



## РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ И МЕТОДИКИ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

*Kamolxon Karimov* [0009-0001-4183-4955], *Ilhom Egamberdiyev* [0000-0002-7549-2156],  
*Sherali Yakhshiev* [0000-0003-3259-9735], *Jahongir Hayitov* [0009-0001-0991-3725],  
*Boburjon Hamidov* [0009-0003-0709-7685]

**Каримов К.А.** – Ташкентский государственный технический университет имени Ислама Каримова, E\_mail: [kamolxon.karimov@gmail.com](mailto:kamolxon.karimov@gmail.com), **Эгамбердиев И.П.** – Навоийский государственный горно технологический университет, E\_mail: [ilhom1977@mail.ru](mailto:ilhom1977@mail.ru), **Яхшиев Ш.Н.** – Навоийский государственный горно технологический университет, E\_mail: [sheraliyaxshiyev1978@mail.ru](mailto:sheraliyaxshiyev1978@mail.ru), **Хаитов Ж.Х.** – ПО Навоийский машиностроительный завод, E\_mail: [J.Hayitov@ngmk.uz](mailto:J.Hayitov@ngmk.uz), **Хамидов Б.Х.** – Навоийский государственный горно технологический университет, E\_mail: [boburjon\\_hamidov@mail.ru](mailto:boburjon_hamidov@mail.ru).

**Аннотация.** Данная работа проводилась с целью разработки основных положений автоматизированной системы вибромониторинга металлорежущего оборудования. В работе представлена теоретические основы технологии вибромониторинга, в которой используются регулярные измерения параметров вибраций, их частотный анализ, математическое моделирование деградационных процессов в машинах. Технология вибромониторинга позволяет установить моменты времени необходимые для ремонта и технического обслуживания оборудования по его фактическому состоянию. Применения вибромониторинга – снижение потерь, связанных с отказами оборудования и уменьшение расходов на техническое обслуживание и ремонт, а также повышение безопасности проведения работ. Наиболее актуально внедрение системы вибромониторинга при диагностике технического состояния подшипниковых опор и зубчатых колес (металлорежущих станков, гидравлических систем). В результате исследований получены диагностические модели изменения технического состояния металлорежущих станков и получены вибрационные характеристики типовых дефектов. Разработан метод оценки динамического качества металлорежущих станков по комплексному показателю качества, определяемому посредством измерения и анализа спектральных характеристик вибросигналов.

**Ключевые слова:** металлорежущие станки, зубчатые колеса, подшипники, долговечность, прогнозирование, техническое состояние, вибродиагностика, спектральный анализ, динамические модели.

**Annotatsiya.** Metall kesish dastgohlari uchun avtomatlashtirilgan tebranish spektral tizimining asosiy qoidalarini ishlab chiqish maqsadida amalga oshirildi. Maqolada tebranish parametrlarini muntazam o'lchash, ularning chastotasini tahlil qilish va dastgohlarda buzilish jarayonlarini matematik modellashtirishdan foydalanadigan tebranish spektral texnologiyasining nazariy asoslari keltirilgan. Vibratsiyani kuzatish texnologiyasi uskunani haqiqiy holatiga qarab ta'mirlash va texnik xizmat ko'rsatish uchun zarur bo'lgan vaqt nuqtalarini aniqlash imkonini beradi. Vibratsiya monitoringini qo'llash dastgohlarning ishdan chiqishi bilan bog'liq yo'qotishlarni kamaytirish va texnik xizmat ko'rsatish va ta'mirlash xarajatlarini kamaytirish, shuningdek, ish xavfsizligini oshirishdir. Podshpniklar va tishli g'ldiraklarning (metall kesish dastgohlari, gidravlik tizimlar) texnik holatini diagnostika qilishda tebranish spektral tizimini joriy etish eng dolzarb masala bo'lib hisoblanadi. Tadqiqotlar natijasida metall kesish dastgohlarining texnik holatidagi o'zgarishlarning spektral modellari olindi va tipik nuqsonlarning tebranish xarakteristikalarini olindi. Tebranish signallarining spektral xususiyatlarini o'lchash va tahlil qilish yo'li bilan aniqlangan murakkab sifat ko'rsatkichi yordamida metall kesish dastgohlarining dinamik sifatini baholash usuli ishlab chiqilgan.

**Kalit so'zlar:** metall kesish dastgohlari, tishli mexanizmlar, podshpniklar, chidamlilik, baholash, texnik holat, tebranish diagnostikasi, spektral tahlil, dinamik modellar.

**Annotation.** This work was carried out with the aim of developing the basic provisions of an automated vibration monitoring system for metal-cutting equipment. The paper presents the theoretical foundations of vibration monitoring technology, which uses regular measurements of vibration parameters, their frequency analysis, and mathematical modeling of degradation processes in machines. Vibration monitoring technology allows you to determine the time points necessary for repair and maintenance of equipment



based on its actual condition. Applications of vibration monitoring are reducing losses associated with equipment failures and reducing maintenance and repair costs, as well as increasing the safety of work. The most relevant is the implementation of a vibration monitoring system when diagnosing the technical condition of bearings and gears (metal-cutting machines, hydraulic systems). As a result of the research, diagnostic models of changes in the technical condition of metal-cutting machines were obtained and vibration characteristics of typical defects were obtained. A method has been developed for assessing the dynamic quality of metal-cutting machines using a complex quality indicator determined by measuring and analyzing the spectral characteristics of vibration signals.

**Key words:** metal-cutting machines, gears, bearings, durability, forecasting, technical condition, vibration diagnostics, spectral analysis, dynamic models.

## Введение

Вибрация является "побочным продуктом" любой работающей машины. Общеизвестно, что чем выше уровень вибрации, тем хуже ее состояние и чрезмерный рост вибрации приводит к отказу машины или ее узла. Параметры вибрации зависят от таких основных дефектов как дисбаланс роторов, увеличение зазоров в местах сопряжения деталей, нарушение механических связей и др. С другой стороны, повышение интенсивности вибрации вызывает повышенный износ оборудования, а следовательно, и показатели надежности, поэтому и с этой точки зрения контроль и слежение за вибрационным состоянием представляет интерес.

Цель применения вибромониторинга – снижение потерь, связанных с отказами оборудования и уменьшение расходов на техническое обслуживание и ремонт, а также повышение безопасности проведения работ. Поставленная цель может быть достигнута двумя путями:

- 1) Путем улучшения конструкции и повышения качества изготовления машины;
- 2) Совершенствованием системы технического обслуживания и ремонта.

## Постановка задачи и методы ее решения

При этом, очевидно лучшим является тот способ, когда обслуживание и ремонт производится перед наступлением аварийной ситуации. Также желательно заранее предвидеть какие воздействия требуются для восстановления состояния машины до работоспособного.

Поставленные задачи могут быть решены на основании получения информации о состоянии машины без ее разборки и демонтажа. При этом вопрос первой важности, во многом предопределяющий успех поставленной задачи, выбор параметров, в наибольшей мере отражающих состояние машины и отдельных ее составных частей.

Многолетний опыт эксплуатации машинного оборудования с вращающимися частями показывает, что таким симптомом является уровень вибрации.

Задача оценки технического состояния металлорежущего оборудования особо актуальна, прежде всего, в виду специфики машиностроительного производства. Здесь возникает, прежде всего задача слежения за техническим состоянием металлорежущего оборудования на всех стадиях жизненного цикла, что позволит определять в любой момент остаточный ресурс машины и давать гарантию выполнения машиной определенного объема работ за фиксированное время с расчетной вероятностью. На рис.1. схематически изображена ситуация, иллюстрирующая эффективность применения вибромониторинга для металлорежущих станков.

На этом рисунке представлена функция распределения ресурса машин одинакового типоразмера. Как видно из рисунка, повышение качества функционирования машины можно достичь различными путями. Во-первых, за счет уменьшения дисперсии, что достигается либо изменением конструкции, либо повышением качества изготовления деталей, что связано обычно с большими капитальными затратами. Во-вторых, за счет рационального использования при эксплуатации потенциальных возможностей, заложенных в машине. Для этого необходимо иметь информацию о текущем состоянии машины в целом и отдельных ее узлов, уметь идентифицировать основные деградационные процессы и их влияние на функциональные возможности машины. Именно решение второй задачи осуществимо посредством внедрения системы вибромониторинга металлорежущего станка.



**Рис.1. Эффективность применения вибромониторинга для металлорежущих станков.**

Система вибромониторинга может быть применена на всех стадиях жизненного цикла машины: при ее разработке (доводка машины по результатам виброконтроля опытного образца за счет отстройки от резонансов, введения и настройки демпферов, улучшения динамических характеристик конструкции); при ее производстве для контроля качества изготовления (входной контроль комплектующих, например, электродвигателей, редукторов и выходной контроль собранных изделий), и, наконец, на стадии эксплуатации (контроль качества монтажа и ремонта, контроль точности регулировки), а также для осуществления технического обслуживания на основании индивидуального слежения за состоянием машин и прогнозирования их ресурса.

На основании анализа зарубежных научно-технических источников, опыта в других отраслях техники (машиностроение, авиастроение, судостроение, полиграфия, нефтегазовая промышленность, энергетика на сегодняшний день можно с уверенностью сказать, что применения системы вибромониторинга приводит к следующим позитивным результатам:

1. Уменьшение вероятности аварии.
2. Предотвращение внезапных отказов оборудования.
3. Для проверки технического состояния машинного оборудования нет необходимости в его разборке.
4. Повышение экономических показателей предприятия за счет сокращения потерь продукции из-за незапланированных простоев и сокращения затрат на ремонт.

5. Оказывается, возможным своевременно принять эффективные меры по повышению ресурса лимитирующих узлов.
  6. Появляется возможность перехода от календарного планового техобслуживания к обслуживанию по диагностическому состоянию.
  7. Повышается динамическое качество машин, снижается их уровень шума. При этом затраты, связанные с внедрением системы вибромониторинга, относительно невелики.
- В процессе выполнения своих функций в любой машине происходит износ сопряженных деталей. Это находит отражение в изменении динамического качества машины, т.е. повышается ее виброактивность. Поэтому надлежащим образом измеряя и анализируя вибросигнал, генерируемые взаимодействующими деталями, можно судить о процессах изнашивания и, своевременно принимая меры воздействия, управлять процессами износа.

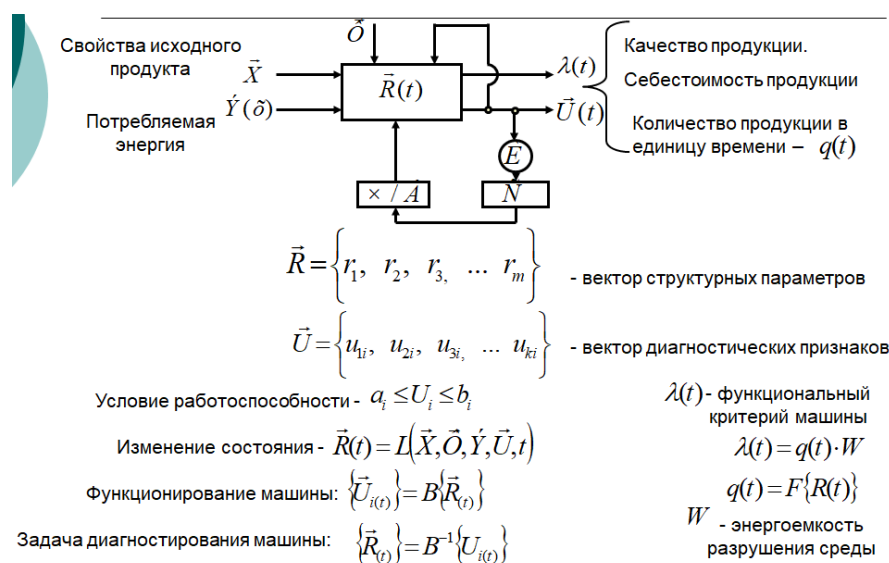


Рис.2. Активный контроль технического состояния объекта.

На рис.2. - объект управления, представляющий собой некоторую машину, предназначенную для выполнения некоторого технологического процесса (например, металлорежущего станка). Техническое состояние этой машины будем характеризовать многомерным вектором  $Y$  ( $P_1, P_2, \dots, P_n$ ) где  $P_1, P_2, \dots, P_n$  - структурные параметры всех ее элементов, учитывающие точность их изготовления, качество поверхностей, трение и т.д.

Многомерный вектор  $X_0(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n)$  учитывает количество и свойства поступающего на вход машины продукта (например, твердость, шероховатость); вектор  $X(\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n)$  характеризует количество и свойства выходного продукта. Многомерный вектор  $Z(a_1, a_2, \dots, a_n)$  отражает состояние технологического оборудования. Здесь  $a_1, a_2, a_n$  - параметры вибраций, замеренные в различных точках машины.

Влияние вибраций на изменение технического состояния машины показано контуром обратной связи. В том случае, если производится измерение вибраций, для чего служит измерительный прибор ИП, и осуществляется анализ вибраций (АУ), автоматически или вручную управляющее воздействие на машину с целью поддержания динамического качества на заданном уровне, то при этом реализуется контур обратной связи. В реализации этого контура связи и состоит задача системы вибромониторинга.



Ниже приведены примеры применения разработанных нами систем вибромониторинга для различных производственных задач.

Под состоянием объекта будем понимать совокупность параметров состояния  $S_1, S_2, \dots, S_n$ , характеризующих существенные свойства элементов объекта и их связей, образующих  $n$ -мерный вектор  $S_n (S_1, S_2, \dots, S_n)$  состояния.

Оценка технического состояния может производиться по результатам непосредственного измерения параметров состояния или по косвенным признакам - диагностическим сигналам, характеризуемым обобщенным вектором  $Y_m (y_1, y_2, \dots, y_n)$ , если параметры состояния не доступны прямому контролю, а параметры диагностических сигналов  $X_1, X_2, \dots, X_m$  могут быть измерены непосредственно. Можно сказать, что информацию о техническом состоянии объекта в закодированном виде содержится в параметрах диагностического сигнала. Функционирование объекта при таком подходе может рассматриваться как процесс кодирования  $m$ -мерного вектор-сигнала.

Метод вибромониторинга состоит в том, что техническое состояние определяется не по вектору состояния  $S_n$ , имеющему  $n$  компонентов и связанному с вектором диагностического сигнала  $Y_m$ , содержащему  $m$  компонентов, а по специально определенному вектору диагностических сигналов  $Y$ , имеющему произвольное число компонентов, доступных прямому измерению, и в достаточной мере отражающему техническое состояние объекта. Такой подход не требует разборки машины, которая, как известно, вносит отрицательное влияние на ее работоспособность и может быть назван контролем в пространстве вибрационных признаков. Основной задачей при его использовании является выбор минимальной совокупности признаков в пространстве диагностических сигналов, достаточно полно отражающих техническое состояние объекта контроля. Параметры состояния  $S_1, S_2, \dots, S_n$  при таком подходе не определяются, причем не существенны не только их значения, но и количество и номенклатура. Диагностический параметр дает интегральную характеристику технического состояния объекта.

Примером такого контроля может служить контроль вибрационного состояния некоторого механизма по уровню вибраций в стандартной полосе частот и сравнение его с нормативным значением. Определение же полосы частот, в которой уровень вибраций возрастает наиболее интенсивно, дает возможность ограничить класс возможных причин появления отказа.

В общем случае вектору вибропризнаков может быть поставлен в соответствие вектор состояний

$$Y_m = A \cdot S_n \quad (1)$$

где  $A$  – оператор, связанный со способом функционирования объекта.

Задача определения компонентов  $S_1, S_2, \dots, S_n$  вектора состояния на основании измерений параметров вибросигналов представляет задачу виброакустической диагностики

$$S_n = A^{-1} \cdot Y_k \quad (2)$$

где  $A^{-1}$  -обратный оператор.

Такая задача называется идентификацией объекта.

Техническое состояние объекта, т.е. полная минимальная совокупность параметров состояния, характеризующая структурные и функциональные свойства объекта в пространстве состояний или соответствующая минимальная совокупность диагностических параметров, может меняться от одного объекта к другому даже в случае однотипных объектов в следствие погрешностей изготовления и связанного с этим варьирования структурных параметров (величины зазоров в соединениях, неуравновешенность вращающихся масс, несоосности и т.д.).



В процессе эксплуатации вектор-состояния вследствие различных видов изнашивания, деформаций и пр. может изменяться, это будет отражаться в изменении вектор-сигнала  $Y_k$ :

$$Y_k(Y_1, Y_2, \dots, Y_k, t) = A \cdot S \cdot (S_1, S_2, \dots, S_m, t)$$

С изменением времени, и один (или несколько) параметров состояния могут достигнуть предельного значения  $S_{\sim}$ , при этом объект переходит из нормального в предельное состояние, характеризуемое вектором  $S_{\sim m}$ . Согласно предельному состоянию в пространстве состояний можно сопоставить предельный вектор - сигнал

$$Y_k(Y_1, Y_2, \dots, Y_k, t_p)$$

где  $t_p$  - время работы, за которое достигается предельное состояние условный ресурс.

Следует отметить, что часто величина предельных значений параметров состояния назначается исходя из недопустимости появления интенсивных вибраций. Примером тому могут служить: назначение предельных величин зазоров в подшипниках, требования к качеству балансирования роторов и т.д. При этом считается, что с повышением уровня вибраций повышается вероятность выхода из строя механизма или машины в результате поломок либо из-за интенсивного износа. Поэтому в тех случаях, где в результате изменения структурных параметров сильно изменяются динамические нагрузки, вызывая изменение надежности правильнее нормировать значения параметров вибраций, которые напрямую связаны с показателями надежности, а также следить за их изменением, с целью прогнозирования наступления предельного состояния. Это и составляет основную задачу вибромониторинга.

Для решения поставленной задачи наиболее сложный вопрос нахождения алгоритма для определения вектор-сигнала  $Y_k$ , который при условии ограниченной и часто недостаточной информации об объекте позволял бы наиболее точно и надежно судить об изменениях в пространстве состояний, позволяя на ранних стадиях выявлять развивающиеся в объекте дефекты.

В некоторых случаях, в зависимости от конструкции и условий работы объекта, такие алгоритмы могут быть простыми (например, нахождение среднеквадратического значения виброскорости в стандартном диапазоне частот) либо значительно более сложными: например, основанными на преобразовании Фурье, преобразовании Гильберта, спектральном анализе, измерении энергии импульсов, статистических методах распознавания и т.д.

В наиболее общем виде задачу вибромониторинга можно сформулировать в следующем виде. Вследствие различных деградационных процессов, развивающихся в отдельных элементах работающей машин в соответствии со вторым началом термодинамики энтропия технической системы возрастает и в результате этого в конце концов машина из работоспособного состояния переходит в неработоспособное состояние. Чем меньше темп нарастания энтропии, тем большую работу может выполнить машина, тем больше пользы она может принести, следовательно, тем выше ее качество. В кибернетике хорошо известно, что единственный путь затормозить стремление энтропии вверх можно за счет получения полезной информации о системе.

Для получения такой информации и создаются системы вибромониторинга. Качество системы вибромониторинга определяется в конечном счете тем, насколько уменьшается интенсивность роста энтропии, т.е. приростом полезной работы, которую может совершить машина за максимальный срок службы.

Требования, предъявляемые к такой системе, в значительной мере обуславливающие ее качество, сводятся к следующим:



1. Точность результатов мониторинга.
2. Своевременность результатов мониторинга.
3. Надежность результатов мониторинга.
4. Выявление зарождающихся дефектов на ранних стадиях.
5. Обработка и хранение большого объема информации.

Такая информационно-измерительная система может обеспечивать снижение темпов роста энтропии тремя возможными путями:

1. Отбор из всего многообразия однотипных машин с требуемыми показателями надежности (задача контроля качества).
2. Определение моментов времени для восстановления работоспособного состояния (регулировка, замена отдельных элементов, возобновление смазки и т.п.)
3. Эффективное выявление лимитирующих ресурс машины элементов и внесение конструктивных изменений (применение новых износостойких материалов, применение поверхностно-активных присадок к смазочным материалам, изменение посадок и т. д.)

В зависимости от решаемой задачи определяется и выбор диагностических признаков. Лучшим требованием к диагностическим признакам является их чувствительность к изменению параметров, которые в наибольшей мере влияют на качество функционирования контролируемого объекта. При этом эти признаки должны быть инвариантны к другим параметрам (например, режимам и внешним условиям работы машины, внешним случайным возмущениям и т.п.)

В качестве диагностических признаков могут использоваться либо единичные абсолютные показатели (например, среднеквадратичное значение виброскорости в некоторой полосе частот), либо многомерные величины (амплитуды гармоник на различных частотах), либо комбинации различных параметров.

При контроле дефектов изготовления машины с вращающимися частями, например коробка скоростей и электродвигателей, на стадии эксплуатации в качестве диагностических признаков целесообразно использовать параметры низкочастотных вибраций, которые регистрируются при определенных режимах работы. Часто бывает полезным контролировать вибрационные характеристики объекта при переходных процессах при разгоне или выбеге машины. В этих случаях достаточно просто поддерживать одинаковые условия эксперимента.

С помощью низкочастотной вибрации можно достаточно эффективно проанализировать возможные погрешности изготовления подшипников качения и зубчатых передач, погрешности балансировки, дефекты сборки и т. д.

Низкочастотная область составляет  $(0.5, \dots, 5) f_{об}$  где  $f_{об}$  - оборотная частота, т.е. основная частота вращения ротора машины. Вибродиагностика такого рода должна проводиться на заводе изготовителе. Либо при приемочном контроле у потребителя. Причем каждое ответственное изделие целесообразно снабжать вибропаспортом спектральной характеристики.

Напротив, дефекты монтажа и особенно дефекты, развивающиеся в процессе эксплуатации вследствие износа или других необратимых процессов, часто оказывается целесообразным отслеживать по изменению высокочастотных вибраций в диапазоне  $10 \dots 15$  кГц.

Высокочастотные вибрации в качестве диагностического сигнала имеет ряд преимуществ по сравнению с низкочастотной. Во-первых, параметры высокочастотного сигнала наиболее чувствительны к таким процессам как ухудшение смазочной способности масла, ухудшение условий смазки, процессам трения и изнашивания в результате которых, как правило, возникает случайный вибрационный сигнал, а также для обнаружения развития усталостных разрушений



элементов подшипников, возникновение кавитационных процессов в гидравлических системах и др. Во-вторых, выбор в качестве диагностического сигнала высокочастотной вибрации позволяет достаточно просто разделять в пространстве различные источники вибраций, например, разделить сигналы различных подшипников, разных подшипниковых узлов, т.к. высокочастотная вибрация наиболее сильно затухает при распространении. Таким образом выбор высокочастотной вибрации в качестве диагностического сигнала может обеспечить большую величину значения сигнал/шум при наблюдении за изменением состояния объекта в процессе работы.

### Причины вибрации зубчатых пар.

Нормально функционирующая зубчатая передача даже при отсутствии дефектов может обладать весьма заметной вибрационной активностью. Колебания при этом возникают в широком диапазоне частот и могут иметь весьма сложный состав и характер.

Колебания в зубчатых передачах, в том числе и нормально функционирующих, являются следствием двух основных причин – погрешности изготовления и сборки (монтажа) зубчатых колес и периодически изменяющейся жесткости зубьев по фазе зацепления.

При регистрации виброакустических сигналов, генерируемых зубчатыми парами, необходимо учитывать характерные особенности их работы.

1. Погрешности изготовления складываются из постоянных и переменных погрешностей в шаге зубьев. Погрешности монтажа проявляются в виде нарушений соосности валов и перекосе их осей, нарушении боковых зазоров и др. Периодическое изменение жесткости зубьев и постоянная погрешность шага зацепления вызывают появление в вибрации зубчатой передачи колебаний на зубцовой частоте и ее гармониках

$$f_z = z_1 f_{r1} = z_2 f_{r2},$$

где  $z_1, z_2$  – числа зубьев;  $f_{r1}, f_{r2}$  – частоты вращения сопряженных колес.

Переменная погрешность в шаге зацепления и нарушения соосности (перекосы осей валов) вызывают вибрацию на частотах вращения валов обоих колес и (или) на модуляционных частотах

$$kf_{r1}, kf_{r2} \text{ и } mf_z \pm kf_{r1}, mf_z \pm kf_{r2}$$

(здесь  $k, n, m = 1, 2, \dots$ ).

2. Ошибка зубонарезания каждого из колес зубчатой пары приводит к вибрации, связанной с числом зубьев делительного колеса зубонарезного станка уравнением

$$f_g = z_g k f_r,$$

Где  $z_g$  – число зубьев делительного колеса зубонарезного станка,  $k=1, 2, \dots$

3. Амплитуда гармоник в спектре, вызванных вибрациями от зубчатых пар, в значительной степени зависят от передаваемой зубчатой парой нагрузки. На холостом ходу зубчатая пара генерирует очень слабый сигнал, сопоставимый с шумом, собственно, виброанализатора. С ростом усилий, передаваемых редуктором, возрастает величина вибрации от зубозацепления. Такая особенность работы зубчатой пары требует, для выявления тенденций изменения технического состояния редуктора, проведения измерений при одинаковой, желательно большой, нагрузке. Если измерения, различающиеся по времени проведения,





будут выполнены при разных нагрузках редуктора, то все результаты этих замеров окажутся непригодными для сравнительного анализа при поиске произошедших в редукторе изменений.

4. Часто в спектре вибрации зубчатой передачи могут возникать так называемые промежуточные частотные составляющие ( $f_m$ ), появляющиеся обычно у мультипликаторов приблизительно посередине между частотой вращения ротора быстроходного колеса и зубцовой частотой. Промежуточные частотные составляющие представляют собой серию компонент, кратных или некратных частоте вращения зубчатых колес. Эта вибрация имеет недостаточно ясную механическую природу. Хотя имеется несколько теорий, объясняющих ее возникновение, однако ни одна из них не объединяет все факты, связанные с особенностями поведения промежуточных частотных составляющих. Наиболее предпочтительно предположение, что первопричинами возникновения этих частотных составляющих являются собственные частоты зубчатых элементов, и весьма вероятно, что они являются результатом резонансного возбуждения, например, при виброударных процессах в зацеплении. В ряде случаев мониторинг амплитуд промежуточных частотных составляющих может служить весьма чувствительным первичным индикатором зарождения различных дефектов в зубчатой передаче. В то же время амплитуды промежуточных частотных составляющих очень чувствительны к изменениям условий работы агрегата, особенно к изменению нагрузки агрегата, причем связь между интенсивностью вибрации, приходящейся на эти компоненты, и величиной нагрузки может быть нелинейной и почти всегда нестабильной. Поэтому использование амплитуд промежуточных частот в качестве параметра для оценки технического состояния и остаточного ресурса зубчатой передачи не всегда является корректным методом.

5. Вибрация от пересопряжения зубьев является нестационарной в том плане, что имеет в своем составе несколько фаз «перекатывания», точнее говоря, «проскальзывания» зуба по зубу, различающихся у различных типов зубчатых зацеплений. Каждая из этих фаз возбуждает колебания различной частоты, близкие по частоте к частоте пересопряжения зубьев. Каждый из зубьев, в силу своих специфических отличий от других зубьев, генерирует свои частоты.

На это накладывается ещё и то, что пары «взаимно обкатываемых» зубьев постоянно меняются. Обычно это приводит к тому, что в спектре вибрации зубчатой передачи появляется шумовая компонента, дисперсия которой меняется с наработкой в соответствии с развитием локального износа, т.е. уменьшается в процессе приработки колес, практически неизменна при нормальной работе в достаточно длительном интервале времени и растет по экспоненте в процессе интенсивного износа, – так называемый «розовый шум». Этим термином в технике обычно называют смесь колебаний различных частот в ограниченном частотном диапазоне в отличие от «белого шума» – смеси колебаний с одинаковой амплитудой во всем частотном диапазоне.

6. Очень часто «розовый шум» возникает не только на частоте пересопряжения зубьев, но и на частоте собственных резонансов элементов зубчатой пары или редуктора. Это возникает по той стандартной физической картине колебаний, на частоте собственного резонанса того или иного близко расположенного элемента редуктора. Эта частота собственного резонанса определяется причиной. Микроудары в зубчатом зацеплении возбуждают колебания достаточно широкого диапазона, но максимальная амплитуда колебаний будет, что полностью соответствует конструкции редуктора. Пользоваться диагностикой состояния зубчатой пары не по частоте пересопряжения зубьев, а по частотам



собственного резонанса элементов редуктора приходится при диагностике технического состояния быстроходных мультипликаторов, где частота пересопряжения зубьев может быть очень высокой и виброакустический сигнал будет сильно затухать. Регистрация высокочастотной компоненты вибрации, генерируемой зубчатой парой мультипликатора, затруднена из-за большого декремента затухания высокочастотных колебаний, особенно в зазорах подшипников.

7. Шумовая компонента в спектре вибрации может, накладываясь на дискретные собственные частоты деталей зубчатой передачи, может вызывать резонанс и появление новых спектральных составляющих. К этому же может приводить, например, возникновение параметрического резонанса в прямозубых передачах, при появлении отрывных виброударных колебательных режимов.

### Основные частоты вибрации зубчатых колес.

Частоты составляющих спектра вибрации и ее огибающей, используемые для обнаружения и идентификации дефектов в зубчатых колесах по периодическим измерениям вибрации (диагностические признаки)

Таблица 1

Частоты, характерные для дефектов зубчатых передач в рядных редукторах

Частота	Вид дефекта изготовления	Вид дефекта сборки	Вид дефекта износа
$f_r$	Дисбаланс		
$k \times f_{r1}$ и $k \times f_{r2}$ ( $k = 1, 2$ , реже 3 и 4), $m \times f_z \pm n \times f_r$ ( $m, n = 1, 2, \dots$ )	Переменная погрешность шага зацепления	Нарушение соосности (перекос валов)	
$k \times f_r$ $k = 1, 2, \dots, 20$ и выше		Повышенный боковой зазор между колесами	
$f_z$	Постоянная погрешность шага зацепления		
$k \times f_z$ , $k \times f_r$ рост шумовой компоненты $m \times f_m \pm n \times f_r$ ( $m, n = 1, 2, \dots$ )			Абразивный износ
$k \times f_r$ , $m \times f_z \pm n \times f_r$ $m \times f_m \pm n \times f_r$ (флуктуация амплитуд, $n = 0, 1, 2, \dots$ )			Выкрашивание зубьев
$k \times f_r$ , $m \times f_z \pm n \times f_r$ , $m \times f_m \pm n \times f_r$ (флуктуация амплитуд, $n = 0, 1, 2, \dots$ ), рост шумовой компоненты			Трещины и (или) излом зубьев

### Прогнозирование технического состояния металлорежущих станков.

Прогнозирование технического состояния позволит осуществить переход от регламентированного по календарному времени технического обслуживания перейти на техническое обслуживание по техническому состоянию, что может обеспечить большую экономическую выгоду. Прогнозирование состояния заключается в предсказании либо состояния объекта в прогнозируемый момент времени, либо временного интервала, в течение которого объект не изменит своего



состояния, т.е. не перейдет из области признаков, характеризующихся вектором  $S_1$ , в область с вектором признаков  $S_2$ .

Наиболее широко при прогнозировании технического состояния машин получили методы, основанные на экстраполяции ретроспективных данных о состоянии объекта, получаемых в процессе вибромониторинга в условиях эксплуатации. Для получения данных об изменениях состояния в процессе эксплуатации при вибромониторинге осуществляется анализ тенденций или, иначе, тренд-анализ. Задачей прогнозирования состояния технических объектов является аналитическое определение по многомерному вектору состояний  $S_n(S_1, S_2, \dots, S_n)$  или диагностических сигналов  $Y_k(Y_1, Y_2, \dots, Y_k)$  измеренному в моменты  $t_1, t_2, \dots, t_i, \dots, t_m$ , необходимо определить их значения в моменты  $t_j (j = m+1, \dots, m+1)$ . Вектор прогнозируемых величин  $Y_m(t_j)$  в момент времени  $t_j$  представляется функцией нескольких переменных

$$Y_m(t_j) = F[\hat{A}, Y_k(t_i), \hat{C}, V(t_j)] \quad (3)$$

где  $\hat{A}$  - оператор преобразования базисных переменных в прогнозируемые;  $Y_k(t_i)$  - вектор ретроспективных величин, измеренных в моменты  $t_1, t_2, \dots, t_i, \dots, t_m$ , если в момент постановки прогноза  $t - t_m$   $\hat{C}$  - оператор прогнозирования, отражающий действие новых факторов при  $t > t_m$  (при  $t < t_m$  влияние этих факторов незначительно);  $V(t_j)$  - ошибка прогноза.

Модель вида (3) описывает два вида процессов, определяемых воздействием разных факторов, а именно: продолжающихся при которых  $\hat{C} \rightarrow 0$ , и начинающихся (заканчивающихся), при которых  $\hat{A} \rightarrow 0$ . В продолжающихся процессах постепенность развития превалирует над дискретностью, тогда как начинающиеся процессы сами являются результатом скачкообразного изменения. Чаще всего при задачах вибромониторинга горно-шахтного оборудования используются модели, в которых  $\hat{C} \rightarrow 0$ , т.е.

$$Y(t_j) = F[\hat{A}, Y(t_i), V(t_j)]$$

Задача прогнозирования технического состояния объекта аналитическими методами состоит в получении массива ретроспективных значений прогнозируемого параметра  $Y(t_i)$ , его анализе и выделении тренда в виде аппроксимирующей временной функции, определении прогнозируемой величины параметра  $Y(t_j)$  и ошибки прогноза. После чего по найденному в результате прогноза вектору-сигналу  $Y(t_j)$  делается заключение о принадлежности объекта к нормальному  $S_1$ , либо дефектному состоянию  $S_2$ .

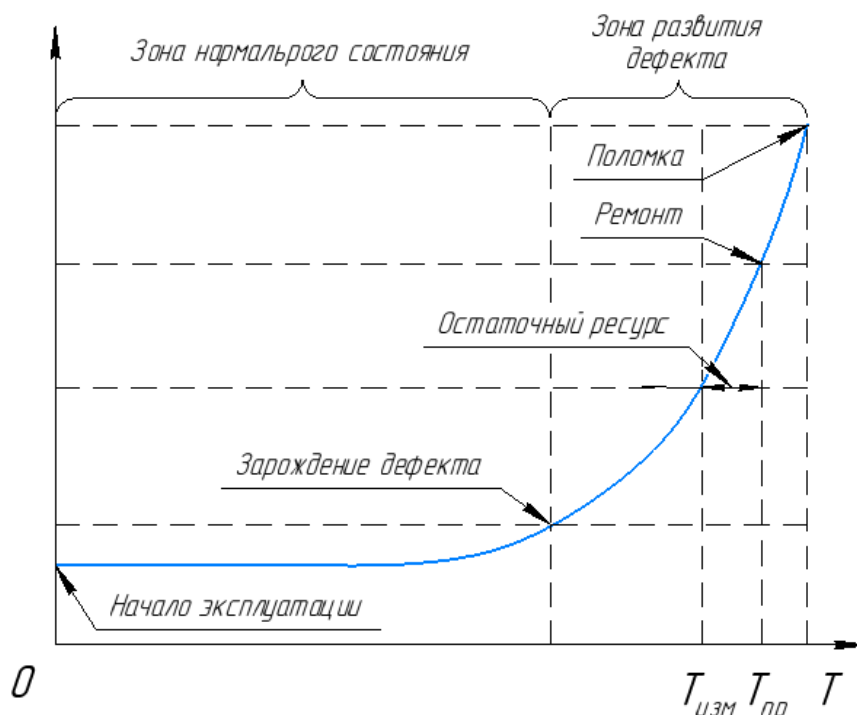
Нахождение функции регрессии  $Y(t) = f(t)$ , аппроксимирующей кривую изменения анализируемого процесса во времени, играет важнейшую роль в задаче прогнозирования, так как определяет, по существу, результаты экстраполяции тренда.

В задачах прогнозирования состояния горно-шахтного оборудования по вибросигналу обычно функция регрессии  $Y(t)$  аппроксимируется полиномом

$$Y(t) = b_0 + b_1 \cdot t + \dots + b_1 \cdot t^1 + \dots + b_m \cdot t^m, \quad (4)$$

где  $b_0, \dots, b_m$  - коэффициенты регрессии, определяемые по результатам измерения параметра  $Y(t)$ .

Коэффициенты  $b_1$  уравнения (4) при принятой форме кривой определяются стандартным образом по методу наименьших квадратов. Математическое обеспечение при решении этой задачи достаточно хорошо разработано.



**Рис.3. Изменения диагностического параметра от времени с использованием полиномальной линейризации второй степени, для оценки остаточного ресурса зубчатых колес металлорежущих станков**

Здесь в начальный период эксплуатации наблюдается стабильная работа. В момент, соответствующий точке, происходит увеличение интенсивности изнашивания, вызываемого повышением величины радиального зазора. Наступление момента, соответствующего точке, сопровождается усталостными повреждениями зубьев зубчатых колес, что в свою очередь вызывает рост частотных составляющих в спектре огибающей и сопровождается увеличением скорости убывания обобщенного вибрационного параметра.

### Заключение

На основании вышесказанного можно утверждать, что уровень вибрации машины и отдельных ее узлов однозначно определяет ее техническое состояние. Контроль и наблюдение за уровнем вибропараметров позволяет определить характер неисправностей в механических и электромеханических системах металлорежущих станков. Анализ частотного спектра параметров вибрации позволяет идентифицировать неисправный элемент механической или электромеханической систем. Наиболее актуально внедрение системы вибромониторинга при диагностике технического состояния подшипниковых опор и зубчатых колес (металлорежущих станков, гидравлических систем). Разработан метод оценки динамического качества металлорежущих станков по комплексному показателю качества, определяемому посредством измерения и анализа спектральных характеристик вибросигналов.

В результате исследований получены диагностические модели изменения технического состояния металлорежущих станков. Получены вибрационные характеристики типовых дефектов.



### Список использованных литературы

- [1.] Abdullah Akpolat. Analysis of Contact Stresses in Spur Gears by Finite Element Method // European Journal of Science and Technology. December, 2019. No. 17, pp. 539-545.
- [2.] Farhan, M. Karuppanan, S. and Patil, S. S. Frictional contact stress analysis of spur gear by using Finite Element Method. in Applied Mechanics and Materials // Trans Tech Publications. 2015. No. 772, pp.159-163.
- [3.] Huei-Huang Lee. Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 14 // SDC Publications. 2012. Pp. 142-147.
- [4.] Kristina Markovic, Marina Franulovic. Contact Stresses in Gear Teeth due to Tip Relief Profile Modification // UDC 621.833.15:62-233.5. 2011Pp. 19-26.
- [5.] Sachin Almelkar, Prof I.G.Bhavi.. Comparison of analytical and FEA of contact analysis of spur gear drive // International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET). 2016. Volume. 03 Issue. 09. pp. 620-624.
- [6.] S. Mahendran, K. M. Eazhil, and Senthil Kumar. Design and analysis of composite spur gear // IJRSI November 2014. Vol.1, Issue.6.
- [7.] Vera Nikolic-Stanojevic, Ivana (Atanasovska) Cvejic. The Analysis of Contact Stress on Meshed Teeth's Flanks Along the Path of Contact for a Tooth Pair // Mechanics, Automatic Control and Robotics, 2003. Volume 3, Pages 1055-1066.
- [8.] Vivek Karaveer, Ashish Mogrekar and T. Preman Reynold Joseph. Modeling and FEA analysis of Spur Gear // International Journal of Current Engineering and Technology December 2013. Vol.3, No.5.,
- [9.] Putti SrinivasRao, NadipalliSriraj, and Mohammad Farookh. Contact stress analysis of spur gear for different materials using ANSYS and Hertz equation // International journal of Modern Studies in Mechanical Engineering. June 2015. Vol.1, Issue.1.
- [10.] Utkarsh M Desai, Dhaval A Patel. Modeling and stress analysis of composite material for
- [11.] ГОСТ 21354—87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления, расчет на прочность. © Издательство стандартов, 1988 г.