

Рис. 5. Ковши элеваторов шарошлифовальных станков МШ-33, изготовленные из армированного древопласта.

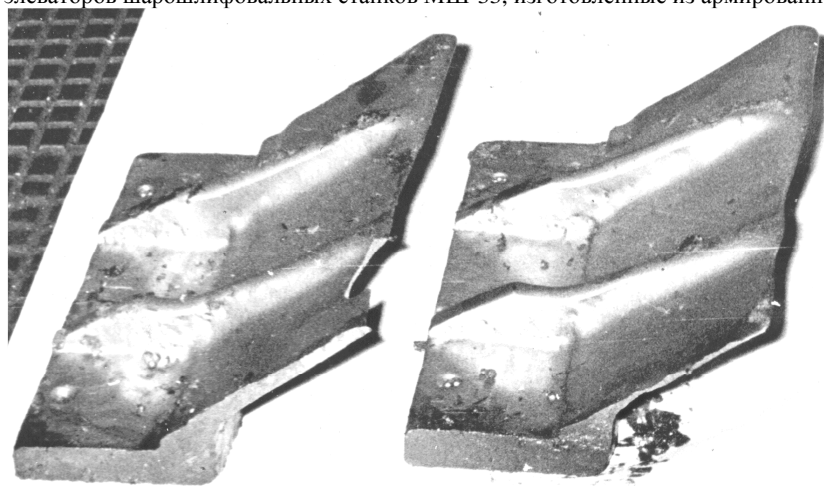


Рис. 5а. Изношенные металлические ковши после 15000 часов работы.

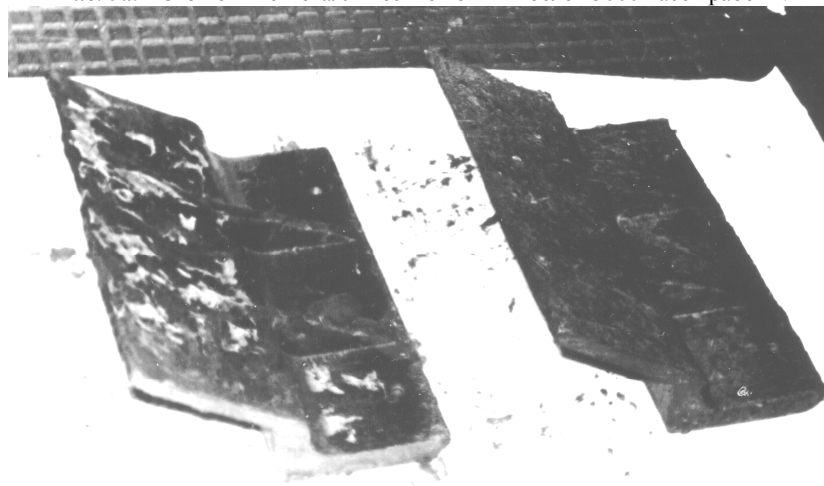


Рис. 5б. Ковши из армированного древопласта после 15000 часов работы.

УДК 621.83.05

*Мирошниченко И.А.*

### **МЕТОДИКА ВЫЯВЛЕНИЯ ДЕФЕКТОВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ. ВИБРАЦИЯ. ПОГРЕШНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ И ИХ ПРОЯВЛЕНИЕ В ЧАСТОТНОМ СПЕКТРЕ**

**Введение.** В мировой практике создания машинных механизмов (агрегатов) актуальной остается проблема обеспечения надежности их работы и проблема безразборного кон-

троля и прогнозирования их технического состояния. Как правило, практикуемые в настоящее время способы контроля параметров технического состояния машин и механизмов

*Мирошниченко Игорь Александрович, ст. преподаватель каф. машиноведения Брестского государственного технического университета.*

*Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.*

предполагают полную или частичную разборку оборудования. Эта процедура нарушает приработку узлов и сокращает срок безаварийной работы. Ущерб, причиняемый периодическим профилактическим осмотром механического оборудования во время эксплуатации столь велик, что одной из первоочередных проблем в различных областях техники стала проблема перехода от эксплуатации по заранее назначенному ресурсу к эксплуатации и техническому обслуживанию механизмов по данным систематического безразборного контроля представительных параметров технического состояния и результатам диагностирования.

В ИНДМАШ АНБ совместно с ООО «КР» разработан образец измерительно-вычислительного комплекса для совместной оценки и анализа параметров вибрационной нагруженности и кинематической точности зубчатых приводов.

### Упрощенный метод диагностики

Упрощенный метод диагностики заключается в определении общего уровня вибрации в контрольной точке на заданном режиме нагружения. В случае регистрации значений вибраций, которые не превышают допустимое значение, можно считать, что диагностируемый объект сохраняет свою работоспособность и удовлетворяет заданным техническим характеристикам. В противном случае следует произвести анализ частотного состава вибраций и установить источник (источники), который вызывает превышение заданной величины. При обнаружении таковых принимается соответствующее решение о возможности дальнейшей эксплуатации исследуемого объекта.

### Углубленная диагностика

Вибросигнал содержит всю информацию о всех взаимодействиях деталей механизма. Однако сложность заключается в том, как из этого сигнала извлечь ту информацию, которая относится к тому или другому узлу.

Статистика сигнала может быть описана формулой [1]:

$$S(f) = \sum_{k=1}^p a_k \delta(f - kf_{об}) + \sum_{l=1}^g a_l \delta(f - lf_z) + \sum_{k=1}^p \sum_{l=1}^g a_{kl} \delta[f - (lf_z \pm kf_{об}) + S_m(f)].$$

Анализ формулы позволяет сделать вывод о том, что в вибросигнале содержится спектр низкочастотных составляющих, кратных оборотной частоте  $f_{об}$ , спектр высокочастотного процесса с частотами, кратными частотам  $f_z$ , спектр комбинированных частот  $lf + kf_{об}$  и спектр шумовой компоненты  $S_m(f)$ .

**Область низких частот.** Различные виды погрешности изготовления валов и зубчатых колес проявляются в строго определенных областях частотного спектра вибраций. При наличии составляющей вибрации с высокими значениями в области низких частот можно утверждать, что контролируемый вал и расположенные на нем зубчатые колеса имеют радиальное биение, проявляющееся на частоте:

$$f = kn/60,$$

где  $k$  – коэффициент,  $k = 1, 2, 3 \dots$  и т.д.;

$n$  – частота вращения контролируемого объекта, мин<sup>-1</sup>.

Причинами радиального биения могут быть [2]: биение шейки вала под подшипник; биение шейки вала под колесо; радиальное смещение колеса; радиальное биение подшипников качения; перекос колеса при посадке его на вал; прогиб вала.

Другими словами, при наличии в частотном спектре вибраций оборотной составляющей с  $k=1$  можно утверждать, что диагностируемый объект имеет дисбаланс, а с  $k=2$  – изгиб и несоосность [3]. При наличии ослабления механических связей в конструкции в частотном спектре наблюдается наличие составляющих механических колебаний с частотами межгармоник и субгармоник, т.е. “половинчатых” и “полуполных” гармоник и т.п.

Большинство дефектов радиальных подшипников связано с их гидродинамической неустойчивостью в системе, состоящей из вала, масляной пленки и корпуса подшипника. Они проявляются, как правило, на частотах, равных 40-49% от скорости вращения.

**Область средних и высоких частот.** Механические колебания в области средних и высоких частот характеризуются составляющими, возникающими в результате пересопределения зубьев зубчатых колес в передаче. У новой и находящейся в надежном состоянии передачи эти составляющие появляются на зубцовых и кратных им частотах, рассчитываемых по формуле:

$$f_z = 1nz/60,$$

где 1 – коэффициент (принимает значения 0,5; 1; 1,5; 2; 2,5 и т.д.);

$n$  – частота вращения зубчатого колеса, мин<sup>-1</sup>;

$z$  – число зубьев колеса.

В процессе работы объекта происходит износ рабочих поверхностей зубьев, и при достижении некоторой величины он будет проявляться в виде изменений в частотном спектре. При истирании рабочих поверхностей зубьев наблюдается рост шумовой компоненты, увеличение амплитуд гармонического ряда  $lf_z$  основной частоты возбуждения и перераспределения амплитуд между гармониками этого ряда [1]. Как правило, наблюдается увеличение амплитуд составляющих на второй и более высоких гармониках зубцовой частоты. Амплитуда первой зубцовой гармоники при этом меняется незначительно [3].

По мере работы зубцовой пары возможно выкашивание рабочих поверхностей зубьев, которое проявляется появлением периодических всплесков вибросигнала, модулирующих основной процесс возбуждения колебаний. В спектре появляются комбинированные частоты  $lf_z + kf_{об}$  в окрестности основных частот возбуждения, вызванных амплитудной модуляцией [1]. При развитии дефекта наблюдается увеличение глубины амплитудной модуляции, рост числа комбинационных частот и перераспределение энергии между ними при неизменности амплитуд основных частот возмущения.

Зарождающийся местный дефект, с другой стороны, не сопровождается увеличением амплитуд составляющих на указанных выше частотах. В частности, треснувший зуб, который еще не обломился, и значит не может быть замечен технической службой, при работе проявляется сигналом, который имеет вид, показанный на рис. 1.

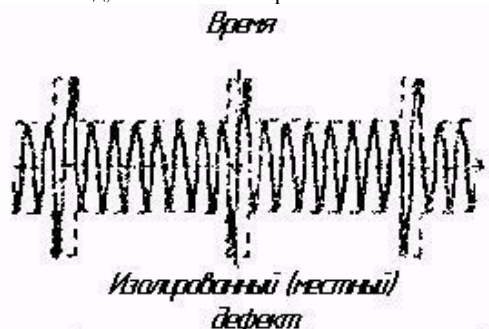




Рис. 1. Общий вид сигнала, получаемого при наличии зарождающегося дефекта на отдельном зубе передачи (зарождение трещины).

Следовательно, зарождающийся дефект проявится в частотном спектре и виде увеличенного уровня боковых полос ниже и выше зубцовой частоты, разнесенных на частоту скорости вращения.

При этом следует помнить, что ниже зубцовой частоты находятся уже упомянутые выше низкочастотные составляющие от разбаланса и искривления вала, и поскольку они более энергоинтенсивны, то обусловленные треснувшим зубом составляющие с малыми амплитудами могут быть и не видны в области низких частот. В то же время, составляющие с зубцовой частотой более энергоинтенсивны, чем составляющие, обусловленные зарождающимся дефектом.

Тем не менее, часто имеется возможность видеть эти небольшие по амплитуде составляющие между зубцовыми составляющими.

По мере роста дефекта, охватывающего несколько поврежденных зубьев, отображающий механические колебания сигнал изменяет свой характер от пульсирующего до более энергоинтенсивного, который выглядит похожим на сигнал с амплитудной модуляцией. Его спектр имеет сходство с ним и содержит боковые полосы с относительно большими амплитудами на зубцовой и кратных ей частотах, причем эти боковые полосы разнесены на соответствующие скорости вращения частоты.

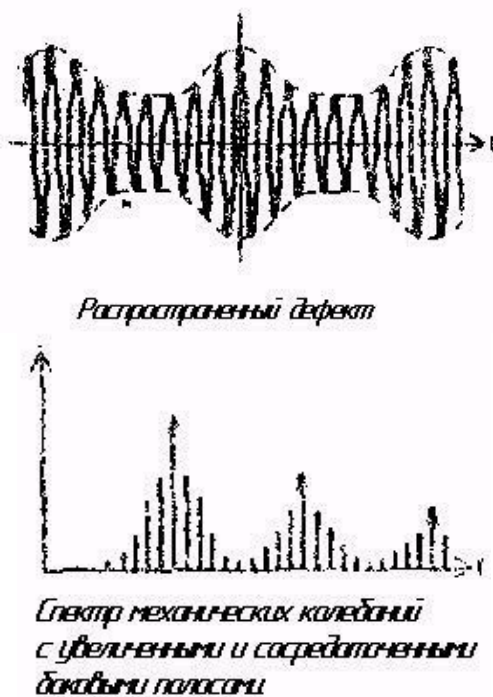


Рис. 2. Проявление развития трещины у основания зуба в спектре механических колебаний.

Причиной механических колебаний в данной области могут быть также задиры на рабочих поверхностях. Наличие такого дефекта характеризуется также появлением выбросов в вибросигнале, фазовой модуляцией на основных частотах возбуждения. Как правило, сигнал становится нестационарным из-за нерегулярности выбросов [1]. В спектре наблюдается падение амплитуд основных частот возмущения

$$I f_z = k f_{об}$$

Нарушение режима смазки зубчатой передачи проявляется в росте амплитуд составляющих гармонического ряда частот, кратных зубцовой частоте. Рост амплитуды составляющей на этой частоте и служит основным признаком данного дефекта.

При наличии на колесе погрешности, выражающейся в неравномерном шаге, в частотном спектре данной передачи наблюдается модуляция основного (на зубцовой частоте) сигнала (частотная, амплитудная). Если боковые частоты имеют составляющие с периодичностью ведущего вала, то дефект находится на ведущем колесе. Если же боковые частоты будут иметь составляющие с периодичностью ведомого вала, то дефект находится на ведомом колесе [4].

Анализ частотных спектров позволяет распознать еще одну распространенную погрешность зубчатых передач - эксцентриситет колес, который выявляется через наличие нижних боковых частот модулированного сигнала. Если у ведущего колеса отсутствуют верхние модулированные частоты с частотой ведущего вала, а имеются только нижние, то это говорит о наличии эксцентриситета у ведущего колеса. Если наблюдается аналогичная ситуация, но с частотой ведомого вала, то это говорит о наличии эксцентриситета у ведомого колеса. На практике могут быть и верхние частоты, но преобладающими будут нижние частоты.

Кроме того, причиной механических колебаний в области высоких частот могут быть дефекты, развивающиеся в подшипниках с роликовыми элементами [3]. На рис. 3 показан общий вид проявления в спектре механических колебаний изолированных дефектов на внутренней и внешних обоймах подшипника. Если дефект расположен на неподвижной обойме (наружной), то каждый импульс будет иметь одинаковую амплитуду. Если же он расположен на вращающейся обойме (внутренней), то амплитуда импульсов будет изменяться в зависимости от изменений нагрузки на роликовый элемент, т.е. будет происходить амплитудная модуляция.

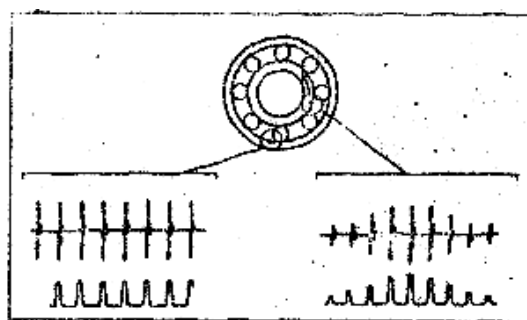


Рис. 3. Проявление изолированных дефектов на внешней и внутренней обоймах подшипника в спектре механических колебаний.

На рис. 4 в качестве примера приведены спектры механических колебаний контролируемой системы до и после появления дефекта в подшипниковом узле. Наличие составляющих в диапазоне частот 9,6...11,3 кГц ("нарост" в спектре) указывает на возможность наличия дефекта роликового элемента подшипника.

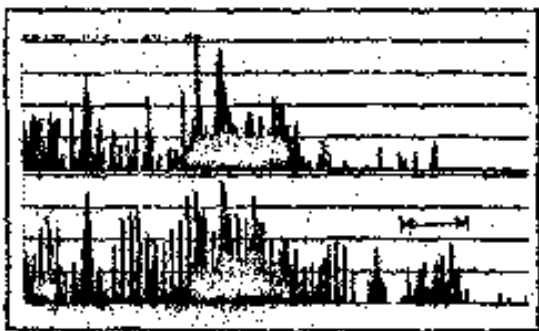


Рис. 4. Спектры механических колебаний подшипника: а – в нормальном состоянии; б – при наличии дефекта.

УДК 62-229.316.6, 658.512

Щербаков С.А., Акулич А.П.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТЕЙ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ СХЕМЫ УСТАНОВКИ

**Введение.** При разработке технологических процессов изготовления, сборки, ремонта изделий, а также при проектировании станочных, сборочных, контрольных приспособлений перед проектировщиком встает задача по определению практической схемы установки, то есть схемы базирования и закрепления, изображаемой условными знаками на операционном эскизе (в карте эскизов техпроцесса).

Опытный технолог или конструктор технологической оснастки, приступая к решению этой задачи, знакомится с чертежом детали, эскизами поступающей и выходящей с оснащаемой операции заготовки. По этим данным он предлагает одну или несколько схем установки и выбирает оптимальную для существующих условий по некоторым критериям оптимальности (точности, экономичности, трудоемкости реализации и т.п.). Как происходит начальный выбор схем установки?

Можно говорить о существующих правилах, но набор правил сам по себе не позволяет решить эту задачу без практического опыта и действий, не поддающихся описанию мыслительных процессов проектировщика. Иначе, как показывает практика, вопросы базирования заготовок на операциях механической обработки не были бы одними из самых сложных в усвоении при изучении таких дисциплин, как «Технология машиностроения», «Технологическая оснастка», «Проектирование технологических процессов» даже для хорошо успевающих студентов.

Можно ли эти "мыслительные процессы" подчинить формальным правилам, которые позволяли бы правильно выбирать схемы установки, как человеку малоопытному с решением этой задачей, так и программе для ЭВМ?

**Исследование проблемы.** Анализ обозначенной задачи показывает, что вопросам базирования в справочной и учебной литературе отводится мало внимания. В основном даются определения, которые вошли в ГОСТ 21495-76, и приводятся 5-6 теоретических наиболее распространенных схем базирования. Считается, что этого достаточно для понимания проблемы. Сколько вообще может быть видов теоретических схем базирования? Что первично схема базирования теорети-

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Балицкий Ф.Я., Иванова М.А., Соколова А.Г., Хомяков Е.И. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов. – М.: Наука, 1984-119с.
2. Левашов А.В. Основы расчета точности кинематических цепей металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1966-183с.
3. Анжело Мартин. Мониторизация механических колебаний машинного оборудования: Перевод технического обзора №1, 1987 // Технические данные. Примеры применения. – Брюль и Кьер, Дания.
4. Коллакот Р.А. Диагностирование механического оборудования: Пер. с англ. – Л.: Судостроение, 1980-296с.
5. Мирошниченко И.А., Берестнев О.В., Жук И.В., Скороходов А.С., Берестнев Я.О., Василенко В.Г., Неделькин А.Н. Создание микропроцессорного комплекса для диагностики технических систем. Минск 1996г.

ческая, которую используют только в учебной практике или практическая, которую указывают на операционном эскизе? Как много таких "практических" схем базирования? Можно ли выделить характерные признаки для них и сделать какую-то классификацию, облегчающую выбор нужной? На эти и множество других вопросов, которые возникают при формализации этой проблемы и переводе ее на ЭВМ, нет ответов ни в учебниках, ни в справочниках. Проведенные исследования позволили найти ответы на ряд возникающих вопросов и наметить пути формального решения стоящей задачи.

Как известно [1], заготовка при базировании лишается шести степеней свободы. В соответствии с правилом шести точек для определения положения абсолютно жесткого тела необходимо, и, что особенно важно, достаточно шести координат, которые могут быть линейными или угловыми. В декартовой (прямоугольной) системе координат задаются три линейные координаты, и три прямых угла между ними заданы изначально. В сферической системе координат задают одну линейную координату (радиус-вектор) и пять угловых (три из которых прямые углы между координатными осями, проходящими через начало координат). В цилиндрической системе задают две линейные координаты и четыре угловых, из которых три угла – прямых. Эти три прямых угла в названных координатных системах заданы изначально, поэтому о них, как о координатах, часто забывают. Классическое изображение детали на рабочем чертеже предполагает размещение ее видов на координатных плоскостях пространственной декартовой системы координат. На этих видах положение некоторых поверхностей задает конструктор в плоской прямоугольной системе координат, а других – в полярной.

В машиностроении, в основном, исполнительные механизмы станков производят перемещения инструментов при обработке (с достижением любой точки пространства) в следующих системах координат:

- прямоугольной, где задаются три линейные координаты, например, в строгальных и долбежных станках;

*Щербаков Сергей Александрович, к.э.н., доцент каф. «Технология машиностроения» Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого.*

*Беларусь, ГГТУ им. П.О. Сухого, 246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.*

*Акулич Антон Павлович, к.т.н., доцент каф. «Технология машиностроения», декан электронно-механического факультета Брестского государственного технического университета.*

*Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.*