

Таблица 1 – Влияние состава шихты на твердость и износостойкость композиционного материала.

№ образца	Состав шихты, % от массы	Состав пропиточного материала	Твердость HRA	Скорость изнашивания в гидроабразивной среде, мм ³ /ч	Кэф. трения f	Скорость изнашивания пары трения со смазкой водой, мм ³ /ч	Кэф. трения f
1.	100 ВК6	90 Cu+10 Ni	65	0,5	0,08	0,03	0,04
2.	30 релит+70 ВК6	90 Cu+10 Ni	75	0,25	0,05	0,027	0,03
3.	70 релит+30 ВК6	90 Cu+10 Ni	80	0,18	0,04	0,023	0,03
4.	100 релит	90 Cu+10 Ni	72	0,35	0,06	0,027	0,04

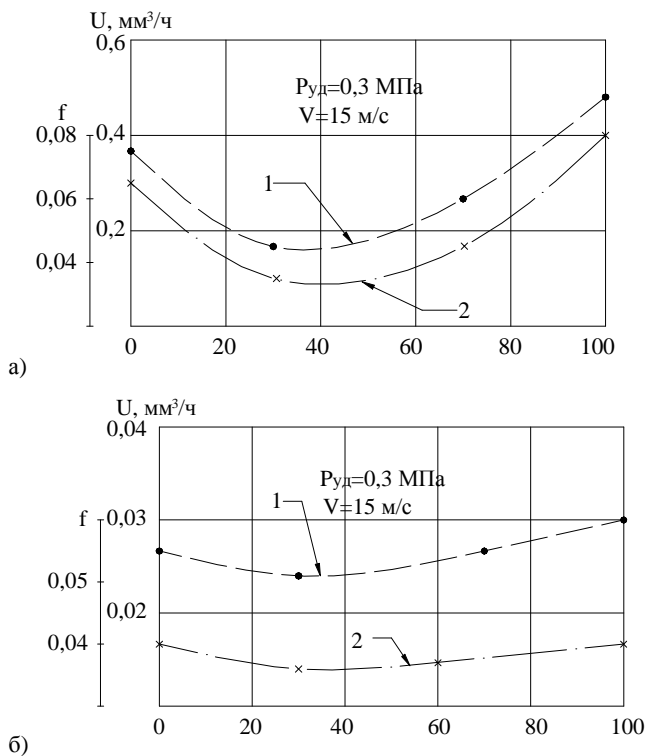


Рисунок 5 – Зависимость скорости изнашивания 1 и коэффициента трения 2 композиционных материалов от состава шихты и пропиточного сплава в одноименной паре: а) при трении в гидроабразивной среде с концентрацией абразива 10%; б) при трении в воде.

Влияние состава шихты и пропиточного материала на твердость, износостойкость и антифрикционные характеристики композиционного покрытия контактных поверхностей трущихся колец, приведены в таблице 1 и на рисунке 5. Отмечено, что композиционный слой, у которого шихта выпол-

нена из зернового (0,45...0,65 мм) карбида вольфрама и тонкозернистой (0,5...10 мкм) смеси карбида вольфрама и кобальта (ВК-6) пропитанного медно-никелевым материалом (90% Cu; 10% Ni), обладает повышенными характеристиками по износостойкости и антифрикционности. Оптимальный состав шихты составляет 70% зернового карбида вольфрама и 30 % тонкодисперсного порошка ВК-6.

ВЫВОДЫ

Анализируя зависимость $f = \varphi(p_{уд})$ можно сделать выводы:

1. Надежная, в некоторой степени, работа пары трения из твердых материалов в абразивной гидросмеси возможна при $p_{уд} \leq 6$ МПа·м/с и внешнем подводе уплотняемой среды.
2. На износ материалов колец пары трения существенное влияние оказывает тонкая фракция абразивных включений рабочей среды.
3. Защита пары трения возможна путем выбора твердых материалов и установки специальных фильтров в узлах трения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Голуб М.В. Износостойкие композиционные материалы на основе карбида вольфрама, меди и никеля. - Долговечность трущихся деталей машин. – М.: «Машиностроение», 1985, вып. 1. с. 217-234.
2. Голуб В. М., Плещачевский Ю.М. Износостойкие покрытия рабочих поверхностей колец пар трения торцовых уплотнений на основе разнозернистых порошков карбида вольфрама. // Материалы, технологии, инструменты, Т.6, №4, 2001. – С. 29-32.
3. Голуб М.В., Голуб В.М., Шаповал Ф.И. Методики оценки влияния температур уплотняемой среды на триботехнические характеристики. Труды X научно-технической конференции профессорско-преподавательского состава, аспирантов и студентов. Часть 1. Брест. 1998. – С. 48-50.

УДК 621.833

Басинюк Я.В.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРОДИАГНОСТИКИ И ВИБРОМОНИТОРИНГА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

ВВЕДЕНИЕ

Вибродиагностика относится к одному из наиболее удобных, относительно доступных и эффективных средств оценки и мониторинга технического состояния передач зацеплением, рассматривающая трансмиссию как объект в целом [1] или отдельные зубчатые колеса и пары зубьев [2-4]. При этом анализируются изменения спектров или кепстров вибраций

[1], связанные с возникновением дефектов на зубчатых колесах, собственных частот колебаний парциальных контуров, образованных находящимися в зацеплении зубьями [2,3] и амплитудных значений вибрационного сигнала [4].

При реализации приведенных выше способов вибродиагностики каждое зубчатое колесо или зубчатая пара контролируются отдельно. Обработка полученных результатов, как

Басинюк Ярослав Владимирович. Инженер - систематехник, соискатель ИИДМАШ НАН Беларуси.

Схема построения программного обеспечения «ДИН –1»

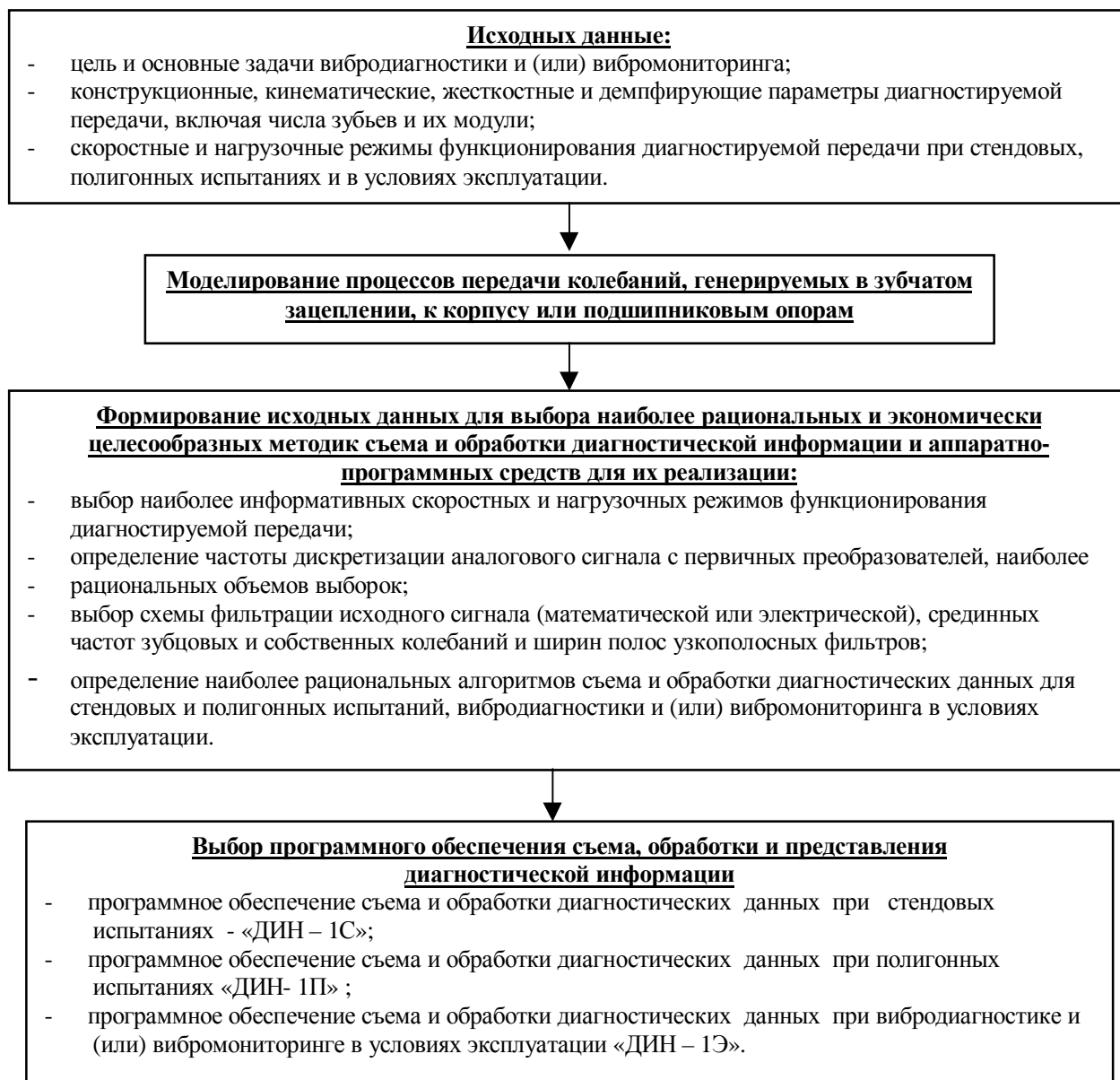


Рисунок 1.

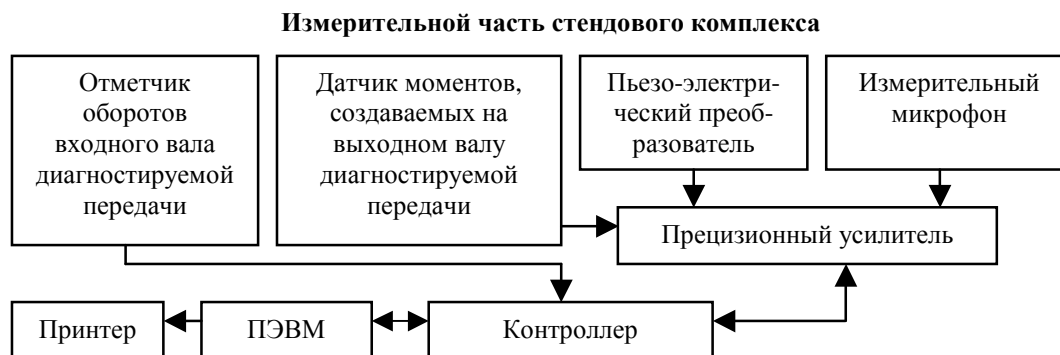


Рисунок 2.

правило, осуществляется с использованием эталонных значений контролируемых параметров [1,4], которые существенно зависят от места расположения вибродатчиков и инерционно-жесткостных характеристик диагностируемой системы.

Необходимы конкретные значения предварительно определенных собственных частот колебаний парциальных контуров [2,3], нелинейно связанных с жесткостными характеристиками привода. Требуется критерии идентификации изменений

контролируемых параметров с обусловившими их разрушениями зубьев, которые не всегда могут быть сформированы на стадии создания нового изделия по техническим и экономическим причинам.

В целом, это сужает области применения приведенных выше способов вибродиагностики и не всегда позволяет эффективно использовать существующие подходы при оценочных и ресурсных испытаниях вновь создаваемых объектов, контроле качества их изготовления и сборки и выявлении локальных дефектов или разрушений на ранней стадии их возникновения в эксплуатации.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью исследований являлась разработка методики виброакустической диагностики зубчатых передач, основанной на расширенном использовании информационных технологий и позволяющей осуществить одновременный контроль всех шестерен кинематической цепи при стеновых испытаниях и в условиях эксплуатации, исключив из процесса диагностирования необходимость в эталонных значениях контролируемых параметров при одновременном повышении точности их оценки за счет снижения влияния на результаты диагностирования режимов функционирования и инерционно-жесткостных характеристик диагностируемых объектов, в целом обеспечив эффективный контроль качества их изготовления и сборки и выявления локальных дефектов или разрушений на ранней стадии возникновения при испытаниях и в эксплуатации.

Технической базой разработки стали современные микропроцессорные и программные средства, интенсивное развитие которых в последние годы значительно расширило возможности скоростного съема, фиксации и автоматизированного анализа в реальном масштабе времени значительных по объемам массивов данных, формируемых при одновременном диагностировании каждой пары зубьев всех динамически нагруженных зубчатых передач контролируемого привода.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для решения поставленной задачи был использован комплексный подход, основанный на ранее проведенных теоретических и экспериментальных исследованиях [6] и ориентированный на расширенное использование информационных технологий, включающих реализацию на ПЭВМ в виде алгоритмов и программного обеспечения моделирование процессов передачи колебаний от зубчатого зацепления к корпусу или подшипниковой опоре диагностируемого объекта, методик диагностирования, обеспечивающих автоматизированный режим съема, накопления, обработки и анализа контролируемых параметров. Схема разработанного программного обеспечения показана на рис.1. В основу алгоритмов съема и обработки диагностических данных для его реализации положена методика диагностирования, включающая [7]:

- предварительное моделирование процессов передачи к подшипниковым опорам колебаний, генерируемых зубчатым зацеплением, анализ полученных результатов и на его основе определение наиболее информативных режимов функционирования диагностируемой передачи при съеме виброускорений с первичного преобразователя, установленного на корпусе передачи;
- расчет зубцовых и собственных частот колебаний, генерируемых каждой парой зубчатых колес на принятых режимах функционирования при их диагностировании, выбор наиболее рациональных ширин полос узкополосных электрических фильтров для предварительной обработки аналогового сигнала и их комплектование, сборка стенового комплекса и его измерительной части, принципиальная схема которых приведена на рис.2;

- проведение тестирования функциональных частей стенового комплекса и тарировка измерительных трактов; активизация стенового комплекса, установка на нем принятых по результатам моделирования наиболее информативных режимов функционирования, включая скорости вращения, нагружающие моменты и частоты дискретизации контролируемых параметров;
- съем по методике [8] аналоговых сигналов с пьезоэлектрического датчика и отметчика оборотов, их усиление и преобразование в цифровой вид, выявление частот резонансных колебаний зубчатых колес диагностируемой передачи в рабочем диапазоне скоростей вращения ее входного вала, уточнение режимов функционирования диагностируемой передачи с учетом резонансных частот;
- реализация процесса диагностирования, включая:
 - съем диагностических данных при ступенчато увеличивающихся для каждого последующего съема диагностической информации нагружающих моментах, выбираемых из соотношений:

$$\Delta T = (0,05 \div 0,2) \cdot T_0 \cdot u, \quad (1)$$

$$0,2 \cdot T_0 \cdot u \leq T \leq T_0 \cdot u, \quad (2)$$

где ΔT - шаг ступенчатого увеличения нагружающих моментов на выходном валу диагностируемой передачи,

T_0 - наименьший из максимально допустимых по условиям контактной и изгибной прочности зубьев зубчатых колес крутящий момент на валах диагностируемой передачи,

T - момент на выходном валу диагностируемой передачи,

u - передаточное число кинематической цепи, связывающей выходной вал с валом, для которого определен T_0 (съем диагностических данных осуществляется, исходя из основных целей и задач диагностирования, на нерезонансных или резонансных режимах работы привода);

- усиление и фильтрация аналогового сигнала узкополосными фильтрами, преобразование отфильтрованного сигнала в цифровой вид и фиксирование в памяти вычислительного средства в реальном масштабе времени в виде файлов данных с цифровыми последовательностями;
- выбор массивов данных, кратных целым числам оборотов диагностируемых колес и колебаниям, генерируемым отдельными зубьями;
- определение размахов колебаний вибрационного и акустического сигналов для каждого из зубчатых колес и их зубьев, расчет средних значений размахов колебаний и их средних квадратических отклонений;
- расчет отношений средних значений размахов колебаний вибрационного и акустического сигналов к нагружающему моменту на выходном валу;
- автоматизированный анализ полученных диагностических данных и с учетом полученных результатов, оценка качественных характеристик изготовления и сборки привода, определение технического состояния зубчатых колес и их зубьев.

Съем диагностических данных осуществляется при двух и более полных оборотах выходного вала диагностируемой передачи при ее работе в режиме редуцирования, и при двух и более полных оборотах ее входного вала – при функционировании в режиме мультипликации. Это обеспечивает съем данных по меньшей мере с двух полных оборотов каждого зубчатого колеса передачи и, как следствие, одновременное диагностирование всех зубчатых колес и их зубьев при приемлемой точности определения средних величин размахов колебаний.

Ступенчатое увеличение нагружающих моментов при каждой последующей выборке диагностической информации позволяет исключить влияние зоны расположения датчика на

корпусе диагностируемой передачи на результаты контроля, поскольку оценка динамических составляющих нагрузок и связанных с ними погрешностей шагов зацепления и износов отдельных зубьев осуществляется по изменениям отношений размахов колебаний к моментам на выходном валу диагностируемой передачи. Кроме того, в процессе выборки зазоров между зубьями, связанных с погрешностями их шагов зацепления и износами, изменяется парность зацепления (происходит переход от однопарного к двухпарному или двухпарного к трехпарному зацеплению) и существенно изменяются отношения размахов колебаний вибрационного сигнала к соответствующим моментам на выходном валу диагностируемой передачи. Эти величины нагружающих моментов служат дополнительным критерием оценки точностных параметров и степеней износа каждого из зубьев.

Диапазон изменений моментов в соответствии с приведенной выше зависимостью при $T \leq T_0 \cdot u$ для зубчатых колес 6-8 степеней точности позволяет реализовать режим перехода от однопарного к двухпарному зацеплению, исключив поломку зубьев и схватывание их рабочих поверхностей. Ограничения нагружающих моментов $T \leq 0,2 \cdot T_0 \cdot u$, как показали проведенные исследования, связаны со сложностью выделения из осциллограммы колебаний периода взаимодействия отдельных пар зубьев. Шаг изменений нагружающих моментов на выходном валу диагностируемой передачи, выбранный в соответствии с приведенной зависимостью, обеспечивает требуемую точность оценки значений режимов функционирования диагностической передачи, при которых происходит изменение парности зацепления.

Необходимо отметить, что при диагностировании в соответствии с предлагаемой схемой съема контролируемых параметров не требуются эталонные значения размахов колебаний.

Одновременный съем вибрационного и акустического сигналов, их обработка в соответствии с одинаковым алгоритмом и сопоставление между собой позволяет на ранней стадии определить такой вид зарождающихся дефектов, как контактное выкрашивание зубьев, которое при небольших разрушениях контактирующих поверхностей практически не влияет на вибрационные параметры, но оказывает существенное влияние на амплитудные значения шума, генерируемого «дефектным» зубом.

Разработанная схема диагностирования была апробирована на зубчатой передаче с модулем $m = 3$ мм и числами зубьев $Z_1 = Z_2 = 40$ [6] (Примечание: Съем и предварительная обработка диагностических данных осуществлялась автором совместно с Н.Н.Ишиным и В.Л.Басинюком). Съем контролируемых параметров осуществлялся на нерезонансных режимах функционирования при частоте вращения ведущего вала, равной $\omega = 54$ рад/с, и нагружающих моментах на выходном валу $T = 40 \div 200$ Нм. Исходный аналоговый сигнал с пьезоэлектрического датчика Д14, установленного на подшипниковой опоре, усиливался прецизионным усилителем У-7-8, преобразовывался аналого-цифровым преобразователем в цифровой вид, фиксировался на ПЭВМ в виде файла данных с привязкой к угловой координате зубчатого колеса и реальному масштабу времени.

С учетом того, что исследовалась одноступенчатая передача фильтрация сигнала осуществлялась на ПЭВМ по специально разработанному алгоритму и программному обеспечению, основанному на использовании метода огибающих.

Из полученных данных выделялись массивы данных с колебаниями на зубцовой частоте, соответствующие двух-трех оборотам диагностируемых зубчатых колес, которые затем разбивались на участки, равные их повороту на угловой шаг.

С использованием статистических методов обработки рассчитывались средние значения размахов колебаний L_{ik} , их средние квадратические отклонения и вариации, с учетом которых определялось необходимый объем выборки. Производился повторный съем контролируемых параметров и уточнялись значения математических ожиданий размахов для полных оборотов зубчатых колес и каждого из зубьев, а также их отношение к нагружающему моменту на выходном валу передачи.

Для оценки точностных параметров и корректности предлагаемого способа диагностирования универсальными средствами измерялись погрешности шагов зацепления и, с помощью тензометрирования, определялась нагруженность одного из зубьев P_{ik} контролируемого зубчатого колеса [6]. При этом сигнал с тензорезисторов снимался одновременно с вибрационным и акустическим, усиливался, преобразовался в цифровой вид и фиксировался на ПЭВМ в виде временной реализации, сформированной по приведенной выше схеме.

С использованием известных методик в соответствии с геометрическими параметрами и нагружающими моментами рассчитывались деформации зубьев и, с их учетом, суммарные погрешности шагов зацепления. Осуществлялся компьютеризированный анализ характера взаимодействия зубьев диагностируемой передачи с выявлением для каждого зуба и колеса в целом нагружающих моментов, при которых взаимодействие зубьев в процессе входа в зацепление происходило с кромочным «ударом», переходных зон и моментов, характеризующихся срединным «ударом» при выходе зубьев из зацепления. Для каждой из приведенных выше случаев проводился анализ корреляционных связей между погрешностями шагов зацепления, нагруженностью и средними значениями размахов колебаний вибрационного сигнала.

По изменениям размахов с помощью метода наименьших квадратов определялись параметры уравнений регрессии для каждого из зубьев диагностируемой передачи, из которых выделялись динамические составляющие нагрузок и рассчитывались погрешности шагов зацепления, а также отношения средних размахов колебаний виброускорений к моменту на выходном валу [6].

Полученные результаты анализировались и сравнивались с результатами контроля погрешностей шагов зацепления, измеренных универсальными измерительными средствами до сборки диагностируемой зубчатой передачи.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТА И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

На рис. 3 показан фрагмент нормированных напряжений, фиксирующих исходный сигнал (1) с пьезоэлектрического датчика виброускорений, установленного на подшипниковой опоре, зафиксированного при повороте зубчатой передачи на угловой шаг, а также выделенные из него по упомянутой выше методике собственные (2) и зубцовые (3) колебания, обусловленные изменениями жесткости по фазе зацепления.

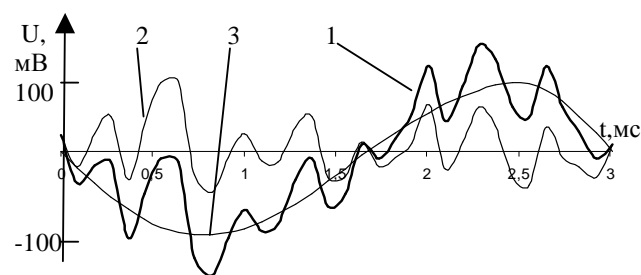


Рисунок 3.

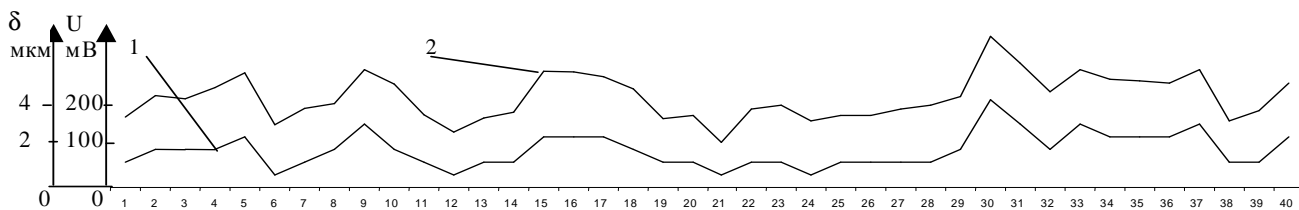


Рисунок 5 - Погрешности шагов зацепления (1) и средние значения размахов колебаний виброускорений (2), генерируемых отдельными парами зубьев на подшипниковой опоре.

На рис. 4 показан фрагмент осциллограммы нормированных напряжений с датчика виброускорений подшипниковой опоры на зубцовой частоте при полном повороте зубчатого колеса и схема определения размахов колебаний вибрационного сигнала L_{ik} .

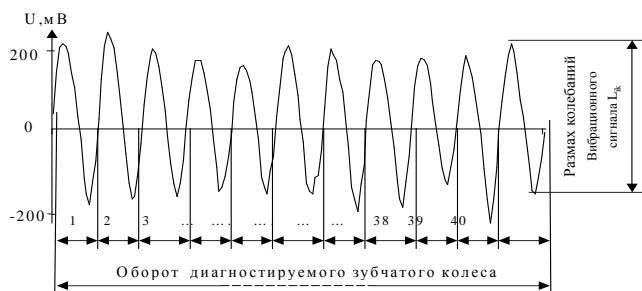


Рисунок 4.

Пример наиболее близкой корреляционной зависимости между погрешностями шагов зацепления, определенных с учетом деформации зубьев и средними значениями размахов колебаний L_{ik} приведен на рис. 5.

Изменения средних размахов колебаний нормированных напряжений с датчика виброускорений (1), аппроксимирующей вибрационного сигнала (2), нормированных напряжений с тензомоста (3), фиксирующего нагруженность тензометрируемого зуба, усредненной погрешности шага зацепления δ (4), рассчитанного для диагностируемой пары зубчатых колес с учетом деформации зубьев, при увеличении нагружающего момента на выходном валу передачи, показаны на рис. 6.

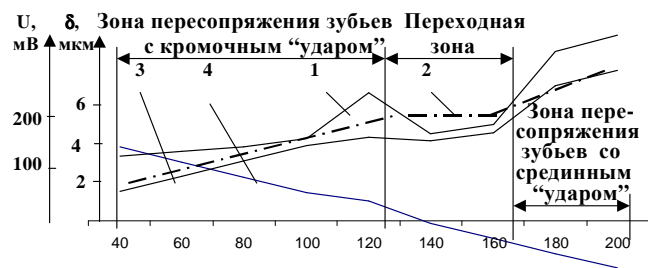


Рисунок 6.

Отношения средних значений нормированных размахов колебаний напряжений, зафиксированных с первичного преобразователя датчика виброускорений, L_v к нормированному напряжению T с датчика моментов на выходном валу передачи приведены на рис. 7 [6], схема определения коэффициента K_v , учитывающего динамическую нагрузку в зубчатом зацеплении, - на рис.8, где U_L - аппроксимирующая прямая увеличения амплитуд напряжений с первичных преобразователей при возрастании нагружающих моментов, $U_L = U_v + k_{WT} \cdot T$, k_{WT} - коэффициент, определяемый из зависимости (7) [6], U_c - напряжение, характеризующая изменение статической составляющей нагрузки.

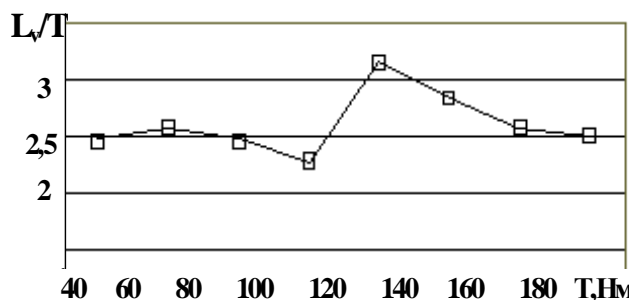


Рисунок 7.

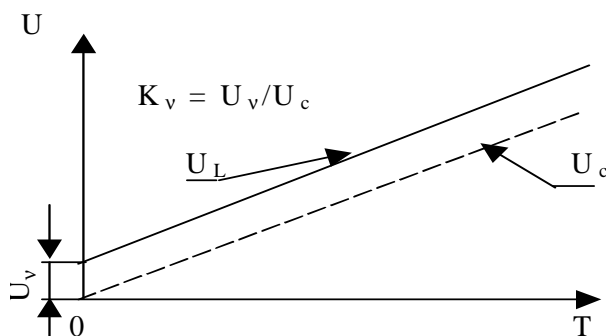


Рисунок 8.

Анализ полученных результатов показал следующее.

При взаимодействии зубьев диагностируемой передачи на подшипниковых опорах или корпусе возникают собственные колебания динамической системы, связанные с кромочными и срединными "ударами", и вынужденные параметрические колебания с зубцовой частотой, обусловленные изменениями жесткости по фазе зацепления (рис.3). Эти данные хорошо коррелируют с результатами теоретических исследований, приведенных в работах [8,9]. Собственные частоты колебаний, определенные по результатам обработки диагностических данных, оказались равны $f_{0\Omega} = 2810$ Гц, что практически совпадало с расчетными значениями этого параметра и подтвердило корректность разработанной модели передачи колебаний от зубчатого зацепления к подшипниковым опорам. Необходимо отметить - отклонения собственных частот колебаний на различных уровнях нагружения выходного вала диагностируемой передачи практически не превышали погрешности измерения, что косвенно свидетельствует о незначительном изменении жесткостных параметров системы при нагружении на исследованных режимах функционирования. Однако средние квадратические отклонения их амплитудных значений с увеличением нагружающего момента на выходном валу передачи возрастали.

При передаче колебаний, генерируемых зубчатым зацеплением, к подшипниковым опорам они демпфировались механической системой, при этом уровень демпфирования нелинейно зависел от нагрузочных режимов функционирования.

ния диагностируемой передачи, а коэффициенты демпфирования при увеличении нагруженности возрастали. На ряде режимов функционирования диагностируемой передачи, характеризующихся четко выраженными кромочными или средними «ударами», средние размахи колебаний виброускорений, генерируемых отдельными парами зубьев, и погрешности шагов зацепления, связанными с точностными параметрами изготовления и деформациями, коррелировали между собой (рис.5).

Размахи колебаний вибрационного сигнала на подшипниковых опорах (рис.6), и их отношения к нагружающим моментам, за исключением переходной зоны (рис.7), для каждого зуба и колеса в целом практически линейно зависел от суммарной величины статической и динамической составляющей нагруженности, что позволило с высокой степенью достоверности определить динамическую составляющую нагрузки и погрешность шага зацепления каждого зуба и колеса в целом. Полученные результаты хорошо коррелируют с теоретическими результатами, приведенными в работе [9].

Так, например [6], для тензометрируемого зуба погрешность шага зацепления, измеренная универсальными средствами, оказалась равной $f_{pbr} = 12$ мкм, определенная по результатам диагностирования – 10,7 мкм. Отклонение величины f_{pbr} составило 1,3 мкм или 10,8%, что практически не превысило погрешность измерения универсальными средствами. В среднем, для диагностируемого зубчатого колеса, отклонение погрешностей шагов зацепления, определенные с помощью предлагаемого способа диагностирования, от измененных универсальными средствами составило 8,9%.

Анализ градиентов изменения средних размахов колебаний при ступенчатом увеличении нагружающих моментов на выходном валу диагностируемой передачи и нагруженности тензометрируемого зуба показал, что при $T \approx 120 \div 140$ Нм зазоры в зацеплении, обусловленные погрешностями шагов зацепления вследствие деформации зубьев были выбраны и взаимодействие зубьев перешло от однопарного к двухпарному, что отразилось на градиентах изменения размахов колебаний вибрационного сигнала (рис.6) и их отношениях к нагружающему моменту на выходном валу передачи (фиг.7). Расчет величин деформации зубьев и соответствующих им погрешностей шагов зацепления, проведенный в соответствии с зависимостями, связывающими их величины с жесткостью и нагруженностью зубьев, обеспечившей выборку зазоров и переход к двухпарному зацеплению, дал значения $(f_{pbr})_{ik}$, близкие к полученным выше (отклонения составили 7-10% от измеренных универсальными средствами).

Таким образом, как показал анализ проведенных экспериментальных исследований, градиенты изменения размахов колебаний вибрационного сигнала при ступенчатом увеличении нагружающего момента на выходном валу передачи и отношения размахов колебаний к нагружающим моментам на колесе в целом и каждой паре его зубьев могут служить диагностическим признаком, характеризующим характер взаимодействия зубьев при их входе и выходе из зацепления, величину K_v и связанные с ним погрешности шагов зацепления и степень износа отдельных зубьев и колеса в целом [7], исключив необходимость в эталонных параметрах и влияние места установки датчиков на результаты диагностирования.

Необходимо отметить высокую эффективность разработанного математического метода выделения собственных и вынужденных частот колебаний на ПЭВМ, возникающих в зубчатом зацеплении одноступенчатой передачи. Вместе с тем, при работе многоступенчатой передачи частоты, генерируемые различными парами зубчатых колес, как правило, достаточно близки друг к другу и для их разделения более целесообразно применение электрических полосовых филь-

тров, используемых для первичной обработки исходного аналогового сигнала, полученного с первичного преобразователя.

Учитывая то, что при реализации предлагаемой методики вибродиагностики необходимо при подготовке к диагностированию предварительно определить с требуемой точностью собственные частоты колебаний системы, срединные частоты и полосы пропускания узкополосных фильтров, выделить наиболее информативные режимы функционирования диагностируемой передачи и выбрать технически обоснованные частоты дискретизации контролируемых параметров, а затем, после съема и фиксации диагностических данных осуществить без участия оператора обработку значительной по объему файлов данных, представленных в виде временных реализаций, применение разработанных подходов наиболее эффективно, а в ряде случаев и невозможно без использования информационных технологий. Это позволяет, при наличии необходимых баз данных с соответствующими методиками расчета и инерционно-жесткостными характеристиками элементов передач, обеспечить корректность результатов предварительного моделирования процессов передачи колебаний, генерируемых в зубчатом зацеплении, к подшипниковым опорам, выбрать технически и экономически обоснованно аппаратно-программные средства. Кроме того, ограниченные возможности вмешательства оператора в процессы съема и обработки больших объемов информации предполагает использование в них элементов интеллектуальных, а в ряде случаев и «самообучающихся» систем контроля, включающих в себя подсистемы управления диагностируемым объектом.

В целом, как показали исследования, использование предлагаемой схемы (рис.1) и методики диагностирования позволяет значительно расширить возможности оценки технического состояния зубчатых колес и отдельных зубьев по критериям износа, разрушения зубьев при изгибе и контактного выкрашивания их рабочих поверхностей на ранней стадии возникновения дефекта, а так же определить точностные параметры изготовления и сборки передачи в условиях реального нагружения. Ее реализация обеспечивает одновременное диагностирование всех зубчатых колес передачи и их зубьев, исключает необходимость в использовании эталонных значений параметров колебаний, снижает влияние на точность диагностирования жесткостных и инерционных параметров механической системы, нагруженности и скоростных режимов ее функционирования.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Пат. № 4872337 США кл.³ G 01M 13/02, 1989г.
2. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. - М.: Машиностроение, 1987. - 288 с.
3. А.с. 1359696 СССР кл.³ G 01 M 7/00. Способ виброакустической диагностики зубчатых передач / Ф.Я. Балицкий, М.А. Иванова, А.Г. Соколова, В.И. Хомяков //Бюллетень изобретений – 1984 - № 46.
4. А.с. СССР 1511613, кл.³ G 01 M 7/00. Способ виброакустической диагностики зубчатых передач /В.П. Зелик, Ю.Н. Рузанов, А.И. Астапенко //Бюллетень изобретений – 1989 - № 36.
5. Пат. США № 4872337, кл. G 01 M 13/02, G 06 F 07/02 Неразрушающий контроль шестерен//Robert J. Watts, David A. Rice, John A. Neun.-1989.
6. Вибромониторинг внутренней динамической нагруженности, точностных параметров и износов отдельных пар зубьев передач зацеплением/Я.В.Басинюк, Н.Н.Ишин, В.Л. Басинюк, Е.И.Мардосевич //Вестник Брестского государственного технического университета.-2001 - № 4-С.48-53.

7. Заявка № 2002113404 РФ от 22.06.2002 кл.⁴ G 01 M 7/00. Способ виброакустической диагностики передач зацеплением/Я.В. Басинюк, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич.
8. Анализ вынужденных параметрических колебаний косо-зубой передачи на АВМ// Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами.Сб./Э.Л. Айрапетов,

В.И. Апархов, А.А. Жирнов, О.И. Косарев, И.Т. Чернявский.- М.: Наука,1976. - С.111-125.

9. Возбуждение колебаний в зубчатых передачах // Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами.Сб./Э.Л. Айрапетов, В.И. Апархов, М.Д. Генкин, А.А., Жирнов, О.И. Косарев.-М.: Наука, 1976.-С.3-18.

УДК 62-587.5

Мардосевич Е.И.

КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ С КОМПОЗИЦИОННЫМИ ПОКРЫТИЯМИ НА ОСНОВЕ ОКСИДОКЕРАМИКИ НА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЯХ ТРУЩИХСЯ СОПРЯЖЕНИЙ

ВВЕДЕНИЕ

Интенсивное развитие робототехнических, мехатронных и сервисных систем неразрывно связано с постоянно растущими требованиями к повышению их надежности при одновременном снижении генерируемых шумов и вибраций, веса и энергопотребления. К одному из перспективных путей комплексного решения этой задачи является создание зубчатых передач планетарного типа с малой разностью зубьев, сочетающих в себе небольшие габаритные размеры при значительном передаточном отношении. Изготовление основных деталей этих редукторов из алюминиевых сплавов, на рабочих поверхностях которых сформированы многослойные композиционные покрытия на основе металлокерамики, имеющей твердость 12÷22 ГПа при толщине 0,070±0,3мм позволяет обеспечить пониженный вес и соответствующую повышенную удельную мощность передачи и увеличенный, по сравнению со стальными поверхностноупрочненными передачами, ресурс работоспособности [1-3]. Расширенные возможности использования при изготовлении деталей пластического деформирования, отсутствие высокотемпературной обработки и, связанных с ней, короблений обеспечивает повышенную технологичность и низкую себестоимость изготовления передачи. Вместе с тем повышенные хрупкость покрытия при интенсивном воздействии динамических нагрузок и фрикционные свойства оксидокерамики в ряде случаев ограничивают возможности ее использования, и в процессе проектирования приводов целесообразно комплексно решать проблемы обеспечения их повышенной надежности и коэффициентов полезного действия.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

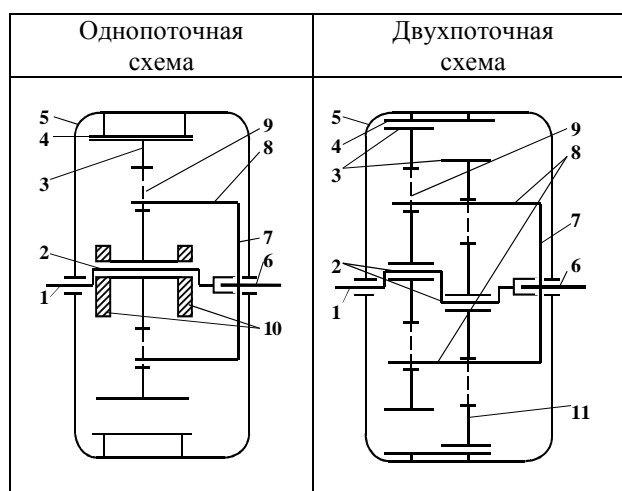
Целью исследований являлось оценка влияния трибологических свойств трущихся сопряжений планетарной зубчатой передачи на коэффициенты ее полезного действия и определение наиболее рациональных путей их повышения.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Кинематические схемы рассматриваемых планетарных зубчатых передач приведены в таблице 1.

Однопоточная передача состоит из входного вала 1, эксцентрика 2, сателлита 3, корончатого зубчатого колеса 4 с внутренними зубьями, связанного с корпусом 5, выходного вала 6 с фланцем 7, на котором установлены пальцы 8, входящие в пазы 9 сателлита 3. Ее конструкция относительно проста, но требует специальной балансировки противовесом 10.

Таблица 1 – Схемы зубчатых планетарных передач.



В двухпоточной кинематической схеме параллельно основному сателлиту 3 установлен идентичный ему сателлит 11, взаимодействующий с корончатым колесом 4 на диаметрально противоположном участке его обода, что позволяет сбалансировать конструкцию в плоскости, перпендикулярной оси входного вала 1, и в определенной мере разгрузить его от радиальных нагрузок.

Коэффициент полезного действия передачи может быть представлен в виде:

$$\eta = \eta_{\text{Э}} \cdot \eta_{\text{З}} \cdot \eta_{\text{М}}, \quad (1)$$

$\eta_{\text{Э}}$ – коэффициент полезного действия сопряжения «эксцентрик-сателлит»,

$\eta_{\text{З}}$ – коэффициент полезного действия зубчатой передачи «сателлит - корончатое колесо»,

$\eta_{\text{М}}$ – коэффициент полезного действия фрикционного сопряжения «сателлит – фланец выходного вала».

Величина $\eta_{\text{З}} \cdot \eta_{\text{М}}$ может быть принята равной 0,97±0,99 [4].

Рассмотрим потери, связанные с взаимодействием эксцентрика с сателлитом (рис.1).