

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

**Диагностирование зубчатых передач по
спектральным характеристикам вибрации**

Электронные методические указания к лабораторным
работам

САМАРА
2012

УДК 629.872.3.004.05

Составители: **Киселев Юрий Витальевич,**
Киселев Денис Юрьевич,
Клименко Денис Александрович

Рецензент: к-т. техн. наук, доц. А.В. Суслин

Диагностирования зубчатых передач по спектральным характеристикам вибрации [Электронный ресурс] : электрон. метод. указания к лаб. работам / Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т); сост. Ю. В. Киселев, Д. Ю. Киселев, Д. А. Клименко. - Электрон. текстовые и граф. дан. (1 Мбайт). - Самара, 2012. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

В методических указаниях изложены основы возбуждения вибрации в зубчатых передачах, описания вибрации временными и частотными характеристиками. Приведены методики идентификации спектральных характеристик вибрации и диагностирования состояния технических систем по этим характеристикам. В исследовательской части лабораторной работы необходимо выполнить задание по определению дефектной шестерни в моторе редукторе.

Методические указания предназначены для слушателей магистерской программы «Контроль состояния и диагностирование неисправности летательных аппаратов и их функциональных систем» направления подготовки 162300.68 «Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей» для использования при выполнении лабораторных работ по к курсу «Вибрационная диагностика систем и конструкций авиационной техники», который читается в семестре С.

Подготовлено на кафедре эксплуатации авиационной техники.

Содержание

1.	Цель работы.....	4
2.	Порядок выполнения работы.....	4
3.	Теоретическая часть.....	4
4.	Задание на выполнение лабораторной работы.....	20
5.	Практическая часть.....	21
6.	Содержание отчета.....	24
7.	Контрольные вопросы.....	24
8.	Список использованных источников.....	24
9.	Приложение А.....	26
10.	Приложение Б.....	27

1 Цель работы

Целью данной работы является получение студентами навыков решения задач диагностирования зубчатых передач с использованием спектральных характеристик вибрации.

2 Порядок выполнения работы:

1. Изучить теоретическую часть. При самостоятельной подготовке рекомендуется пользоваться дополнительной литературой [1].

2. В соответствии с заданием выполнить анализ, расшифровку и идентификацию спектральных характеристик вибрации.

3. По полученным спектральным характеристикам дать заключение о источниках повышенной вибрации и техническом состоянии объекта диагностирования.

4. Подготовить отчет о выполненной работе.

3 Теоретическая часть

Вибрация (механические колебания) технического объекта – это его реакция на действие приложенных возмущающих сил. Интенсивность и характер вибрации определяются характером возмущающих сил (числом, частотой, амплитудой, местом и способом приложения) и свойствами объекта как колебательной системы.

Возмущающие силы, действующие в технических системах, зависят от принципа действия и особенностей конструкции системы, а также от условий ее эксплуатации. По физической сущности действующие силы, возбуждающие вибрацию можно разделить на следующие группы.

Возбуждение вибрации от механических сил:

- центробежная сила, связанная с неуравновешенностью роторов;
- кинематическое возбуждение вибрации, связанное с неправильностью (неровностями) контактирующих поверхностей;
- параметрическое возбуждение вибрации, связанное с флуктуациями жесткости валов, подшипников и т.д.);
- возбуждение вибрации, связанное с изменением сил трения в узлах качения и скольжения;
- возбуждение вибрации, связанное с ударами в поврежденных узлах трения.

Возбуждение вибрации силами гидро и аэродинамической природы:

- возбуждение вибрации переменными подъемными силами, возникающими при движении лопастей в потоке жидкости или газа;
- возбуждение вибрации, связанное с силами трения на границе потока и неподвижных частей;
- возбуждение вибрации турбулентностью потока, срывом вихрей, кавитацией.

Возбуждение вибрации силами электромагнитной природы:

- возбуждение вибрации электродинамическими силами, связанные с присутствием переменных составляющих тока и магнитного потока;
- возбуждение вибрации магнитными силами, связанными с флуктуациями объема воздушного зазора в магнитопроводе;
- возбуждение вибрации магнитострикционными силами, связанными с эффектом магнитострикции в магнитопроводе.

Исследование вибрации направлено на решение двух классов задач.

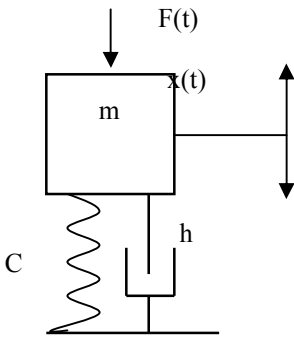
Первый класс задач, связан с определением вибрационного состояния технической системы, когда проводится измерение интенсивности вибрации, оценка влияния этой вибрации на работоспособность самой системы, на окружающую среду, на человека. Далее ведется анализ вибрации с целью выявления источников и причин повышенной вибрации.

Второй класс задач – это задачи диагностирования технического состояния систем по вибрации. При решении этих задач измерение и анализ вибрации проводится с целью обнаружения отказов и неисправностей технических систем по характеристикам возбуждаемой им вибрации.

При решении любой из этих задач необходимо знание особенностей формирования вибрации в технических объектах, особенностей возбуждающих сил их структуры, особенностей объектов как колебательной системы, знание характеристик вибрации, которыми она может описываться и умение идентифицировать эти характеристики. Проиллюстрируем эти вопросы на простейшем примере.

Вибрационное поведение технических систем описывается дифференциальным уравнением (системой уравнений), у которого в правой части находится аналитическое выражение, определяющее зависимость возмущающих сил от времени. В левую часть этого уравнения (системы уравнений) помещены производные по времени перемещений точек механизма с коэффициентами, характеризующими инерционные (массовые), упругие (жесткостные) и демпфирующие (рассеивающие) свойства этого механизма. Отсюда следует, что анализ виброакустических процессов позволяет выявить такие неисправности, которые приводят к изменению действующих на механизм возмущающих сил или к изменению инерционных, жесткостных и демпфирующих свойств этого механизма (например, разбалансировку роторов, нарушение соосности роторов, возникновение трещин, неисправности подшипниковых узлов и т.п.).

Представим диагностируемую систему в виде простой одно массовой колебательной системы (рис.1)



$F(t)$ - возмущающая внешняя сила;
 m - масса системы;
 C - коэффициент жесткости системы;
 h - коэффициент демпфирования в системе;
 $x(t)$ - перемещение центра масс по действию возмущающей силы.

Рисунок 1 - Простейшая одно массовая колебательная система

Колебания центра масс этой системы описывается следующим дифференциальным уравнением

$$m \cdot x''(t) + h \cdot x'(t) + C \cdot x(t) = F(t), \quad (1)$$

Общее решение этого уравнения, описывающее зависимость перемещения центра масс от времени, записывается в следующем виде

$$x(t) = x_{CB}(t) + x_B(t), \quad (2)$$

где $x_{CB}(t)$ - определяет свободные колебания центра масс, а $x_B(t)$ - вынужденные.

Для того чтобы в ходе решения уравнения (1) получить конкретные аналитические зависимости от времени свободных и вынужденных колебаний необходимо определить в конкретном аналитическом виде зависимость от времени возмущающей силы [2].

Примем, что возмущающая сила, действующая на систему, является гармонической т. е.

$$F(t) = F_0 \cdot \sin(\omega t), \quad (3)$$

где F_0 - амплитуда возмущающей силы, ω - частота возмущающей силы.

С учетом этого выражение (1) можно переписать в виде

$$m \cdot x''(t) + h \cdot x'(t) + C \cdot x(t) = F_0 \cdot \sin(\omega t), \quad (4)$$

Решая это уравнение, получим, что свободные колебания являются затухающими и определяются выражением

$$x_{CB}(t) = \frac{F_0}{C} \cdot \ell^{-\frac{h}{2 \cdot m} t} \cdot \sin(\omega_1 t), \quad (5)$$

где $\omega_1 = \sqrt{\omega_0^2 + \frac{h^2}{m^2}}$ - частота свободных колебаний;

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{m}} \quad \text{- собственная частота колебаний системы.}$$

Необходимо отметить, что в реальных системах $m \gg h$, поэтому свободные колебания механических систем совершаются с частотой практически равной собственной частоте системы (т.е. $\omega_1 \approx \omega_0$). Воспроизвести свободные колебания в реальных условиях можно путем тестового воздействия на объект коротким импульсом возмущающей силы, то есть ударом.

При возбуждении системы (см. рис. 1) ударом она будет совершать свободные колебания с частотой, равной собственной частоте системы. Амплитуда колебаний будет зависеть от соотношения между амплитудой силы и жесткостью системы. Скорость затухания колебаний будет определяться величиной соотношения демпфирования и массы в системе. Отсюда следует, что обнаружить неисправность объекта путем анализа его свободных колебаний можно в том случае, если эта неисправность вызовет изменение частоты свободных колебаний или скорости их затухания. Или другими словами, если неисправность повлияет на динамические (жесткостные, демпфирующие, массовые) характеристики системы.

Если поведение системы описывается уравнением (4) и на нее постоянно действует гармоническая сила, то через определенный интервал времени свободные колебания затухнут, и система будет совершать только вынужденные колебания. Эти колебания будут также гармоническими, а их аналитическая зависимость определяется выражением

$$x_B(t) = X_0 \sin(\omega t), \quad (6)$$

где X_0 - амплитуда вынужденных колебаний; ω - частота вынужденных колебаний.

Частота вынужденных колебаний равна частоте возбуждающей силы, а амплитуда колебаний зависит от амплитуды возбуждающей силы и коэффициента динамичности β

$$X_0 = F_0\beta. \quad (7)$$

Коэффициент динамичности зависит только от характеристик системы и для нашего случая определяется следующим соотношением

$$\beta = \frac{1}{m \cdot \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4 \cdot \frac{h^2}{m^2} \cdot \omega^2}}. \quad (8)$$

Максимальное значение коэффициент динамичности принимает при равенстве частоты возбуждающей силы собственной частоте системы $\omega = \omega_0$. Такое явление называется *резонансом*, и говорят, что система совершает *резонансные колебания*. Как следует из соотношения (8), амплитуда резонансных колебаний зависит от величины возбуждающей силы и демпфирующих свойств системы.

Приведенные соотношения свидетельствуют о том, что диагностика объектов путем анализа вынужденных колебаний возможна в том случае, если неисправности вызывают изменение возбуждающей силы (ее величины или частоты) или изменение динамических свойств самого объекта (массы, жесткости, демпфирования).

Реальные механизмы обладают ∞ числом собственных форм и частот колебаний, для их диагностирования по вибрационным параметрам на практике можно применить следующий приём [1]. Каждой собственной форме и частоте колебаний реального механизма устанавливается соответствие с гипотетической одно массовой системой, и реальный механизм рассматривается как набор одно массовых систем. Любые механизмы с определёнными допущениями можно представить набором одно массовых систем.

В свою очередь, сложное входное возмущение (возбуждающую силу) можно представить в виде ряда Фурье, то есть определить амплитудно-частотный состав возбуждающих сил. Это позволяет анализировать реакцию механизма на отдельное гармоническое возмущение.

Представленные выше зависимости вибрационного сигнала описывают только одно техническое состояние системы (исправное), для получения описаний неисправных состояний необходимо установить зависимости между параметрами силы (входным воздействием) и дефектами или зависимости

между массой, жесткостью, демпфирования и дефектами, то есть для вибрационной диагностики характерно задание неявных моделей.

При таком подходе основная задача это правильно определить основные (определяющие) собственные формы и частоты диагностируемого механизма. Вибрация в исправном техническом состоянии будет определяться характерными только для исправного объекта амплитудно-частотным составом возмущающей силы и динамическими свойствами (инерционными, жесткостными, демпфирующими) выбранных определяющих форм колебаний. Для задания вибрации в неисправных технических состояниях необходимо установить зависимости амплитудно-частотного состава возмущающей силы и динамических свойств объекта от конкретных неисправностей механизма.

В линейных системах частотный состав вибрации будет совпадать с частотным составом возбуждающих сил. В нелинейных системах частотный состав вибрации будет отличаться от частотного состава возбуждающих сил. Тем не менее, основой задачей при анализе измеренной вибрации является определение ее амплитудно-частотного состава.

Рассмотрим параметры и характеристики, с помощью которых описывается вибрация, и знание которых позволяет получить информацию о ее амплитудно-частотном составе.

При воздействии на систему, изображенную на рис.1, силы, заданной выражением (3), перемещения центра масс системы будет описываться выражением (6). В литературе по вибрации используется термин виброперемещение, и оно обозначается $S(t)$. С учетом этого перепишем выражение (6) в виде:

$$S(t) = S_0 \sin(\omega t) = S_0 \sin(2\pi f t) \quad (9)$$

где $S(t)$ и S_0 - соответственно текущее значение и амплитуда виброперемещений, единицы измерения - мм; f - частота вибрации, единицы измерения Гц.

Частота вибрации равна частоте возбуждающей силы. Поэтому, зная частоту вибрации, мы определяем частоту возбуждающей силы и, как следствие, можно установить источник и причину ее возникновения. Амплитуда вибрации, в соответствии с выражениями (7) и (8) определяется амплитудой силы и инерционными, жесткостными и демпфирующими характеристиками системы.

Кроме виброперемещения для описания вибрации используют виброскорость и виброускорение. Для системы, изображенной на рис. 1, выражения для виброскорости и виброускорения можно получить последовательным дифференцированием выражения (9).

Виброскорость есть первая производная от виброперемещения

$$V(t) = \frac{dS(t)}{dt} = S_0 \cdot 2\pi f \cdot \cos(2\pi ft) = V_0 \cos(2\pi ft), \quad (10)$$

где $V(t)$ и $V_0 = 2\pi f \cdot S_0$ - соответственно текущее значение и амплитуда виброскорости, единицы измерения – мм/с.

Виброускорение есть первая производная от виброскорости или вторая от виброперемещения

$$W(t) = \frac{dV(t)}{dt} = -V_0 \cdot 2\pi f \cdot \sin(2\pi ft) = -W_0 \cos(2\pi ft), \quad (11)$$

где $W(t)$ и $W_0 = 2\pi f \cdot V_0$ - соответственно текущее значение и амплитуда виброускорения, единицы измерения – м/с².

Из выражений (9), (10), (11) следует, что амплитуды виброперемещения S_0 , виброскорости V_0 и виброускорения W_0 связаны между собой соотношениями

$$\begin{aligned} V_0 &= 2\pi f \cdot S_0, \\ W_0 &= 2\pi f \cdot V_0 = 4(\pi f)^2 S_0. \end{aligned} \quad (12)$$

Графическое изображение вибрации описываемой, например, выражением (10) в координатах виброскорость – время (временное представление) представлено на рис.2.

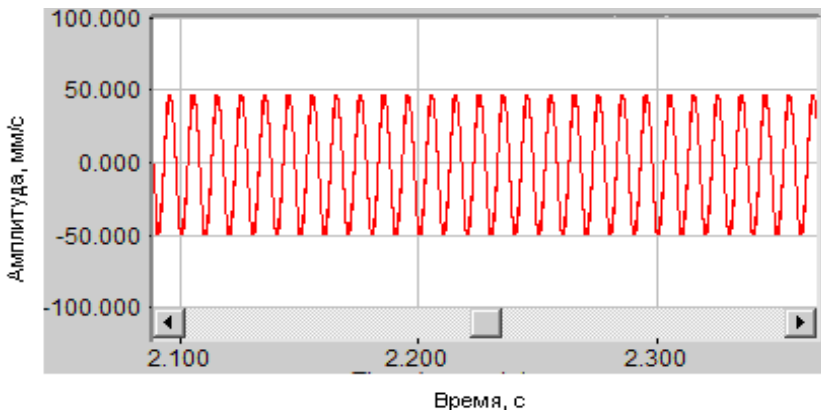


Рисунок 2 - Временное представление однокомпонентной вибрации

Кроме временного представления для описания вибрации используется так называемое спектральное представление (спектр), которое графически изображается в координатах амплитуда (например, виброскорости) - частота. Для получения спектра вибрации необходимо выполнить преобразование Фурье над временной реализацией вибрации, т.е. разложить ее в ряд Фурье. График спектра вибрации, заданной выражением (10) представляет собой пик на частоте, равной частоте вибрации, а его величина равна амплитуде вибрации (рис.3). На графике спектра амплитуда вибрации дана в dB. Величина амплитуды L в dB связана с величиной амплитуды A в мм/с следующим соотношением

$$L = 20 \lg \frac{A}{A_T}, \text{ где } A_T - \text{ значение амплитуды тарировки в мм/с.}$$

Таблица перевода относительных единиц измерения, коими являются dB, в абсолютные единицы измерения мм/с дана в приложении.

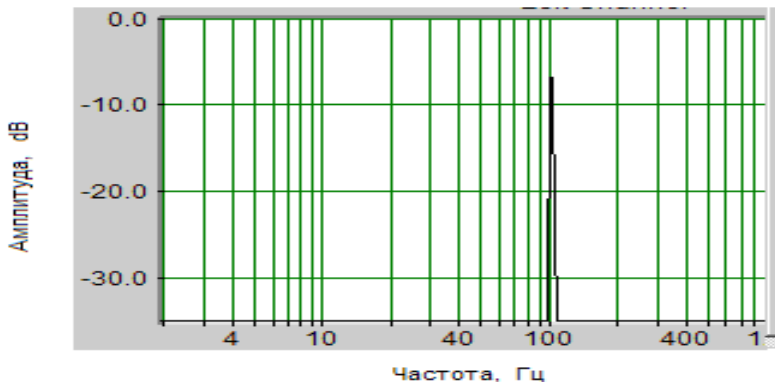


Рисунок 3- Спектр однокомпонентной вибрации

Вибрация вида (10) называется однокомпонентной или гармонической. Если вибрация является двухкомпонентной, т.е. является суммой двух компонент (составляющих), то она может быть задана следующим выражением:

$$V(t) = V_{01} \cos(2\pi f_1 t) + V_{02} \cos(2\pi f_2 t), \quad (13)$$

где V_{01} и V_{02} - соответственно амплитуды первой и второй компонент (составляющих); f_1 и f_2 - соответственно частоты этих составляющих.

Временное и спектральное представление двухкомпонентной вибрации показано соответственно на рис. 4 и рис.5.

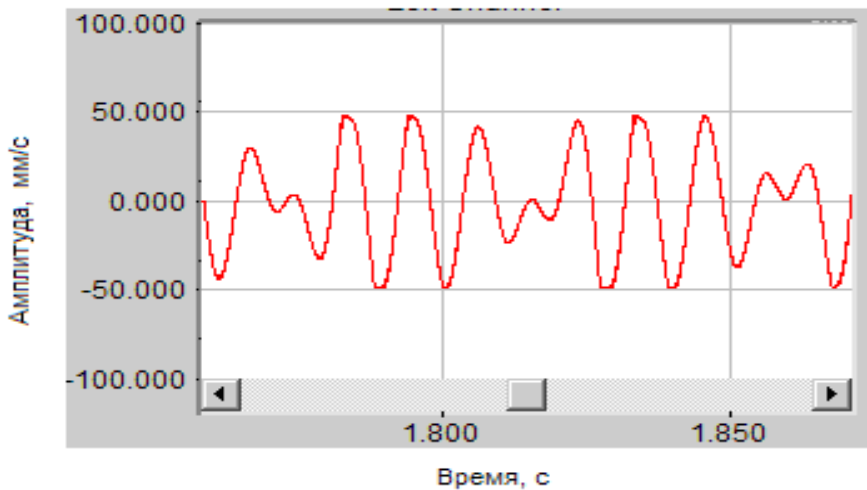


Рисунок 4 - Временное представление двухкомпонентной вибрации

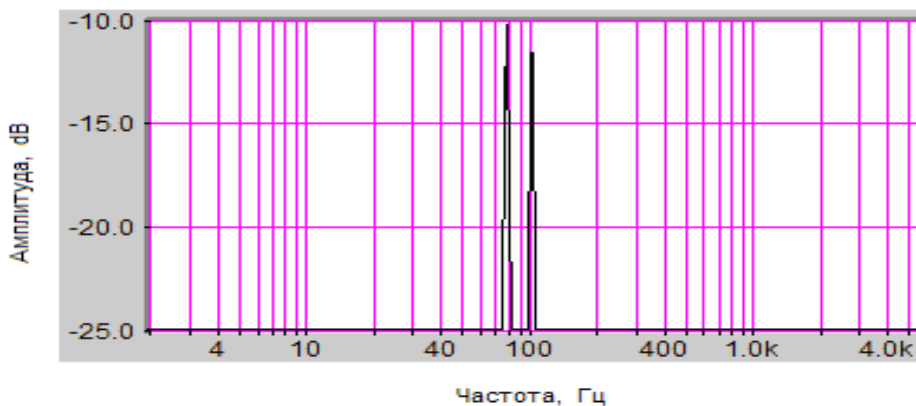


Рисунок 5 - Спектр двухкомпонентной вибрации

Временное и спектральное представление трехкомпонентной вибрации показано соответственно на рис.6 и рис.7.

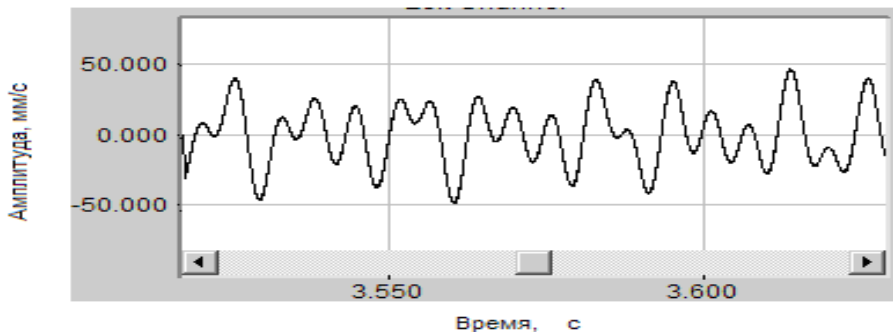


Рисунок 6- Временное представление трехкомпонентной вибрации

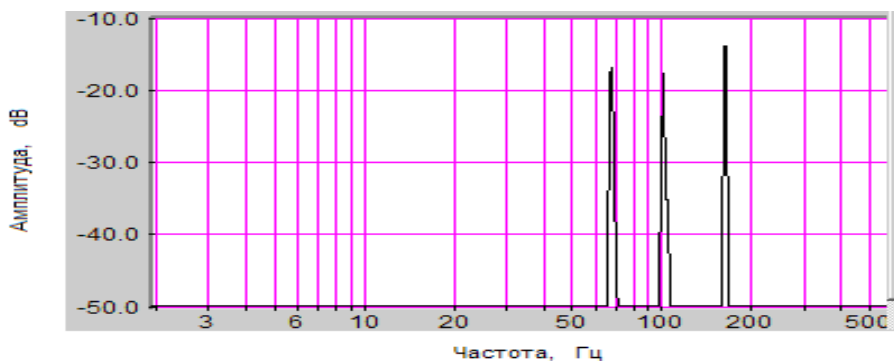


Рисунок 7- Спектр трехкомпонентной вибрации

Источниками вибрации в технических системах являются ротора, зубчатые передачи, подшипники качения и скольжения, лопаточные узлы, соединительные муфты и т.п. В этих узлах действуют силы различной физической природы. Поэтому вибрация реальных технических систем является многокомпонентной. Если вибрация состоит из двух и более составляющих, то график ее временного представления достаточно сложен (рис.8) и его использование для анализа структуры вибрации (определение количества составляющих, их частот и амплитуд) не представляется возможным.

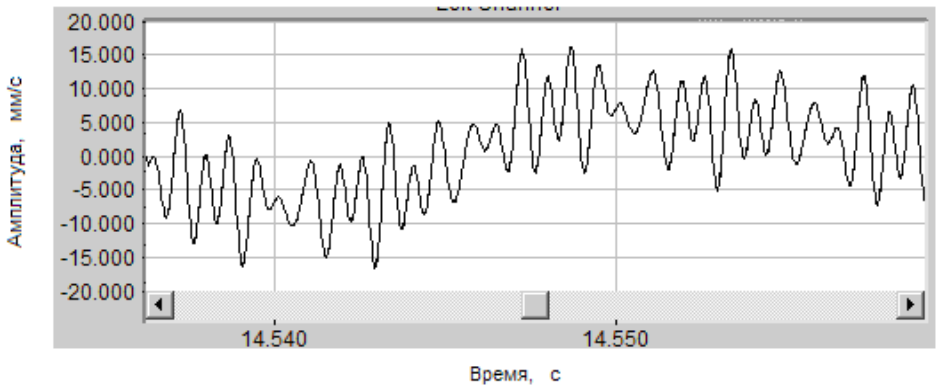


Рисунок8 - Временное представление многокомпонентной вибрации

Для этих целей удобнее использовать спектральное представление вибрации. На рис.9 представлен спектр вибрации, временное представление которой изображено на рис. 8. Видно, спектр позволяет достаточно просто определить количество составляющих суммарной вибрации, их частоты и амплитуды.

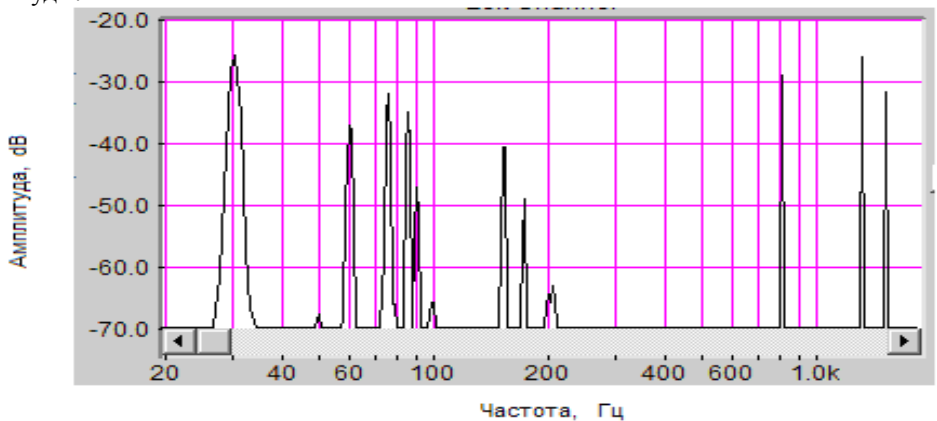


Рисунок 9 - Спектр многокомпонентной вибрации

В спектральном представлении легко иллюстрируется связь частот и амплитуд возбуждающих сил и вызванной ими вибрации (реакции системы на эти силы). В линейной системе каждая составляющая силы возбуждает вибрацию с той же частотой, а амплитуда вибрации пропорциональна амплитуде силы, умноженной на соответствующее значение коэффициента динамичности (выражения (7) и (8)). Поэтому в спектре вибрации будут присутствовать составляющие с теми же частотами, что и в спектре

возбуждающих сил. Спектр вибрации будет отличаться от спектра сил только соотношением амплитуд между отдельными составляющими. Таким образом, по спектру вибрации можно выявлять источники и причины вибрации. Следовательно, знание спектра вибрации (ее амплитудно-частотного состава) позволяет определять источники и причины повышенной вибрации, а также выявлять различие в структуре вибрации для исправных и неисправных технических систем, то есть решать задачи диагностики.

Для идентификации спектров вибрации, то есть установления соответствия между составляющими спектра сил и спектра вибрации, необходимо знание особенностей возбуждения вибрации от различных источников, в которых действуют возбуждающие силы различной физической природы. Поэтому ниже рассмотрены особенности возбуждения вибрации от некоторых источников.

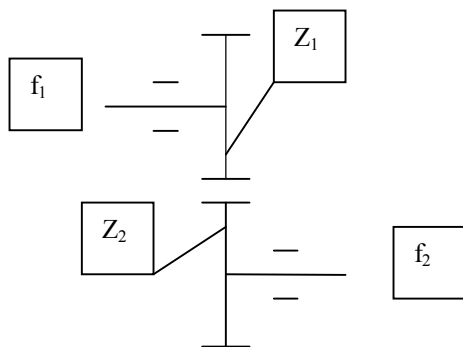
Для удобства идентификации вибрации ее классифицируют по узлам-источникам. Так, различают роторную вибрацию, зубцовую, винтовую, подшипниковую, вентиляторную и т.д. классификация по конструктивным узлам позволяет непосредственно связать вибрацию с ее источником и создает возможность прогнозирования частотной структуры вибрации с учетом их конструкции и особенностью работы. По этой же причине порядок (номер) составляющей вибрации k определяется по отношению частоты составляющей вибрации f к частоте вращения возбуждающего ее узла $f_{вр}$

$$k = \frac{f}{f_{вр}} \quad (14)$$

Исходной информацией для идентификации вибрации являются ее спектры, полученные экспериментальным путем, данные о кинематике технической системы и режиме ее работы. Вибрация идентифицируется, т.е. устанавливается ее происхождение, путем сравнения частот локальных максимумов экспериментальных спектров f^* и расчетных частот f . Расчетные значения частот вычисляются на основе наличия жесткой функциональной связи между частотами вращения узлов-источников и частотами возбуждаемой ими вибрации $f = kf_{вр}$, $k = 1, 2, 3, \dots$. Если порядок составляющей k близок к ожидаемому расчетному значению, то за источник вибрации принимается соответствующий узел.

Идентификация вибрации зубчатых передач.

При работе зацепления каждый зуб подвергается периодическому силовому воздействию, приводящему к возникновению вибрации с частотой пересопряжения зубьев $f_Z = Zf_{ep}$ и кратные ей $kf_Z = kZf_{ep}$ (где $k = 2, 3, 4, \dots$, f_{ep} - частота вращения вала зубчатого колеса, Z - число зубьев колеса).



$$f_1 = 80 \text{Гц} (n_1 = 4800 \text{об/мин});$$

$$f_2 = 60 \text{Гц} (n_2 = 3600 \text{об/мин})$$

$$Z_1 = 18; Z_2 = 24$$

Рисунок 10 - Кинематическая схема одноступенчатой зубчатой передачи

Например, для передачи, изображенной на рис. 10, в спектре вибрации будут присутствовать зубцовые составляющие с частотами

$$kf_Z = kZ_1 f_1 = kZ_2 f_2 = k \cdot 18 \cdot 80 = k \cdot 24 \cdot 60 = k \cdot 1440 \text{Гц},$$

где $k = 1, 2, 3, 4, 5, 6$. На рисунке 11 эти составляющие обозначены соответственно $1Z, 2Z, 3Z, 4Z, 5Z, 6Z$.

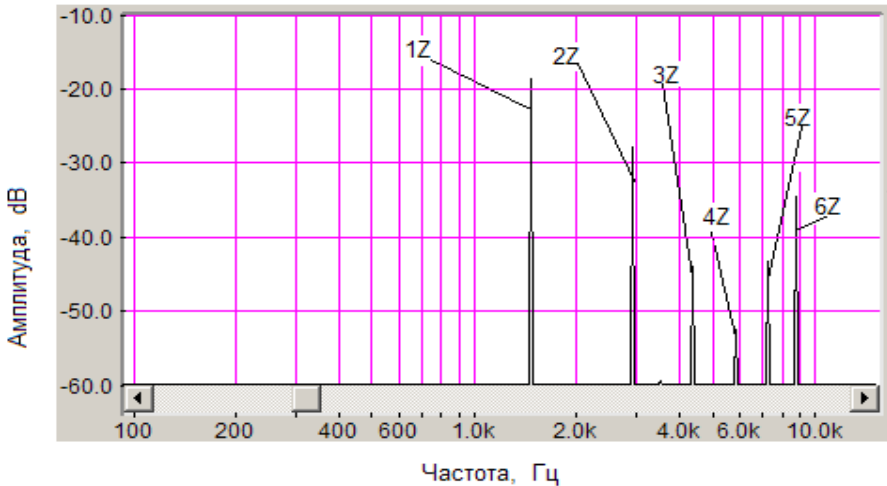


Рисунок 11 - Спектр вибрации одноступенчатой зубчатой передачи

При многоступенчатой передаче в спектре вибрации будут присутствовать составляющие от каждой ступени, которые будут иметь свои частоты. Эти частоты также будут определяться числом зубьев шестерен, находящихся в зацеплении, и частотами вращения валов, на которых установлены шестерни. Такой состав спектра характерен для передач, в которых отсутствуют дефекты шестерен.

При появлении дефекта на зубьях одной из шестерен рядом с зубцовой составляющей появятся боковые составляющие. Частоты этих составляющих f_i зависят от того, на каком валу установлена дефектная шестерня.

Например, если дефект появился на первой шестерне, то частоты боковых составляющих будут следующие $f_i = f_z \pm i \cdot f_1$. При $i = 1, 2, 3$ частоты этих составляющих будут иметь следующие значения: для $i = 1$ - 1200 Гц и 1680 Гц, для $i = 2$ - 1280 Гц и 1600 Гц, для $i = 3$ - 1360 Гц и 1520 Гц (Рис 12).

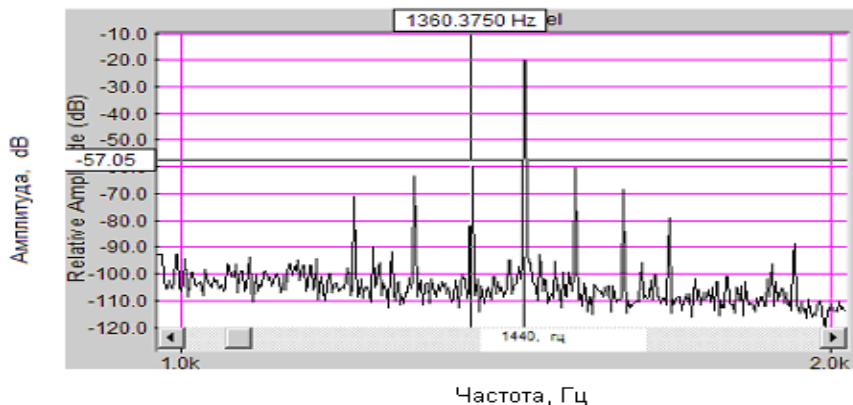


Рисунок12 - Спектр вибрации в районе первой зубцовой составляющей при наличии дефекта на зубьях первой шестерни

Если дефект появился на второй шестерне, то частоты боковых составляющих будут следующие $f_i = f_z \pm i \cdot f_2$. При $i = 1, 2, 3$ частоты этих составляющих будут иметь следующие значения : для $i = 1$ - 1260 Гц и 1620 Гц, для $i = 2$ - 1320 Гц и 1560 Гц, для $i = 3$ - 1380 Гц и 1500 Гц (Рис. 13).

По наличию в спектре этих составляющих и определяют (идентифицируют) дефектную шестерню.

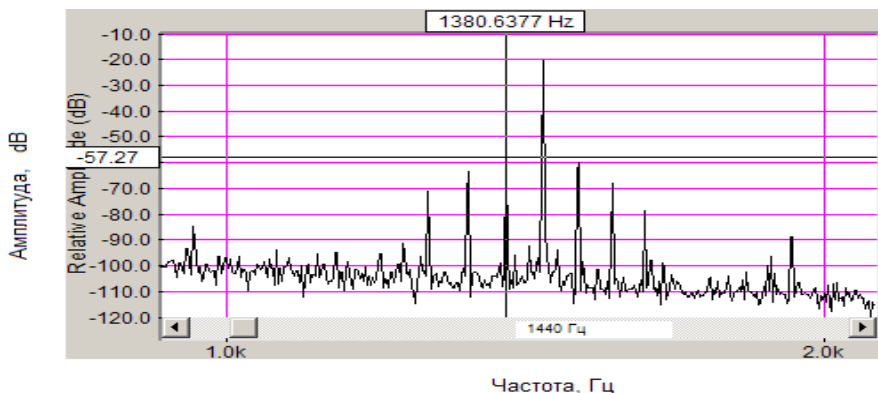


Рисунок 13 - Спектр вибрации в районе первой зубцовой составляющей при наличие дефекта на зубьях второй шестерни

4 Задание на выполнение лабораторной работы

На стенде установлены два мотора редуктора РД-09. Кинематическая схема представлена на рис. 14.

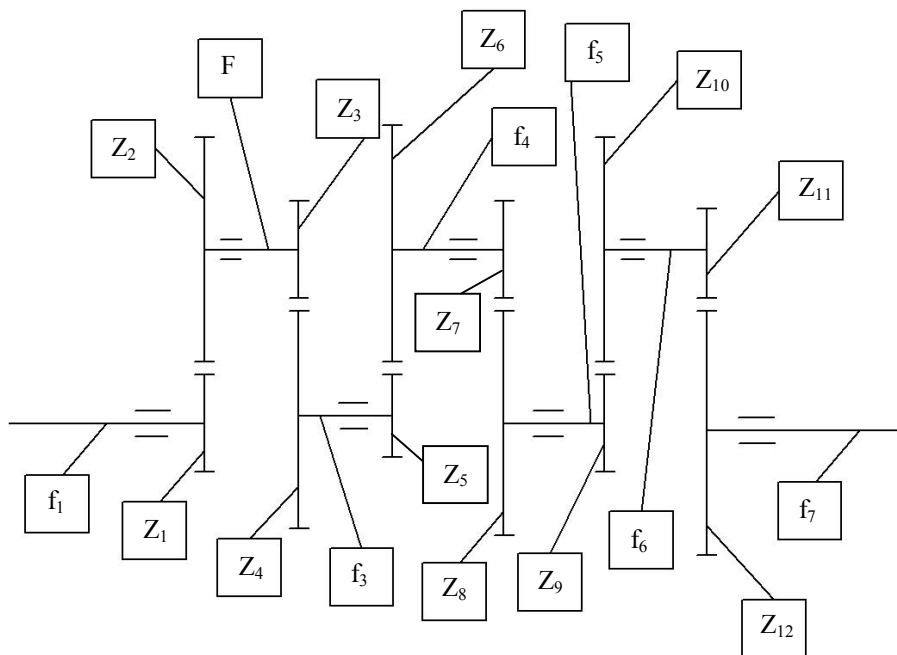


Рисунок 14 - Кинематическая схема мотора редуктора РД-09

Один мотор редуктор функционирует исправно, у второго присутствует дефект на одной из шестерен редуктора.

Исходные данные для расчета частот зубцовых составляющих следующие:

f_1 об/мин	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8	Z_9	Z_{10}	Z_{11}	Z_{12}
12000	18	45	18	45	14	49	18	45	18	45	14	49

На первом этапе необходимо измерить, записать и расшифровать спектр вибрации исправного мотора редуктора, то есть необходимо определить частоты зубцовых составляющих, возбуждаемых каждой ступенью, найти их

на спектре и определить их амплитуды. Для определения амплитуд задается масштаб: 0 дБ шкалы графика спектра соответствует величине виброскорости 100 мм/с.

Для определения амплитуды составляющей необходимо воспользоваться таблицей перевода значения амплитуды составляющей, выраженной в дБ, в величину отношения амплитуды составляющей к заданному масштабу.

Результаты расчета частот и определения амплитуд представить в отчете.

На втором этапе необходимо измерить, записать и расшифровать спектр вибрации неисправного мотора редуктора, то есть определить наличие в спектре вибрации боковых составляющих, определить частоты и амплитуды всех составляющих спектра. Для определения амплитуд использовать данные по масштабу для своего варианта. Результаты определения частот и амплитуд представить в отчете.

На основании данных о частотах боковых составляющих дать заключение о том, какая из шестерен имеет дефект.

5 Практическая часть

Исследовательская часть лабораторной работы выполняется с использованием стенда, состоящего из двух электрических моторов редукторов РД-09 (см. рис 15) и многоканального синхронного регистратора «АТЛАНТ» производства производственно-внедренческой фирмы «Вибро-Центр» с вибродатчиком ВК-310А производства фирмы «ВиКонт» (см. рис. 16).

Крепление вибродатчика на корпусе редуктора производится с использованием шпильки переходника, которая вворачивается в резьбовое отверстие на крышке редуктора (см. рис. 17). На другую сторону шпильки наворачивается вибродатчик и соединение затягивается. Между корпусом редуктора и шестигранником шпильки и корпусом датчика и шестигранником необходимо положить шайбы, исключая влияние недореза резьбы на характер соединения конструкции.

Включение прибора «АТЛАНТ», измерение вибрации и обработку полученных данных производить в соответствии с руководством пользователя.

Протоколы испытаний и результаты расшифровки спектрограмм следует представить в виде таблиц. См. приложение А.

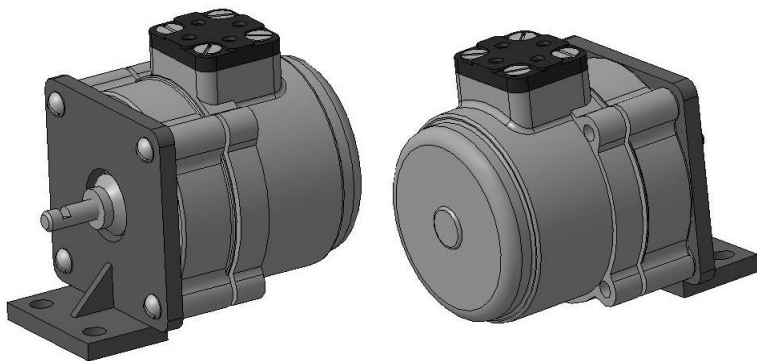


Рисунок 15 - Мотор редуктор РД-09



Рисунок 16 – Многоканальный синхронный регистратор – анализатор вибросигналов «АТЛАНТ»

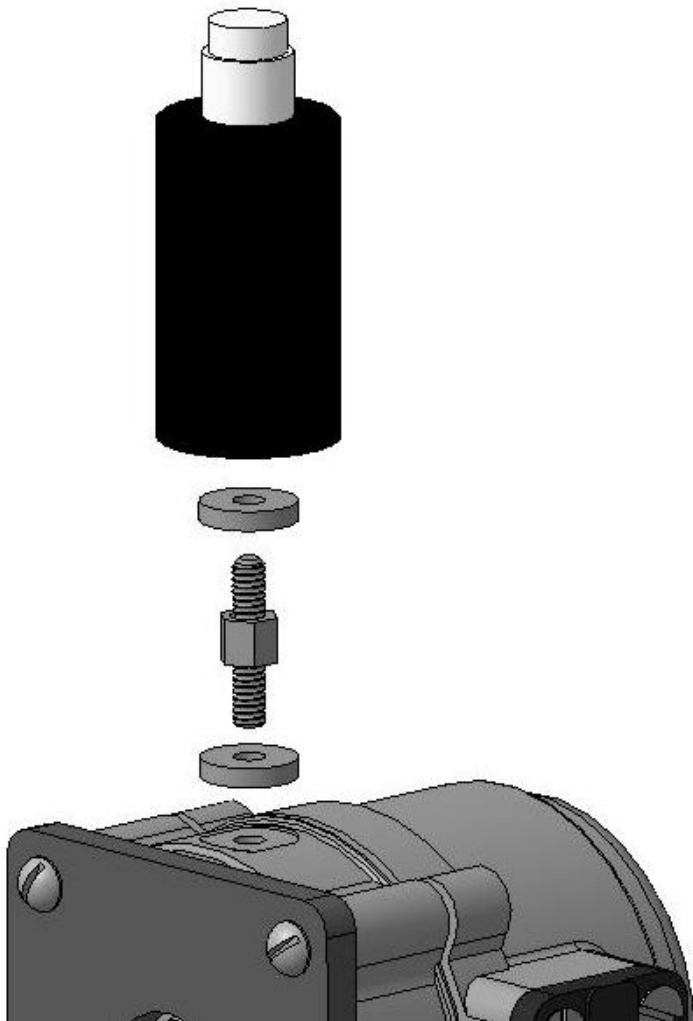


Рисунок 17 - Способ крепления вибродатчика

6 Содержание отчета

Отчет должен содержать:

- краткие сведения о частотном составе вибрации, возбуждаемой зубчатыми передачами (как исправными, так и неисправными);
- принципы идентификации спектральных характеристик вибрации;
- схему мотора редуктора РД-09;
- результаты расшифровки спектра вибрации исправного мотора редуктора РД-09(желательно в виде таблицы);
- результаты расшифровки спектра вибрации неисправного мотора редуктора РД-09 (желательно в виде таблицы);
- заключение о месте повреждения.

7 Контрольные вопросы

1. Какие единицы измерения используются для описания величины вибрации?
2. Что такое спектральное представление вибрации?
3. Каковы причины возбуждения вибрации зубчатой передачи?
4. Как теоретически определяются частоты вибрации, возбуждаемой зубчатой передачей?
5. Как проводится идентификация вибрации зубчатых передач?
6. Каковы диагностические признаки дефектной шестерни?
7. Как рассчитываются частоты спектральных составляющих, свидетельствующих о наличии дефекта в зубчатой передаче?
8. Как перевести значения величины вибрации из логарифмического масштаба в линейный?

Список использованных источников

1. Киселев Ю.В. Вибрационная диагностика систем и конструкций авиационной техники: учебное пособие/ Ю.В. Киселев – Самара: СГАУ, 2010 (электронный ресурс).

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица 1 - Частоты и амплитуды зубцовых составляющих

№ ступени	1	2	3	4	5	6
f_z , Гц						
L, dB						
A, мм/с						

Таблица 2 - Частоты вращения валов РД-09

№ вала	1	2	3	4	5	6	7
f_i , Гц							

Таблица 3 - Частоты и амплитуды дефектных составляющих

№ боков. составл.	- 3	- 2	- 1	+ 1	+ 2	+ 3
F, Гц						
L, dB						
A, мм/с						

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

-L,dB	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
K _T	1	0,977	0,955	0,933	0,912	0,891	0,871	0,851	0,832	0,813	0,794	0,776	0,759	0,741

-L,dB	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8	5,0	5,2	5,4
K _T	0,724	0,708	0,692	0,676	0,661	0,646	0,631	0,617	0,603	0,589	0,575	0,562	0,550	0,537

-L,dB	5,6	5,8	6,0	6,2	6,4	6,6	6,8	7,0	7,2	7,4	7,6	7,8	8,0	8,2
K _T	0,525	0,513	0,501	0,490	0,479	0,468	0,457	0,447	0,437	0,427	0,417	0,407	0,398	0,389

-L,dB	8,4	8,6	8,8	9,0	9,2	9,4	9,6	9,8	10,0	10,2	10,4	10,6	10,8	11,0
K _T	0,380	0,372	0,363	0,355	0,347	0,339	0,331	0,324	0,316	0,309	0,302	0,295	0,288	0,282

-L,dB	11,2	11,4	11,6	11,8	12,0	12,2	12,4	12,6	12,8	13,0	13,2	13,4	13,6	13,8
K _T	0,275	0,269	0,263	0,257	0,251	0,246	0,240	0,234	0,229	0,224	0,219	0,214	0,209	0,204

-L,dB	14,0	14,2	14,4	14,6	14,8	15,0	15,2	15,4	15,6	15,8	16,0	16,2	16,4	16,6
K _T	0,199	0,195	0,190	0,186	0,182	0,178	0,174	0,170	0,166	0,162	0,159	0,155	0,151	0,148

-L,dB	16,8	17,0	17,2	17,4	17,6	17,8	18,0	18,2	18,4	18,6	18,8	19,0	19,2	19,4	19,6
K _T	0,145	0,141	0,138	0,135	0,132	0,129	0,126	0,123	0,120	0,118	0,115	0,112	0,110	0,107	0,105

-L,dB	19,8	20,0	20,2	20,4	20,6	20,8	21,0	21,2	21,4	21,6	21,8	22,0
K _T	0,102	0,1	0,098	0,096	0,093	0,091	0,089	0,087	0,085	0,083	0,081	0,079