р 52545.1-2006 (ИСО 15242-1:2004) Подшипники качения. Методы измерения вибрации. Часть 1. Основные положения
 11. ГОСТ ИСО 8042-2002 Вибрация и удар. Датчики инерционного типа для измерений вибрации и удара. Устанавливаемые характеристики
 12. ГОСТ ИСО 8579-2-2002 Вибрация. Контроль вибрационного состояния зубчатых механизмов при приемке
 13. ГОСТ ИСО 7919-1-2002 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Общие требования
 14. ГОСТ 31368.3-2008 (ИСО 10846-3:2002) Вибрация. Измерения виброакустических передаточных характеристик упругих элементов конструкций в лабораторных условиях. Часть 3. Косвенный метод определения динамической жесткости упругих опор для поступательной...
 15. ГОСТ Р 53081-2008 (СЕН/ТО 15350:2006) Вибрация. Оценка воздействия локальной вибрации по данным о вибрационной активности машин
 16. ГОСТ 31368.4-2008 (ИСО 10846-4:2003) Вибрация. Измерения виброакустических передаточных характеристик упругих элементов конструкций в лабораторных условиях. Часть 4. Динамиче-

- ская жесткость неопорных упругих элементов конструкции для поступательной.....
17. ГОСТ Р 52862-2007 (МЭК 60068-2-65:1993) Методы испытаний на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Испытания на воздействие акустического шума (вибрация, акустическая составляющая)
 18. ГОСТ Р ИСО 20806-2007 Вибрация. Балансировка на месте роторов больших и средних размеров. Критерии и меры безопасности
 19. ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009 Контроль состояния и диагностики машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 2. Обработка, анализ и представление результатов измерений вибрации
 20. ГОСТ Р ИСО 16063-12-2009 Вибрация. Методы калибровки датчиков вибрации и удара. Часть 12. Первичная вибрационная калибровка на основе принципа взаимности
 21. ГОСТ Р 53578-2009 Вибрация. Балансировка. Руководство по применению стандартов в области балансировки
 22. ГОСТ Р 53189-2008 (МЭК 60068-2-80:2005) Методы испытаний на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Испытания на вибрацию с воспроизведением воздействий нескольких типов
 23. ГОСТ Р ИСО/ТС 10811-2-2007 Вибрация и удар. Вибрация в помещениях с установленным оборудованием. Часть 2. Классификация
 24. ГОСТ Р ИСО/ТС 10811-1-2007 Вибрация и удар. Вибрация в помещениях с установленным оборудованием. Часть 1. Измерения и оценка
 25. ГОСТ 31351-2007 (ИСО 14695:2003) Вибрация. Вентиляторы промышленные. Измерения вибрации
 26. ГОСТ ИСО 1940-1-2007 Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого дисбаланса
 27. ГОСТ 31350-2007 (ИСО 14694:2003) Вибрация. Вентиляторы промышленные. Требования к производимой вибрации и качеству балансировки
 28. ГОСТ 31320-2006 (ИСО 11342:1998) Вибрация. Методы и критерии балансировки гибких роторов
 29. ГОСТ 31322-2006 (ИСО 8821:1989) Вибрация. Требования к балансировке элементов ротора, собираемых с помощью шпонки

30. ГОСТ Р ИСО 8042-99 Вибрация и удар. Датчики инерционного типа для измерений вибрации и удара. Устанавливаемые характеристики
31. ГОСТ Р ИСО 10846-1-99 Вибрация. Измерения виброакустических передаточных характеристик упругих элементов конструкций в лабораторных условиях. Часть I. Общие принципы измерений и руководство по их проведению
32. ГОСТ ИСО 10816-1-97 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть I. Общие требования
33. ГОСТ ИСО 7626-2-94 Вибрация и удар. Экспериментальное определение механической подвижности. Измерения, использующие одноточечное поступательное возбуждение присоединенным вибровозбудителем
34. ГОСТ 26043-83 Вибрация. Динамические характеристики стационарных машин. Основные положения
35. ГОСТ ИСО 7626-1-94 Вибрация и удар. Экспериментальное определение механической подвижности. Основные положения
36. ГОСТ 24346-80 (СТ СЭВ 1926-79) Вибрация. Термины и определения
37. ГОСТ 24347-80 Вибрация. Обозначения и единицы величин

9. Приложения

Приложение 1.

Основные понятия вибродиагностики

Алгоритмы диагностирования

Включают: формирование системы информативных диагностических признаков, построение эталонных изображений для каждого класса технических состояний и разработку правил принятия принадлежности к тому или иному классу состояний.

Балансировка.

Настройка распределения масс на вращающемся элементе таким образом, чтобы снизить до минимума центробежные силы, действующие на подшипники. Ротор является отбалансированным, если его центр масс совпадает с центром вращения. Балансировка сокращает энергопотребление машины, снижает уровни вибрации и

увеличивает жизнь подшипников, причем иногда весьма существенно.

Биение ротора.

Радиальное движение поверхности вращающегося ротора или вала. Может быть вызвано неправильной формой какой-то детали или смещением центра вращения какой-то детали относительно ее геометрического центра.

Вибрация

Это относительно малые отклонения твердого тела или его точек при механических колебаниях. Вибрация не всегда является вредной. Полезные свойства вибрации используются в устройствах различного технологического назначения. В роторных машинах воздействие вибрации приводит к преждевременному износу и поломке. Вибрацию характеризуют следующие физические параметры - резкость, виброускорение, виброскорость, виброперемещение. При эксплуатации промышленного оборудования вибрация или механические колебания имеют наибольшее практическое значение.

Вынужденная вибрация

Вибрация конструкции или системы, вызванная приложенной силой. Если система линейна, то она будет вибрировать на частоте возбуждающей силы. Однако, если система нелинейная, то в спектре вибрации появятся новые частоты, в частности, гармоники возбуждающей частоты. Вибрация машин - это типичная вынужденная вибрация. Возбуждающие силы в машине возникают вследствие дисбалансов, несоосностей, неисправностей подшипников и т.д.

Вибрационная диагностика

Это техническая диагностика, основанная на анализе вибрации объекта диагностирования. Применение вибрационной диагностики может вызывать отрицательный экономический эффект. **Метод вибрационного контроля** оборудования приносит наибольший эффект при эксплуатации.

Вибрационно-диагностический метод

Это метод акустического неразрушающего контроля, основанный на анализе параметров вибрации, возникающей при работе объекта контроля.

Вибрационный неразрушающий контроль

Это неразрушающий контроль, основанный на измерении упругих колебаний, возбуждаемых или возникающих в объекте контроля.

Вязкое демпфирование.

Тип механического демпфирования, при котором демпфирующая сила пропорциональна скорости. Противоположно демпфированию трением скольжения, где демпфирующая сила постоянна. Хорошим примером вязкого демпфирования являются амортизаторы в автомобиле. В большинстве механических систем присутствуют оба типа демпфирования.

Диагностическая модель

Это формальное описание изделия, подвергаемого диагностированию, необходимое для решения задач диагностирования (в аналитической, табличной, векторной, графической и др. форме), учитывающее возможные изменения в его исправном и неисправном состоянии.

Диагностический тест

Это совокупность проверок, достаточная для определения состояния агрегата вплоть до выявления характера неисправностей. Всегда допустимо разбиение агрегата на узлы и точки для упрощения процедуры поиска возможных неисправностей, приводящих к отказу.

Запас работоспособности

Характеризует приближение состояния агрегата к предельно допустимому состоянию.

Критические узлы

Это элементы и сопряжения (узлы), отказ которых наиболее вероятен.

Критическая скорость ротора

Это режим работы, при котором скорость вращения, равна одной из его собственных частот, соответствующих резонансам изгиба или кручения. Если ротор работает на скорости, равной или близкой к

критической, то он будет испытывать сильную вибрацию, и может быть поврежден. Многие роторные машины работают на скоростях, превышающих минимальную критическую скорость. Это означает, что их следует разгонять достаточно быстро, чтобы быстрее пройти критический режим.

Мониторинг состояния

Мониторинг состояния (или просто мониторинг оборудования) – это процесс наблюдения за техническим состоянием функционирующего машинного оборудования (агрегата, механизма, узла) с целью предсказания момента времени перехода его или любой его части в предельное состояние.

Определение работоспособности

Это установление принадлежности агрегата по состоянию к одному из подмножеств: работоспособное состояние или предельное

Обнаружение неисправности

Это определение, в каком из предельных состояний находится агрегат

Предельное (аварийное) состояние

Это состояние исследуемого агрегата, при котором его дальнейшая эксплуатация невозможна вследствие ухода его параметров за недопустимые пределы.

Допустимо разделение возможных состояний оборудования (не учитывая то, что множество возможных состояний оборудования вследствие их изменения во времени бесконечно) только на два подмножества: работоспособные и предельные.

Состояние исправности

Это состояние, при котором исследуемый агрегат соответствует всем требованиям.

Состояние работоспособности

Это состояние, при котором исследуемый агрегат способен выполнять заданные функции в пределах, установленных нормативно-технической документацией, т. е. могут присутствовать обнаруженные неисправности, не препятствующие применению его по назначению. Проверка работоспособности исследуемого агрегата

