

УДК 621.833

**АППАРАТНО-ПРОГРАММНЫЕ МЕТОДЫ ДИАГНОСТИКИ И
МОНИТОРИНГА РАСХОДОВАНИЯ РЕСУРСА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ***канд. техн. наук, доц. Н.Н. ИШИН**(Институт механики и надежности машин НАН Беларуси, Минск)*

Рассмотрены методические подходы инструментальной идентификации параметров технического состояния и мониторинга расходования ресурса зубчатых передач механических приводов по их динамическим характеристикам. Представлены результаты экспериментальной оценки собственных частот колебательных систем и демпфирования колебаний в зубчатом зацеплении.

Введение. Зубчатые сопряжения являются одними из наиболее интенсивных возбудителей шума, вибраций и динамических составляющих нагрузки в приводных механизмах современных машин и механизмов. В то же время параметры вибрационных спектров - частотный состав, уровни амплитуд, диссипативные характеристики, наиболее информативны для оценки конструкций, качества изготовления, расходования ресурса работоспособности механизмов и деталей собственно зубчатых передач [1].

Традиционные методы и универсальные аналоговые приборы для измерений параметров вибраций механизмов часто не обеспечивают получение достаточной информации и очень трудоемки при их использовании конкретно для диагностики состояния работоспособности зубчатых передач, динамика которых очень сложна из-за конструктивных и кинематических особенностей зубчатых зацеплений, особенно в сочетании с проявлениями износов их рабочих поверхностей при различных длительностях эксплуатации. Появление микропроцессоров, работающих в реальном масштабе времени, и использование их совместно с ПЭВМ, обладающими широкими логическими возможностями и способностью быстро обрабатывать большие объемы информации, привело к созданию «интеллектуальных» многоканальных контрольно-измерительных систем, что позволило поднять экспериментальные исследования в машиностроении на качественно новый уровень.

Целью исследований являлось создание средств и методов диагностики и мониторинга расходования ресурса зубчатых передач базирующихся на анализе динамических процессов и их изменений во времени происходящих в приводных механизмах в процессе их функционирования.

Результаты и их обсуждение. В ИМИНМАШ НАН Беларуси создан ряд современных многоканальных контрольно-измерительных и диагностических комплексов. Комплексы строятся на базе ПЭВМ и микропроцессорных модулей, включающих в себя усиливающие и согласующие подсистемы и соответствующее программное обеспечение для работы с пьезоэлектрическими вибродатчиками, тензостемами, датчиками температуры, оборотов и др. Системы работают в реальном масштабе времени и обеспечивают возможность съема, обработки и хранения измерительной информации поступающих с различных первичных преобразователей. Вторичную обработку и анализ информации можно производить как с помощью встроенных в систему программ обработки, позволяющих проводить спектральный анализ виброускорений и виброскорости в линейном и логарифмическом масштабе, получать их огибающую, мультиспектры и др. Так и с помощью специализированных программных пакетов, таких как MathCad, MathLab и др., что открывает широкие возможности для статистической обработки и анализа полученных данных, выявления диагностических признаков, построения трендов состояния и оценки остаточного ресурса ответственных элементов механических систем.

К примеру, возможность регистрации исходного сигнала вибраций в реальном масштабе времени, которой обладают разработанные системы, позволяет сравнительно просто диагностировать дефекты зубчатых передач, приводящие к сдвигу или изменению площади контакта зубьев в зацеплении (сколы, трещины, поломки зубьев). На рис.1 приведены временные реализации виброускорений и их амплитудно-частотные спектры, полученные при ресурсных испытаниях экспериментального одноступенчатого редуктора. Зубчатые колеса - прямозубые; число зубьев - 40; модуль - 3 мм; ширина венца - 10 мм; передаточное число - 1. Режимы испытаний: скорость вращения 1000 мин⁻¹; тормозной момент - 160 Нм. Контроль вибраций осуществлялся на корпусе подшипниковых узлах ведущего и ведомого колес. На рис. 1, а приведена осциллограмма и спектр виброускорения измеренного на корпусе подшипникового узла ведущего колеса редуктора при его наработке 4 часа. На рис. 1, б - результаты таких же измерений, но после 8 часов наработки редуктора и поломке одного зуба на ведущем колесе. Отсутствие зуба приводит к исключению на каком-то промежутке времени 2-х парного зацепления и вхождение в зацепление следующего за выломанным зуба с сильным ударом. Эти ударные импульсы с амплитудой до 10 g (в данном случае) хорошо заметны на осциллограмме 1, б. Кроме того, поломка зуба, как правило, сопровождается резким увеличением амплитуд зубцовых гармоник. При сравнении амплитудно-частотных спектров вид-

но значительное увеличение амплитуды второй гармоники зубцовой частоты (1343 Гц) с 0,92 g (на спектре до поломки зуба) до 1,56 g после поломки. Скол или слом части зуба, а также наличие трещин в ножке зуба легко определяются при анализе таких же временных реализаций вибраций или их спектров.

Следует отметить, что использование аналогового виброметра для диагностики названных дефектов малоэффективно, поскольку энергия вибраций вследствие поломки одного зуба колеса редуктора возрастает незначительно и выявить дефект при периодической оценке среднего квадратического значения вибраций в условиях сильных производственных помех и наводок достаточно проблематично.

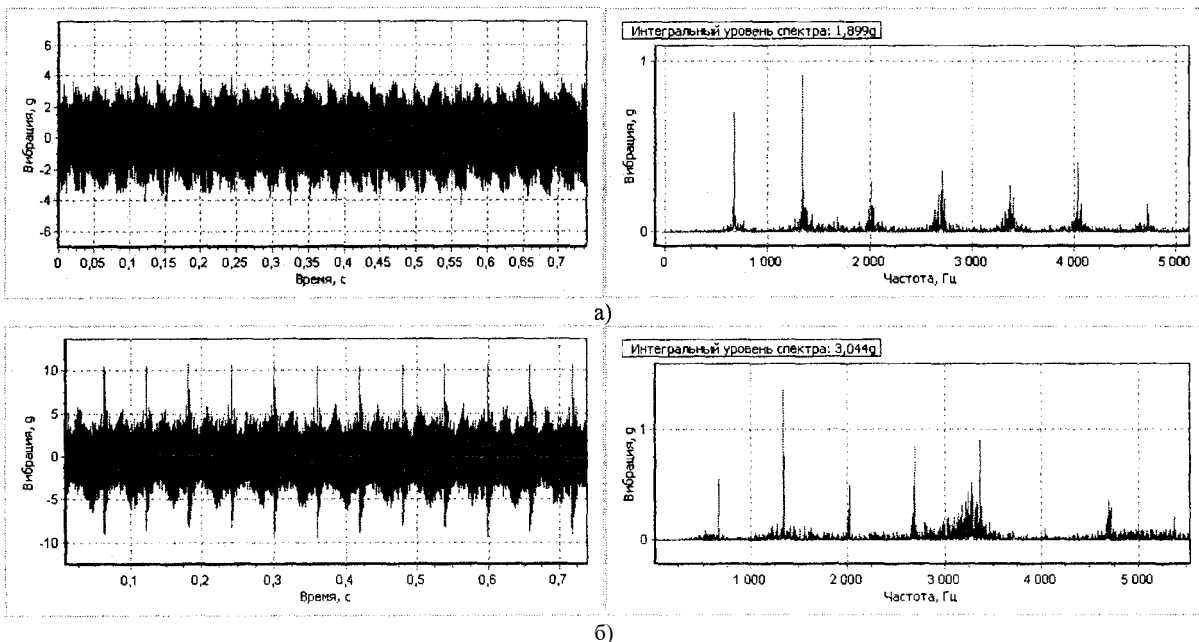


Рис. 1. Временные реализации виброускорений и их амплитудно-частотные спектры:
а - до поломки зуба; б - после поломки зуба ведущего колеса.

Применение аппаратно-программных средств и соответствующих методик позволяет достаточно просто и эффективно проводить инструментальную идентификацию основных параметров динамических систем, т.е. определять возбуждающие силы, их частотный состав и уровень амплитуд, собственные частоты, диссипативные характеристики, резонансные частоты на выбеге, а также другие параметры колебательной системы необходимые для рационального конструирования приводных механизмов станков.

К примеру, привод, сконструированный без учета динамических явлений и периодически работающий в субрезонансной или резонансных зонах, может иметь нагруженность своих элементов в 10 - 15 раз превышающих нагрузки, определенные из статических условий [2]. Такие перегрузки могут быть определяющими для долговечности деталей приводных механизмов. Вместе с тем, при рациональном конструировании привода динамические нагрузки могут быть сведены к минимуму даже при наиболее тяжелых режимах работы. Под рациональным, с точки зрения динамики, конструированием понимается конструирование и подбор инерционных, жесткостных и диссипативных параметров элементов привода механической системы таким образом, чтобы при его работе на эксплуатационных режимах обеспечивалась минимальная динамическая нагруженность его элементов, с исключением работы привода в резонансных и около резонансных режимах. Естественно, чтобы грамотно конструировать или модернизировать привод необходимо знать его собственные частоты или хотя бы собственные частоты аналогичного привода. Значения собственных частот определенные из расчетов динамических моделей, как правило, носят весьма приближенный характер, вследствие значительных упрощений, принимаемых при переходе от реального механизма к модели, а также невозможности определения точных значений жесткости, демпфирования и др. параметров элементов привода. В этом случае достаточно эффективными являются экспериментальные методы определения собственных частот с помощью современных программно-инструментальных средств.

Так, например, совместный анализ вибрационных спектров, упомянутого ранее одноступенчатого редуктора (рис. 2), полученных при различных скоростных режимах, позволяет непосредственно определять основные собственные частоты исследуемого механизма, т.е. проводить прямую инструментальную идентификацию динамических систем.

При изменении скорости вращения входного вала, на амплитудно-частотных спектрах виброускорений редуктора, амплитуды вибраций на вынужденных частотах смещаются по частотной оси, собст-

венные же частоты механической системы (291; 386; 481 Гц) остаются на прежнем месте этой оси, изменяются только их амплитуды. Сравнение величин собственных частот редуктора, полученных расчетным и экспериментальным методами показывает, что расчетные значения отличаются от экспериментальных до 30...40 %. Это различие говорит о том, что при теоретическом определении собственных частот практически невозможно точно определить массы, моменты инерции, жесткостные параметры элементов системы, поэтому наиболее близкими к реальным являются величины, определенные экспериментально.

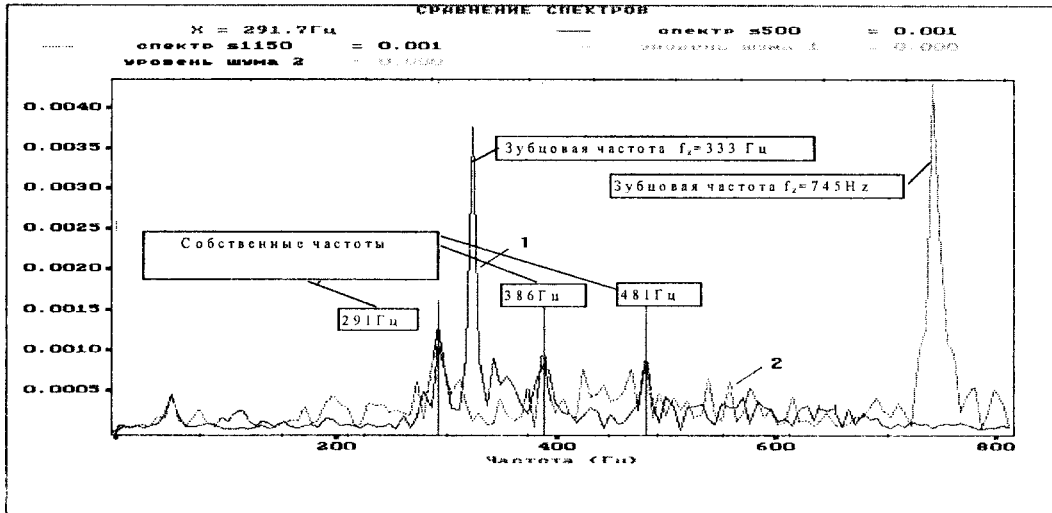


Рис. 2. Вибрационные спектры двух режимов работы одноступенчатого редуктора: 1 – скорость вращения $n_1 = 500 \text{ мин}^{-1}$; 2 – $n_2 = 1120 \text{ мин}^{-1}$

Вибрационные процессы в зубчатых приводных механизмах, как и в любых механических системах, сопровождаются рассеянием колебательной энергии в окружающую среду, в материале элементов динамических систем и в их подвижных сопряжениях. Это рассеяние вызывается силами неупругого сопротивления, которые также называют диссипативными. На их преодоление и расходуется часть энергии колебательной системы или возбудителя вибраций.

Диссипативные силы в зубчатых приводных механизмах относительно невелики и при решении некоторых задач (например, по определению собственных частот системы в пределах допустимых потерь точности) их можно не учитывать. Однако при выборе информативных признаков для диагностики состояния механизмов параметры демпфирования, анализ их изменений от длительности эксплуатации механизмов представляют значительный интерес, кроме того, изменяя характеристики демпфирования в зубчатом зацеплении можно в значительной степени улучшить виброакустические и динамические качества механических приводов. Демпфирование в зацеплении зубчатой передачи также может быть определено экспериментальным способом.

В данном случае оценка диссипативных характеристик в зацеплении зубчатой передачи проводилась по осциллограммам, полученным методом тензометрирования зубьев при проведении экспериментальных работ по определению сравнительной динамической нагруженности зубчатых передач различного конструктивного исполнения. В качестве примера, на рис. 3 приведены отдельные осциллограммы нагруженности зубчатого зацепления.

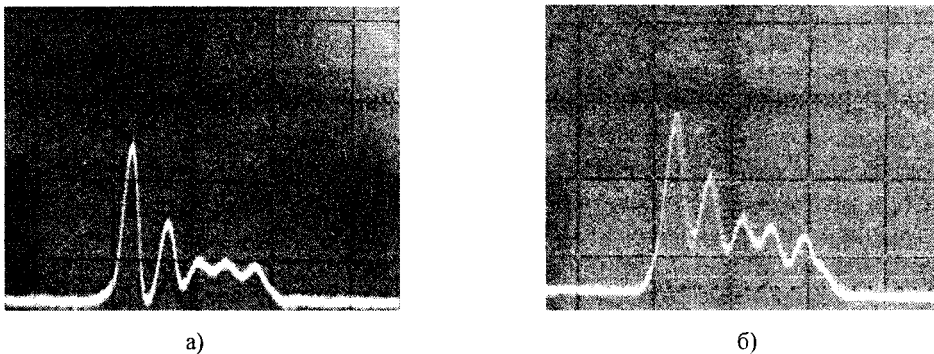


Рис. 3. Осциллограммы нагруженности зубчатого зацепления при скорости вращения колес $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и тормозном моменте: а – $M_T = 50 \text{ Нм}$; б – $M_T = 100 \text{ Нм}$

Логарифмический декремент колебания δ для свободных затухающих колебаний определялся по известным методикам [1] и находился как натуральный логарифм отношения двух последовательных максимальных амплитуд колебаний (по осциллограммам). Величина коэффициента затухания $\alpha = \delta/\pi$ легко коррелируется с общепринятой величиной относительного коэффициента поглощения $\varphi \approx 2\delta \approx 2\pi\alpha$.

Экспериментальные зубчатые колеса имели следующие параметры: модуль $m = 3$ мм; число зубьев $Z_1 = Z_2 = 40$; ширина венца $b = 30$ мм. Самоустанавливающиеся колеса были изготовлены с толщиной обода $h = 3 - 1,5 m$ (h – расстояние от нижней точки впадины зубчатого венца до посадочной поверхности обода измеренное по его радиусу). Все изготовленные колеса соответствовали 8-й степени точности по ГОСТ 1643-81. Из-за погрешностей изготовления и монтажа колес в зацеплении реализовывалось в основном однопарное зацепление. Испытываемые передачи составлялись как из цельнометаллических (ЦК), так и самоустанавливающихся колес (СЗК). Испытания велись на стенде с разомкнутым силовым контуром. Для зубчатых пар, составленных из цельных колес, коэффициент затухания a определялся по осциллограммам, полученным при частоте вращения зубчатых колес, равной 1500 мин^{-1} , при различных нагрузках.

Значения коэффициента a для передач из цельнометаллических колес, а также из цельнометаллических и самоустанавливающихся приведены в таблице. Полученные значения коэффициента затухания колебаний в зубчатом зацеплении цельнометаллических зубчатых колес несколько выше, но в целом удовлетворительно согласуются с результатами [4].

Коэффициент затухания для экспериментальных зубчатых пар с самоустанавливающимися колесами существенно больше, чем в парах с цельными колесами. Величина коэффициента затухания колебаний в сопряжении двух самоустанавливающихся колес, определенному по ограниченному числу экспериментов, лежит в пределах $0,28 \dots 0,36$. Таким образом, демфирование колебаний в зубчатых передачах с применением составных СЗК примерно в 2 раза выше по сравнению с передачами из обычных цельных колес.

Экспериментальные значения коэффициента a для исследуемых зубчатых пар

Испытываемая зубчатая пара	Тормозящий момент M_t , Нм			
	50	100	200	300
цк1 – цк2,	0,09	0,11	0,13	–
цк1 – цк3,	0,11	0,12	0,13	0,17
цк1 – цк4,	0,11	0,12	0,12	–
цк1 – сзк, $h = 3m$	0,12	0,15	0,17	0,18
цк1 – сзк, $h = 2m$	0,11	0,17	0,20	0,26
цк1 – сзк, $h = 1,5m$	0,25	0,26	0,27	–

Рассеивание энергии колебаний в зубчатом сопряжении в значительной мере зависит от скорости вращения колес и передаваемого окружного усилия. Несмотря на то, что значения коэффициента затухания колебаний a определены по ограниченному числу экспериментов, можно отметить, что рассеянная в зубчатом зацеплении энергия за цикл пересопряжения зуба увеличивается с ростом передаваемого им крутящего момента. Приведенные экспериментальные значения коэффициента затухания могут быть использованы при расчетах и анализе динамики приводов, как с обычными, так и самоустанавливающимися зубчатыми колесами.

Высокая информативность анализируемых вибрационных спектров и нагрузочных осциллограмм и объективность получаемых по ним оценок изменений параметров качества функционирования и расходования механизмами ресурсов работоспособности подтверждается во многих научных публикациях, и все более широко используется для решения научно-производственных задач.

В развитие этого направления нами разработан новый способ определения динамической составляющей нагрузки в зацеплении зубчатых передач по параметрам вибрации, при котором одновременно, в реальном масштабе времени, методом тензометрирования, фиксируется полное окружное усилие, действующее на зуб, с выделением динамической составляющей и импульс виброускорения на подшипниковом узле исследуемой передачи, порождаемый входом данного зуба в зацепление. Устанавливается корреляционная зависимость между величиной динамической составляющей нагрузки на тензометрируемом зубе и амплитудой импульса. Затем, используя полученную зависимость, по амплитудам импульсов виброускорений, генерируемыми каждым зубом при входе в зацепление, определяются величины динамических составляющих нагрузки действующих в каждом зубчатом сопряжении испытываемой пары зубчатых колес [3].

В работе [4] показано, что динамические нагрузки в зацеплениях прямозубых колес вызываются погрешностями в шаге и профиле зубьев, а также деформациями зубьев. Вследствие этого физико-механические процессы, происходящие в каждой паре зубьев при их постоянном сопряжении, будут протекать во времени по-разному. Поэтому в результате испытаний двух зубчатых колес с передаточным от-

ношением, равным единице, рассматривая при этом каждую пару зубьев как отдельный объект испытаний, можно получить обширную информацию о процессах износа, накопления усталостных повреждений, изменения нагруженности зубьев, виброактивности передачи. Такой подход позволит резко сократить количество испытываемых зубчатых колес, время проведения испытаний.

Предлагаемый способ был апробирован в ИМИНМАШ НАН Беларуси на стенде для испытания зубчатых колес.

Реальная величина динамической нагрузки в зубчатом зацеплении определялась методом тензометрирования, при котором тензодатчики наклеивались на торцах зуба, соединялись в мостовую схему и после предварительной тарировки (т.е. установлении зависимости между действующей на зуб нагрузкой и напряжением разбаланса моста) устанавливались на испытательном стенде [1].

Составляющая динамической нагрузки определялась как разность максимального окружного усилия и статической составляющей усилия, т.е. $W_v = P_{d \max} - P_n$, где $P_{d \max}$ – максимальная суммарная нагрузка для данной скорости и передаваемого крутящего момента, P_n – статическая составляющая окружного усилия.

В процессе проведения испытаний одновременно фиксировались в реальном масштабе времени (с помощью микропроцессорной системы сбора и обработки измерительной информации) полное окружное усилие на зубе и амплитуда виброускорения на подшипниковом узле тензометрируемого зубчатого колеса, контролируемая при помощи акселерометра.

На рис. 4 в качестве примера приведены осциллограммы, полученные при одновременной записи в реальном масштабе времени виброускорений (2) на подшипниковом узле и полного окружного усилия, действующего на зубе (1) за один оборот колеса. Легко определить, что число пиков на графике виброускорений за оборот равно числу зубьев (т.е. сорок), таким образом, каждый из пиков отражает результат взаимодействия вполне определенного зуба при пересопряжении.

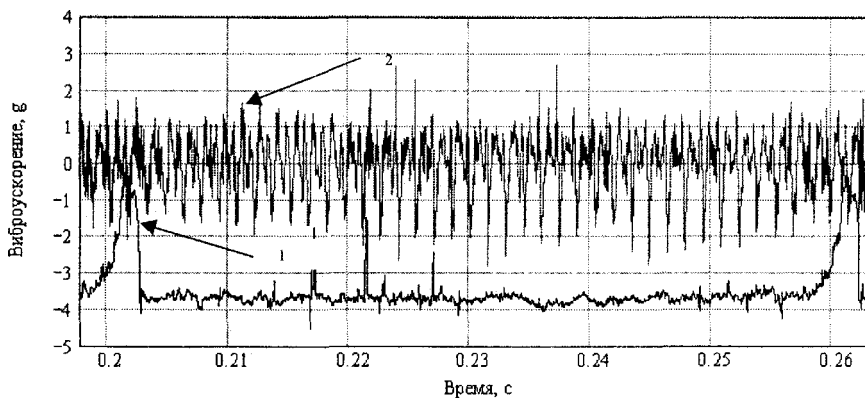


Рис. 4. Нагруженность зуба (1) и вибрации (2) зафиксированные в реальном масштабе времени

Анализ результатов испытаний показал, что при постоянной скорости вращения и статической нагрузке, между зафиксированными в реальном масштабе времени динамической составляющей нагрузки и амплитудами виброимпульсов, существует четкая корреляционная зависимость, которая для рассматриваемого конкретного примера испытаний реальных зубчатых колес имеет вид: $W = 1,438 U_p$.

В соответствии с вышеизложенным для зубьев тензометрируемого зубчатого колеса по максимальным виброускорениям на других режимах испытаний с использованием полученной зависимости рассчитывались соответствующие значения нагруженности. Предварительное сопоставление результатов нагруженное™ зубьев, полученное расчетным и экспериментальным способами показало, что величины нагруженное™ полученные в эксперименте несколько выше расчетных. Вместе с тем величина нагрузки на зубе, имеющим наибольшее отклонение в шаге, является максимальной и в расчетном и в экспериментальном вариантах. В настоящее время проводится дополнительная отработка метода, как с позиций совершенствования расчетных зависимостей, так и тщательной перепроверки экспериментальных данных. Однако уже первые представленные данные убедительно подтверждают перспективность и эффективность предложенного методического подхода для ускоренных испытаний.

Главными параметрами, по которым оценивается технический уровень, и работоспособность испытываемой передачи являются динамическая нагруженность зубьев и прогнозируемый на основе анализа ее изменений расходимый и остаточный ресурсы работоспособности.

По результатам испытаний одной зубчатой пары может быть также построена и кривая усталости по контактной выносливости зубьев. Для этого в процессе испытаний фиксируется действительная на-

грузка, действующая на зуб и число циклов нагружения данного зуба до наступления предельного состояния по степени поражения усталостным выкрашиванием.

При построении кривой усталости по результатам исследований зубчатых колес в лабораторных условиях с рассмотрением каждого зуба как отдельного объекта испытаний техническое состояние зубьев может быть оценено по площади выкрашивания их рабочих поверхностей, величины которых могут быть определены исходя из рекомендаций, приведенных в [1].

При испытаниях на контактную выносливость с построением кривой усталости, нагруженность зубьев и окружная скорость задаются таким образом, чтобы обеспечить попадание ожидаемого предела контактной выносливости в диапазон рассеивания действительной нагруженности зубьев, рассматриваемых, как отдельные объекты испытаний, что позволяет даже по результатам испытаний одного колеса объективно установить его точное значение.

Расчетные контактные напряжения в полусе зацепления рассчитываются по формуле [6, с. 7]:

$$\sigma_H = 3880 Z_H Z_E \frac{1}{\delta_{\omega 1}} \sqrt{\frac{T_{1H}}{\beta} \frac{i+1}{i}} K_{H\beta} K_{H\nu} . \quad (1)$$

Так как для рассматриваемого подхода действительная нагрузка $T_{ZJ} = T_{1H} \cdot T_H$, то действительные контактные напряжения на каждом из зубьев σ_{HJ} могут быть определены из соотношения:

$$\sigma_{HJ} = 3880 Z_H Z_E \frac{1}{d_{\omega 1}} \sqrt{\frac{T_{ZJ} K_{H\beta} (i+1)}{b i}} , \quad (2)$$

где Z_H , Z_E – коэффициенты, учитывающие соответственно форму сопряженных поверхностей зубьев и суммарную длину контактных линий; $d_{\omega 1}$ – диаметр делительной окружности тензометрируемого зубчатого колеса; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца; $K_{H\nu}$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении; T_{1H} – передаваемый статический момент.

С учетом твердости рабочих поверхностей зубьев и качественных характеристик термообработки можно определить допустимое контактное напряжение σ_{HP} , базовое число циклов перемен напряжений N_{H0} . Исходя из теории суммирования повреждений можно рассчитать ориентировочный ресурс работоспособности каждого зуба испытываемой передачи N_E :

$$N_E = N_{H0} \sum_{j=1}^{L \cdot N} \left(\frac{\sigma_{Hj}}{\sigma_{HP}} \right)^q , \quad (3)$$

где q – степень влияния уровня контактных напряжений на долговечность рабочих поверхностей зубьев, в соответствии с рекомендациями ГОСТ 21354-75 ($q = 6$ при $\sigma_{Hj} > \sigma_{HP}$ и $q = 24$ при $\sigma_{Hj} < \sigma_{HP}$).

Выводы

Разработанные аппаратно-программные и методические средства позволяют упростить решение многих проблем анализа и оптимизации динамического качества приводных механизмов, принять технически обоснованные решения о целесообразности использования тех или иных конструкций зубчатых передач, выбрать рациональные пути их совершенствования, значительно сократить длительность, трудоемкость и энергозатраты на экспериментальные работы. В настоящее время созданные в ИМИНМАШ аппаратно-программные диагностические комплексы внедрены и активно используются на испытательных центрах РУП «МТЗ» и РУП «МАЗ» при проведении стендовых и полигонных испытаний автотракторной техники.

ЛИТЕРАТУРА

1. Берестнев Я.О., Яшин Н.Н. Новые методы экспериментального определения критериальных параметров динамических систем приводных механизмов. - Мн.: Технопринт, 2004. - 117 с.
2. Детали и механизмы металлорежущих станков: Справочник / Под ред. Д.Н. Решетова. Т. 2. - М., 1971.
3. Пат. РБ 4261. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях / О.В. Берестнев, Н.Н. Яшин и др. // Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь.
4. Петрусевиц А.Я., Генкин М.Д., Гринкевич В.К. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами. - М., 1956.
5. ГОСТ21345-75 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность.