

Рис. 4. Изменение угловых скоростей входного и выходного валов передачи

так как каждая из втулок ролика имеет возможность обкатываться по соответствующей поверхности без скольжения. Причем составные части ролика могут иметь как сферические, так и цилиндрические (и конические) наружные поверхности.

Заключение. Таким образом, постоянство передаточного отношения разработанного ППТК было подтверждено. Возможность наклона оси выходного вала к оси входного в процессе работы у данной передачи средствами 3D-моделирования также не была подтверждена. Составная конструкция входного звена повышает технологичность изготовления деталей передачи. Расположение внутреннего сферического кулачка на выступах (шпонках) заменяет механизм эксцентрика, а возможность самоустанавливаться на этом выступе снижает степень переопределенности механизма, возникающей из-за наличия дублирующих связей.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Лустенков, М.Е. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизации потерь мощности: монография / М.Е. Лустенков. – Могилев: Бел.-Росс. ун-т, 2010. – 274 с: ил.
2. Становской, В.В. Передачи со свободными телами качения, обзор патентной литературы / В.В. Становской, Т.А. Ремнева, С.М. Казакиявичус / Прогрессивные зубчатые передачи: сб. научных трудов. – Новоуральск: Изд. НГТИ, 2003. – С. 61–94.
3. Игнатищев, Р.М. Синусошариковые редукторы / Р.М. Игнатищев. – Минск: Высшая школа, 1983. – 107 с.
4. Пашкевич, М.Ф. Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания / М.Ф. Пашкевич, В.В. Геращенко. – Минск: БелНИИНТИ, 1992. – 248 с.
5. Шаровинтовая передача: а.с. 494550 СССР, МПК F 16H 25/22 / В.Н. Стрельников; заявитель Украинский заочный политехнический институт. – №1862881/25-28; заявл. 28.12.1972; опубл. 05.12.1975.
6. Регулируемая шаровая планетарная передача: а.с. 1348586 СССР, МПК F 16H 15/48, 25/22. / М.Ф. Пашкевич, Г.Е. Каминский; заявители авторы. – №3993756/25-28; заявлено 03.12.1985; опубликовано 30.10.1987, Бюл. № 40.
7. Сферическая планетарная шариковая передача: пат. 13767 РБ, МПК F 16H 25/06. / М.Е. Лустенков; заявитель и патентообладатель автор. – №а20081272; заявл. 09.10.2008; опубл. 30.06.2010.
8. Лустенков, М.Е. Сферические планетарные шариковые передачи с различными типами беговых дорожек / М.Е. Лустенков, И.И. Маковецкий // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2010. – №2 (27). – С. 86–92.
9. Лустенков, М.Е. Планетарные шариковые передачи: особенности прочностных расчетов / М.Е. Лустенков // Вестник машиностроения. – 2010. – № 9. – С. 13–17.
10. Bai, S. The design of spherical multilobe-cam mechanisms / S. Bai, J. Angeles // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. – London: Feb 2009. – Том 223. – Iss. C2. – P. 473–482.
11. Щербаков, Н.Р. Математическое и компьютерное моделирование динамического состояния систем передачи движения: автореф. дис. ... д-ра физ.-мат. наук / Н.Р. Щербаков: 05.13.18 / ТГУ – Томск, 2009. – 30 с.
12. Сазонов, И.С. Совершенствование конструкции передач с промежуточными телами качения // И.С. Сазонов, М.Е. Лустенков, А.П. Прудников, Е.С. Фитцова // Горная механика и машиностроение. – 2012. – №1. – С. 74–83.

Материал поступил в редакцию 19.02.13

LUSTENKOV M.E., FITSOVA E.S. Designs of spherical transmissions with intermediate rolling elements

In article questions of design of spherical transmissions with intermediate rolling elements (PPTK) are considered. Their advantages are in small dimensions, high loading ability, convenience of embedding in various mechanisms. Designs of transmissions and the recommendations, which increase adaptability to manufacture of manufacturing of their details and provide constancy of the transfer relation, are offered. Results of modeling of work of these transmissions are given in Siemens NX system.

УДК 620.004.5

Драган А.В., Омесь Д.В.

НОВЫЕ МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ДИАГНОСТИКИ МНОГОВАЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПРИВОДОВ ПО КИНЕМАТИЧЕСКИМ И ВИБРАЦИОННЫМ КРИТЕРИЯМ

Введение. Дефекты зубчатых колес, в том числе технологические, наряду с особенностями процессов пересопряжения зубьев, перемен-

ной жесткостью зубьев по длине зацепления являются одними из определяющих факторов, приводящих к снижению надежности, долговечно-

Драган Александр Вячеславович, к.т.н., доцент, декан машиностроительного факультета Брестского государственного технического университета.

Омесь Дмитрий Владимирович, аспирант кафедры технологии машиностроения Брестского государственного технического университета.

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

сти, повышению виброактивности передачи. Диагностика зубчатых передач и приводов, основанная на оценке виброакустической активности, находит в последние годы у ведущих производителей машиностроительной продукции все большее значение как максимально отвечающая запросам практики благодаря своей высокой чувствительности к малейшим изменениям состояния зубчатой передачи.

Практикуемые в настоящее время способы контроля технического состояния зубчатых передач и приводов часто предполагают разборку изделия. Эта процедура нарушает приработку деталей и вследствие этого сокращает срок их службы, поэтому остается актуальной проблема свести до минимума их число в период эксплуатации изделия. Это позволило бы перейти к обслуживанию объекта в ходе эксплуатации по его фактическому состоянию. Использование в качестве критериев оценки технического состояния зубчатых передач вибрационных параметров в значительной степени отвечает принципам безразборной диагностики. Кроме того, практикуемые в настоящее время функциональные характеристики характеризуют техническое состояние передач не в полной мере и не раскрывают весь потенциал данных методов.

Средства решения проблемы. Для осуществления эффективной диагностики зубчатых передач, которая обеспечила бы определенные преимущества по сравнению с практикуемыми методами, необходимы специальные методики и средства диагностирования, а также теоретическое обоснование новых представлений о возможностях виброакустического контроля и методов их практической реализации. Учитывая перспективу данного направления, в БрГТУ совместно со специалистами БГУ создана современная аппаратно-программная система для решения подобных задач при производстве и эксплуатации зубчатых передач [3].

Система позволяет производить одновременно получение и обработку по оригинальным алгоритмам данных о вибрации, акустическом шуме, кинематической погрешности и упругих деформациях элементов механизма. Основной упор при создании системы сделан на то, чтобы максимально передать ПЭВМ функции аппаратных средств комплекса для быстрой перенастройки программной системы комплекса на конкретные задачи любого потребителя. Глубина анализа полученных сигналов определяется сложностью решаемых задач и выполняется ПЭВМ с помощью программного обеспечения. Аппаратные средства при этом выполняют непосредственное снятие с высокими метрологическими характеристиками измерительной информации с исследуемого объекта и их первичную обработку. При таком подходе система обеспечивает быстрое получение больших объемов информации, ее обработку, хранение и представление в удобном для пользователя виде при значительной экономии времени, что значительно упрощает осуществление непрерывной, периодической и оперативной оценки технического состояния узлов и деталей приводов.

Для функционирования системы не требуется стабилизации скорости вращения диагностируемого привода, что предоставляет возможность его использования как при стеновых, так и при эксплуатационных испытаниях натуральных объектов.

Система разработана на современной элементной базе и с ис-

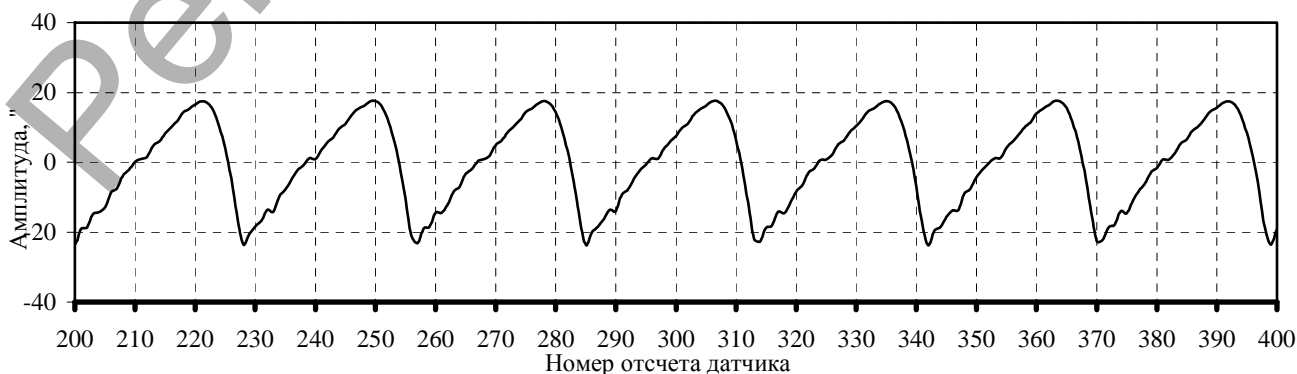


Рис. 1. Проявление погрешности шага зацепления в сигнале кинематической погрешности

пользованием новейших достижений в области информационных технологий. Помимо высоких метрологических характеристик, позволяющих качественно производить оценку измеряемых параметров по существующим стандартам, в программном обеспечении системы заложены новые оригинальные алгоритмы обработки данных, расширяющие круг потенциально важных решаемых задач в области исследования и диагностики зубчатых передач и приводов.

При диагностике с помощью данной системы может использоваться как упрощенный, так и углубленный метод. При упрощенном методе определяется величина кинематической погрешности, создаваемой зубчатыми колесами любого вала контролируемого объекта и (или) общий уровень вибраций и шума в контролируемых точках. На основании сравнения полученной и «эталонной» информации дается заключение о работоспособности механизма, не определяя причин отклонения параметров от нормы.

В перечень решаемых задач при углубленном методе диагностики входят: выявление в элементах конструкции уже появившихся или зарождающихся дефектов, определение мест их расположения и вида, оценка их серьезности и возможных последствий, принятие обоснованного решения о возможности дальнейшей эксплуатации механизма. Решение поставленных задач достигается проведением различных видов обработки и анализа измеренных параметров.

Имея в наличии достаточно большое число диагностических признаков различных отклонений технического состояния зубчатых колес и передач от нормы в виброакустическом сигнале, существует возможность производить экспертную оценку и диагностику привода. Однако для доведения системы до прикладного инженерного уровня представляется актуальным решение задачи по упрощению и автоматизации поиска составляющих колебаний, создаваемых отдельными элементами привода для их анализа и применения диагностических признаков.

Результаты исследований и обсуждение. Выявление дефектов в сигнале кинематической погрешности. Наиболее явно диагностируются в сигнале вибрации и кинематической погрешности в виде отклонения от теоретического профиля зубьев, которое может приводить также к погрешности основного шага. Однако анализ спектров вибрации позволяет лишь в общих чертах констатировать данную погрешность и в довольно грубых пределах оценивать ее величину. В то же время кинематический контроль, проводимый в квазистатических условиях, позволяет более дифференцированно диагностировать погрешности шага зацепления и профиля, а в ряде случаев производить и количественную оценку. **Проявление погрешности шага зацепления** в сигнале кинематической погрешности связано с наличием по фазе зацепления участков эвольвентного и кромочного взаимодействия профилей (рис. 1). Если первый из них характеризуется наклонной прямой, то второй, как свидетельствуют экспериментальные данные, описывается кривой, которая достаточно достоверно аппроксимируется квадратичной зависимостью, что подтверждает ряд именуемых сведений [6, 3, 1]. В ходе проведения исследований теоретически получена трансцендентная функция для определения кинематической погрешности на участке кромочного контакта, а также зависимости для определения углов кромочного и

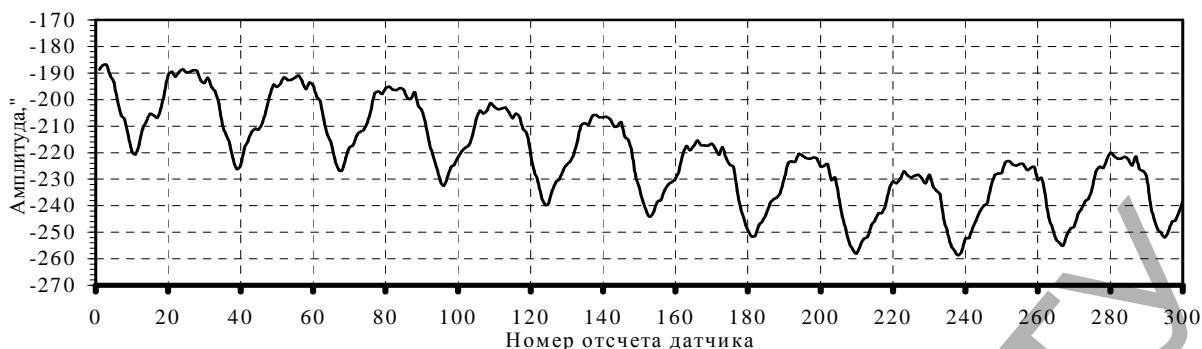


Рис. 2. Проявление погрешности профиля в сигнале кинематической погрешности

эвольвентного взаимодействия. Это позволило количественно связать величину погрешности шага зацепления с параметрами кинематической погрешности на величине углового шага и с приемлемой точностью оценивать величину и знак данной погрешности по данным кинематического контроля [6].

При наличии у зубчатых колес погрешности профиля зубьев в сигнале кинематической погрешности при значительном росте зубцовых и кратных ей составляющих может не быть ярко выраженных зон кромочного и эвольвентного контакта (рис. 2). Вид кинематической погрешности на участке зацепления определяется характером отклонения профиля от эвольвенты, что предполагает эффективное использование кинематического контроля для отработки рационального профиля зубьев с точки зрения плавности пересопряжения зубьев, что непосредственно связано с генерируемыми при работе шумом и вибрациями.

Местные дефекты зубьев эксплуатационного характера также могут быть успешно обнаружены в ходе кинематического и вибрационного контроля. Известно, что их проявление заключается в возникновении резких всплесков характеристики случайного характера, проявляющихся за оборот колеса. Микродефекты зубьев приводят к незначительным по длительности и величине изменениям сигнала, поэтому их обнаружение не всегда возможно и носит субъективный характер. Для их диагностики предлагается использовать графики избыточных угловых скоростей и ускорений, более чувствительных к высокочастотным процессам и получаемых путем соответствующей математической обработки исходного сигнала кинематической погрешности при помощи разработанной системы [3].

Принятые для нормирования и контроля качества погрешности других элементов зубчатых передач (непараллельность осей, колебание длины общей нормали, неравномерность окружного шага, погрешность направления зубьев и др.) в значительной степени определяются рассмотренными параметрами, к которым они могут быть приведены.

Оценка плавности работы зубчатых передач. Пересопряжение зубьев при ряде погрешностей, а также при деформациях зубьев, сопровождается возникновением разности скоростей входящих в зацепление зубьев по линии зацепления $V_{y\partial}$. Это приводит к неплавному

ударному входу зубьев в зацепление и наряду с внешними динамическими возбуждениями является причиной повышенных шумов и вибраций зубчатых передач [2]. Удары зубьев при входе в зацепление проявляются в сигнале вибрации в виде характерного всплеска на соответствующем участке каждой фазы зацепления зубьев. Благодаря этому колебательный процесс даже визуально может быть разбит на участки зацепления отдельных пар зубьев (рис. 3).

В сигнале кинематической погрешности ударные явления наблюдаются в виде разрывов функции в местах, соответствующих входу в контакт каждой пары зубьев. При этом количественная характеристика — скорость удара, которая в соответствии с положениями теории удара является одним из важнейших параметров, определяющих силу удара, а значит, и динамические нагрузки в зацеплении и виброакустические процессы, может быть определена по данным кинематического контроля путем дифференцирования исходного сигнала [5]

$$V_{y\partial} = \omega_1 r_{o2} \left(\frac{d(\Delta\phi')}{d\phi_1} - \frac{d(\Delta\phi'')}{d\phi_1} \right), \quad (1)$$

где ω_1 — угловая скорость ведущего колеса;

$\Delta\phi'$, $\Delta\phi''$ — избыточное угловое перемещение ведомого звена в момент входа в зацепление (удара) зубьев ведущего и ведомого колеса;

ϕ_1 — угол поворота шестерни;

r_{o2} — радиус основной окружности ведомого колеса.

На графике избыточных угловых скоростей (рис. 4), получаемом из исходного сигнала кинематической погрешности, величины скоростей ударов $V_{y\partial}$ при входе зубьев в зацепление пропорциональны размаху характеристики. Поэтому скорость ударов $V_{y\partial}$ является более совершенной характеристикой плавности работы зубчатой передачи по сравнению с величиной кинематической погрешности зубцовой частоты $f_{z\partial}$, амплитуда которой далеко не всегда пропорциональна ударному возмущению при входе в зацепление пары зубьев [5].

Повышение эффективности обработки виброакустических данных. Учитывая специфику получаемых виброакустических данных при работе многовалных приводов на рабочих режимах,

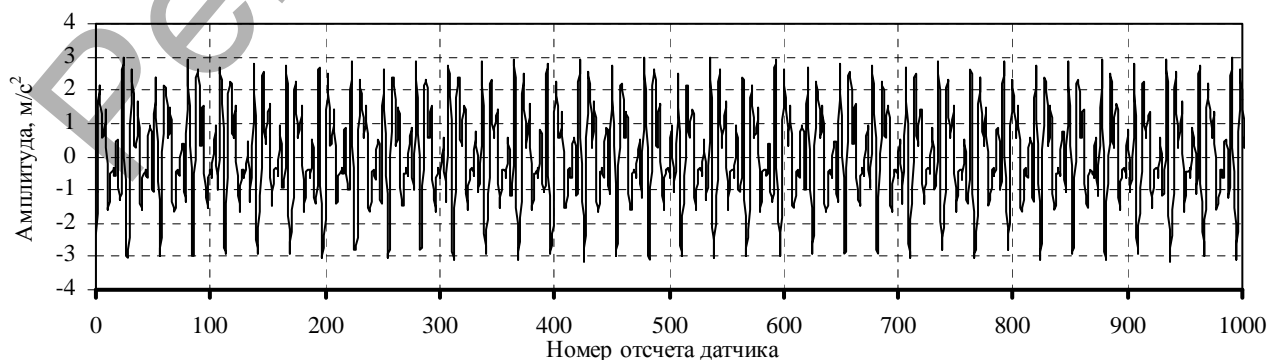


Рис. 3. Вибрационный процесс при входе зубьев в зацепление с ударами

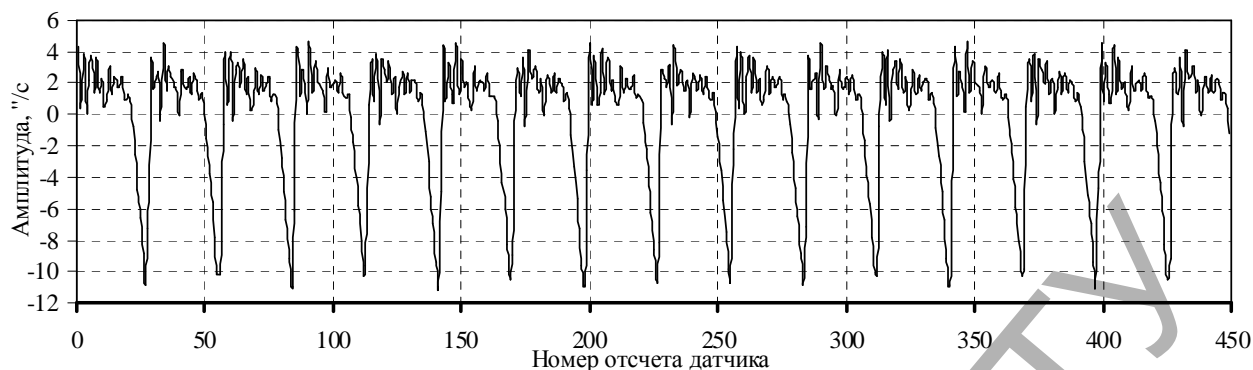


Рис. 4. Проявление ударов в сигнале избыточных угловых скоростей при погрешности шага зацепления

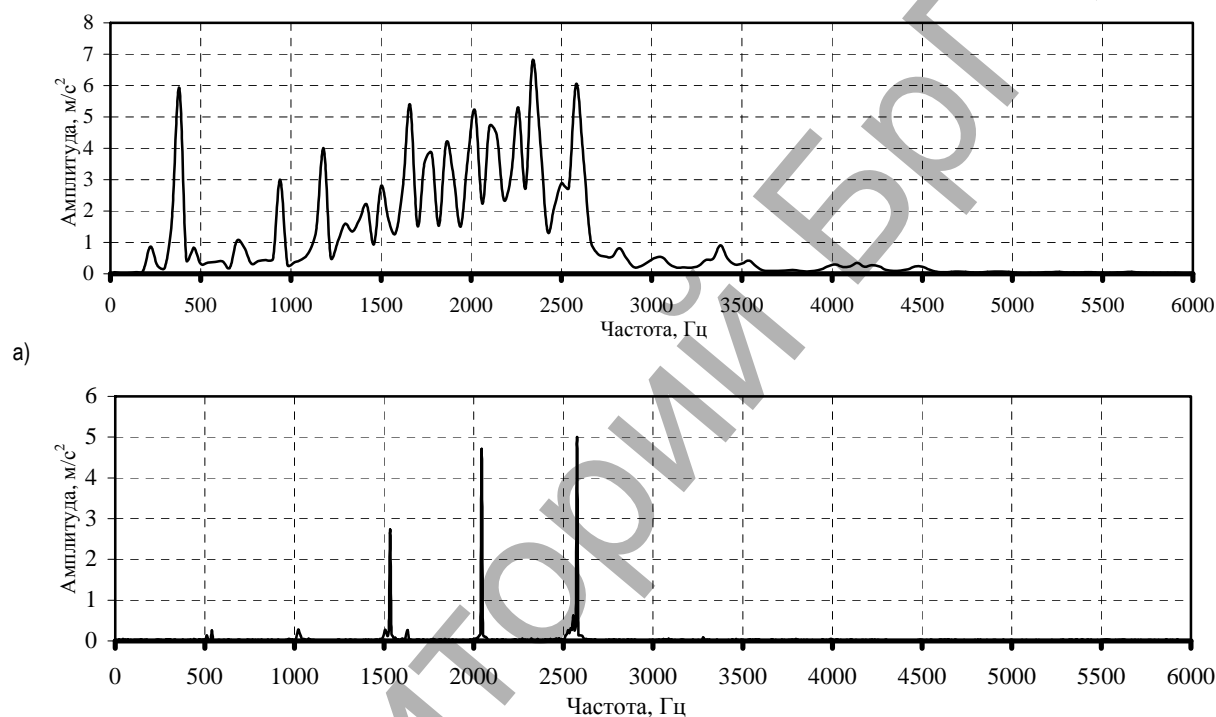


Рис. 5. Спектры виброускорений многовального механизма (а) и создаваемых зубчатыми зацеплениями на одном из валов (б)

выражающуюся в наличии чрезвычайно большого количества значащих частотных составляющих, экспертный анализ характеристик (прежде всего спектральных) весьма затруднен. Возможные варианты упрощения в виде уменьшения частоты дискретизации и разрешения спектров по частоте являются неприемлемыми, так как могут привести к потере данных.

Программные средства, используя реализованный в программных средствах комплекса алгоритм синхронного накопления, позволяют выделять из общего сигнала составляющие, создаваемые отдельными элементами привода [3, 7]. Это позволяет получать информацию о вибрации и кинематической погрешности как для всей исследуемого объекта в целом, так и для отдельных зубчатых колес и передач, что отвечает потребностям при осуществлении безразборной диагностики многоступенчатых зубчатых приводов (рис. 5).

Для решения этой задачи исследована также возможность применения **кепстрального анализа**, предполагающего выявление «гармонических» закономерностей спектров, таких как наличие кратных составляющих и боковых полос, которые имеют периодичности в спектрах и, как доказано и в собственных исследованиях, в подавляющем большинстве случаев свидетельствуют о нарушениях состояния элементов колес. Кепстр вибросигнала позволяет выявлять наиболее дефектные зубчатые пары в многовальных приводах, сравнивать их между собой по степени поврежденности или уровню износа и вероят-

ности наличия дефекта. При использовании кепстрального анализа можно одновременно анализировать несколько зубчатых пар при помощи информации, снимаемой с одного вибродатчика, что в наибольшей степени присуще объектам исследования.

Например, на рисунке 6 приведены спектр и преобразованный из него кепстр акустического сигнала, полученного при работе многовального привода коробки скоростей металлорежущего оборудования – станка СН-501. На кепстре четко различима рахмоника, имеющая значение кьюфренси 67,73 мс, а также менее выраженную – со значением кьюфренси 71,15 мс. Их наличие говорит о том, что в амплитудно-частотном представлении присутствует семейство гармоник, отстоящих друг от друга на величину 14,8 Гц, и ряд гармоник на расстоянии 12,9 Гц друг от друга. Расчет частот вынужденных колебаний показал, что эти значения соответствуют частотам вращения первого и второго вала привода, на которых установлены дефектные шестерни – с погрешностью профиля и с локальным дефектом зуба соответственно. Причем большая величина составляющей, имеющая значение кьюфренси 67,73 мс, свидетельствует о том, комбинированные составляющие от погрешности зуба шестерня на втором валу более выражены. Эта же информация может быть получена и в результате спектрального анализа в ходе анализа большого количества составляющих спектра от различных источников.

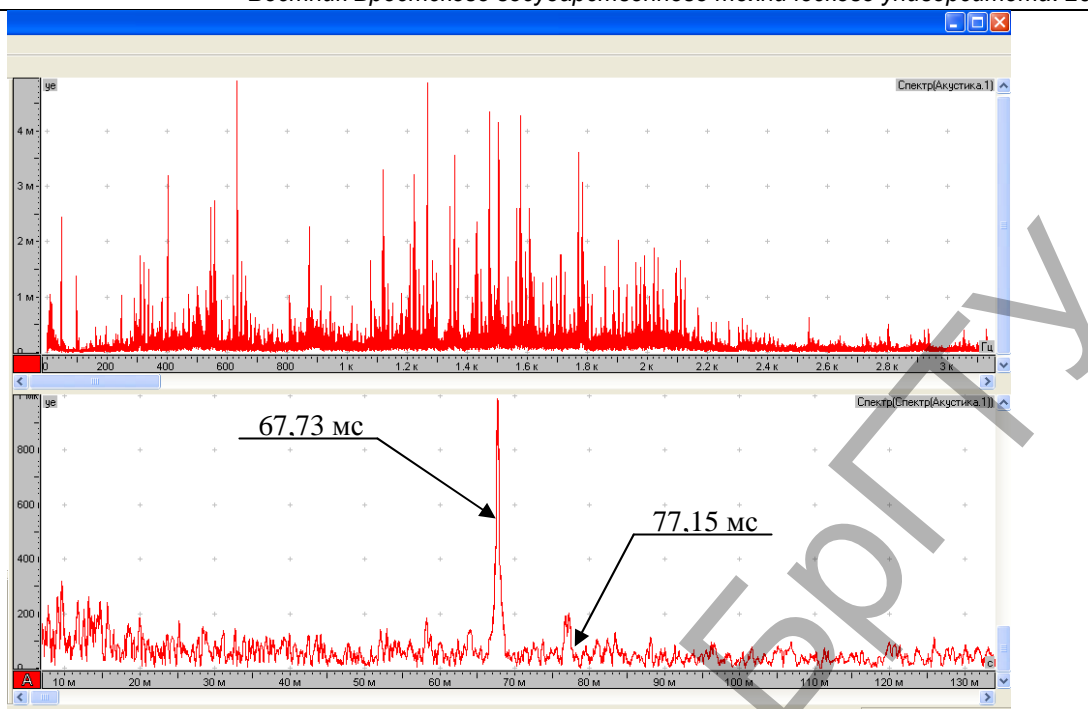


Рис. 6. Спектр и кепстр акустического сигнала многовального привода с дефектом зуба и погрешностью профиля зубчатых колес на разных валах (сверху вниз)

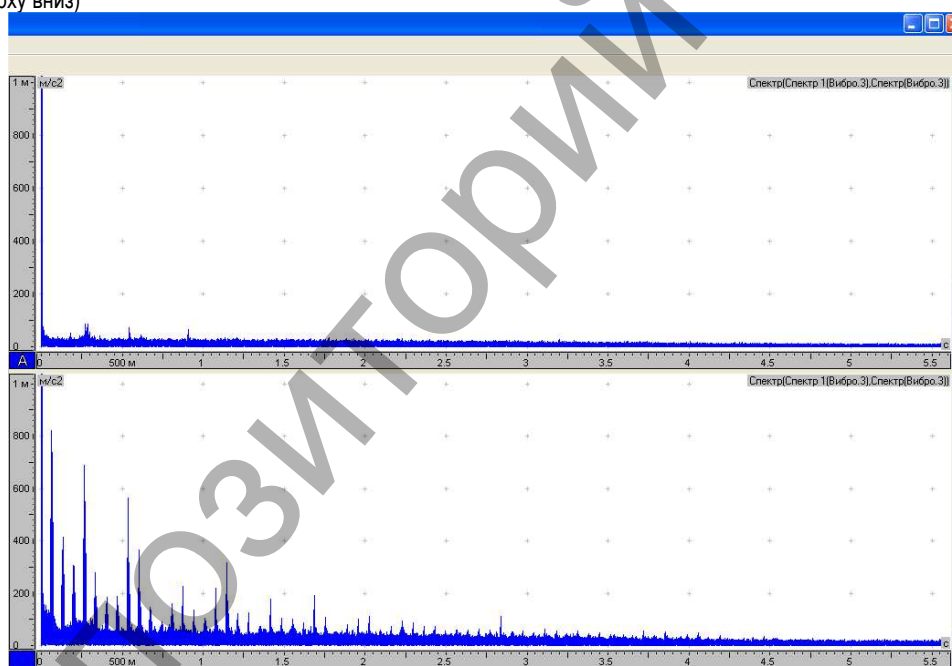


Рис. 7. Кепстры вибрационного сигнала на корпусе многовального привода с шестерней без видимых локальных дефектов и с дефектом зуба (сверху вниз) на втором валу

Результаты виброакустических исследований реальных приводов с различными видами дефектов показали также следующие закономерности, проявляющиеся в кепстрах сигналов. Помимо 1-й рахмоники на них для ряда дефектов имеется целый ряд кратных составляющих кепстра, который, по аналогии со спектральным анализом, характеризующим гармонические периодичности физически обусловленного сигнала, свидетельствует об приближенности имеющих периодичностей на спектре к гармоническому виду, присущему временному представлению (рис. 7). Другими словами, количество и величины составляющих кепстра определяют, насколько выражены по амплитуде и частоте составляющие на спектре, что также может нести диагностическую информацию и требует проверки в ходе дальнейших экспериментальных работ.

Анализ колебаний СКЗ. В ходе анализа спектральных характеристик вибраций реальных многовальных приводов с различными видами дефектов зубчатых колес установлено, что при амплитудных модуляциях сигнала с оборотной частотой вала, на котором имеется выраженный дефект, происходят весьма ощутимые колебания СКЗ сигнала, которые фиксируются аппаратно-программными средствами посредством специальной функции «Динамика СКЗ» программных средств системы.

Поскольку СКЗ, являясь интегральным показателем, характеризующим колебательную энергию при работе механизма, обуславливается состоянием источника вибрации, то очевидно, что колебания СКЗ с определенной частотой отражают наличие дефекта, проявляющегося на той же частоте. Так, например, графики колебаний

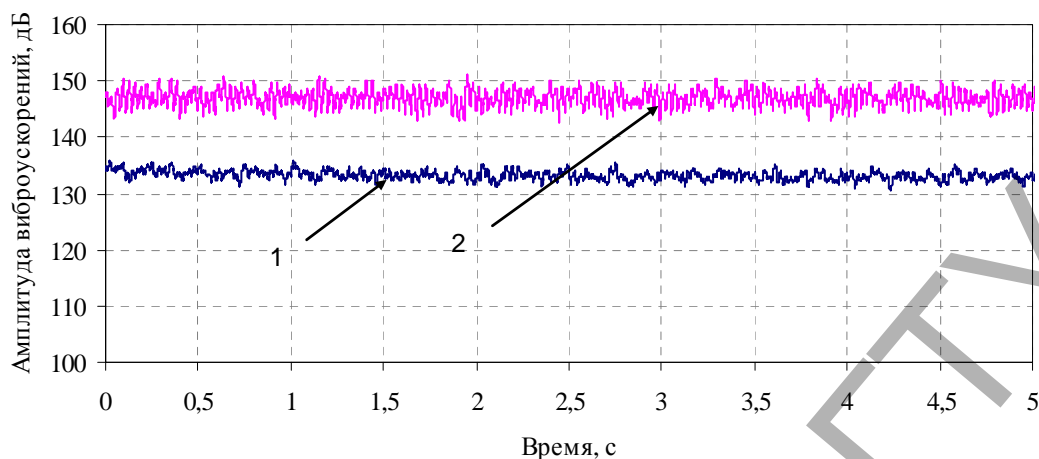


Рис. 8. Изменение СКЗ в течение длительности измерения у привода с исправными колесами (1) и с шестерней с дефектом зуба на втором валу (2)

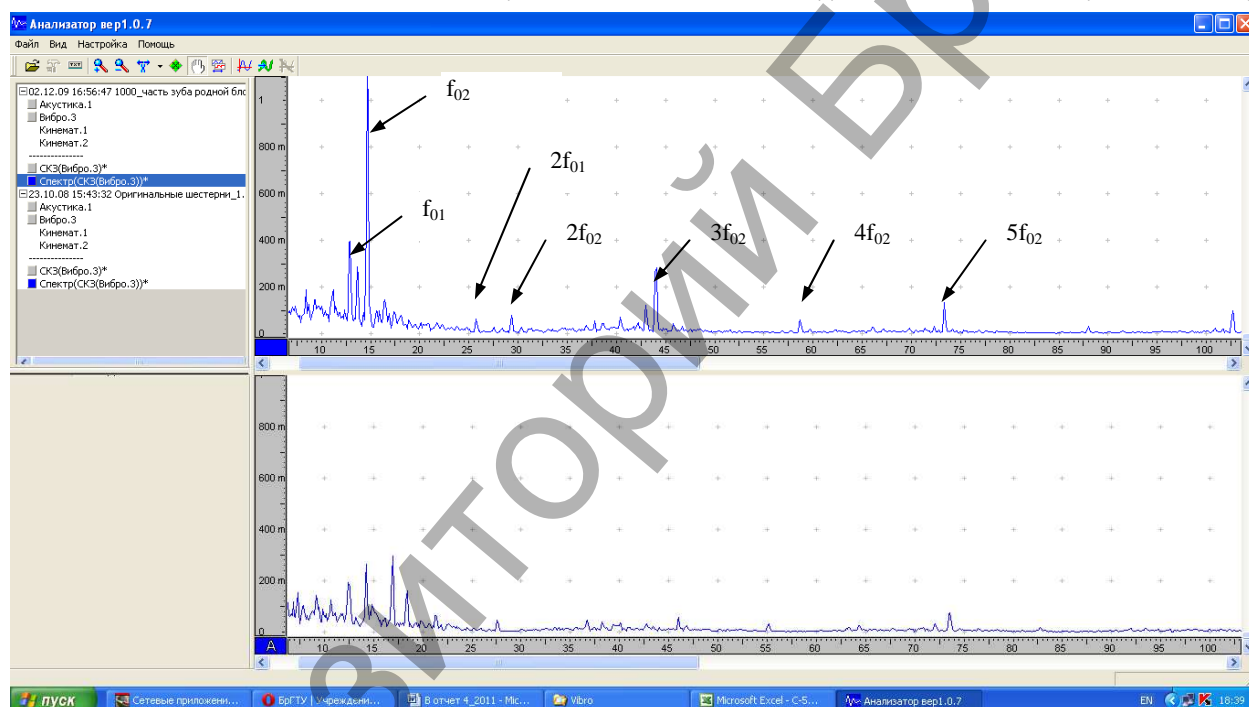


Рис. 9. Спектры колебаний СКЗ виброускорений на корпусе коробки передач с оригинальными шестернями и при установке на 2-м валу шестерни с локальным дефектом зуба (снизу вверх)

СКЗ для привода с исправным и дефектным колесом на втором валу показывают, что общий уровень вибраций на одних и тех же режимах значительно больше во втором случае, размах значений в течение измерений составлял 4 и 7 дБ соответственно (рис. 8).

Анализ частотного состава колебаний СКЗ (рис. 9) показал, что при установке дефектного колеса максимальные значения данных колебаний происходят на частоте вращения вала с дефектным колесом, имеется целый ряд кратных гармоник. На спектре колебаний СКЗ исправного привода имеются незначительные составляющие на оборотных частотах валов, количество кратных гармоник невелико. Данные составляющие спектров колебаний СКЗ по своим закономерностям и физической сущности не в полной мере совпадают со спектрами временных характеристик вибрационных процессов и таким образом могут дополнять классический спектральный анализ. Как следует графикам на рисунке 10, спектральный анализ в области оборотных частот дает иную информацию. На спектре присутствуют гармоники на оборотных частотах всех валов при установке различных экспериментальных зубчатых колес. Однако дефект на 2-м валу в этой области частот практически не проявляется. Максимальные амплитуды имеют гармоники на оборотной частоте 5-го вала с ис-

правными шестернями. Вывод о наличии шестерни с дефектами на 2-м валу по спектру в данной области сделать невозможно, дефект проявляется только по наличию комбинированных частот около зубцовой частоты дефектной шестерни. Однако наличие дефекта на 2-м валу по спектру изменений СКЗ гораздо более ощутимо как в силу роста амплитуды оборотной гармоники, так и по наличию большого числа кратных гармоник.

В силу меньшей насыщенности составляющими анализ спектров колебаний СКЗ гораздо менее трудоемок и, как показали данные экспериментов, обладает необходимой информативностью.

Заключение. Решение новых практических задач в области диагностики зубчатых передач и механизмов, отработки их новых технологий изготовления и конструкций по вибрационным и кинематическим параметрам предъявляет принципиально новые требования к средствам контроля по целому ряду направлений: увеличение производительности, точности, мобильности, расширение функциональных возможностей по обработке измерительной информации и т.д. Достижение этого возможно только с использованием современных информационных технологий.

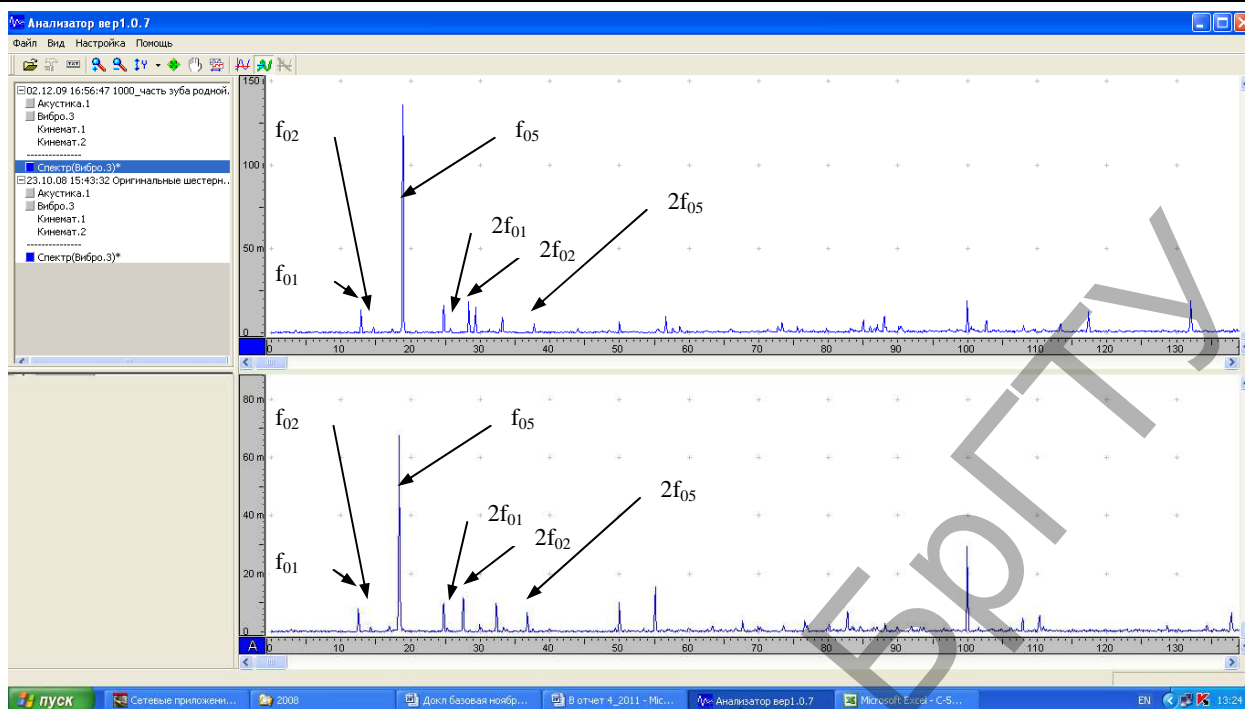


Рис. 10. Фрагменты спектров виброускорений на корпусе коробки передач с оригинальными шестернями и при установке на 2-м валу шестерни с локальным дефектом зуба (сверху вниз)

Безразборная диагностика сложных зубчатых передач и приводов одновременно по кинематическим и виброакустическим критериям позволяет оценивать не только общее техническое состояние объекта, но и основные элементарные технологические и эксплуатационные погрешности зубчатых колес, а также эксплуатационные характеристики передач, реализовать более совершенные методы оценки динамических явлений и плавности работы, повышая тем самым их надежность при эксплуатации.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Jock, Ivan V. Technological defects of cylindrical gear wheels and their diagnostics on a parameter of kinematic error / Ivan V. Jock, Alexander V. Dragan, Andrew S. Scorhodov, Valery A. Chudovski // Tenth World Congress on the Theory of Machine and Mechanisms – Oulu University. – Oulu, Finland, 1999. – Vol. 6. – P. 2435–2439.
2. Берестнев, О.В. Аналитические методы механики в динамике приводов / О.В. Берестнев, А.М. Гоман, Н.Н. Ишин – Мн.: Наука и техника, 1992. – 238 с.
3. Драган, А.В. Новые аппаратно-программные средства для исследования и диагностики механических систем / А.В. Драган, И.П. Стецко, Д.А. Ромашко, Н.В. Левкович // Вестник БрГТУ. – Машиностроение. – 2006. №4(40). – С. 13–18.
4. Драган, А.В. Диагностика зубчатых передач и механизмов по кинематическим параметрам // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2001. – №4. – С. 2–6.
5. Драган, А.В. Исследование взаимосвязи геометрических и кинематических параметров зубчатых передач с динамическими процессами при их работе // Вестник Брест. гос. техн. ун-та. – 2011. – № 4.
6. Драган, А.В. Оценка плавности работы прямозубой зубчатой передачи по данным кинематического контроля // Вестник Брест. гос. техн. ун-та. – 2000. – № 4. – С. 2–6.
7. Ишин, Н.Н. Опыт использования метода синхронного накопления для вибродиагностики трансмиссионных систем автотракторной техники / Н.Н. Ишин, А.С. Скороходов, В.С. Александрова, А.В. Драган [и др.] // Энергосберегающие технологии и технические средства в сельскохозяйственном производстве: доклады Международной научно-практической конференции. – Минск: БГАТУ, 2008. – С. 351–355.

Материал поступил в редакцию 12.12.12

DRAGAN A.V., OMES D.V. New methods and means of gear mechanism diagnostics on kinematics and vibration criteria

Diagnostics on a signal of vibration concerns to such methods, which ensures high efficiency and reliability of evaluation of technical state of toothed drives. For its realization it was the problem to solve, to discover in an inspected signal the necessary information permitting with a high degree of reliability to evaluate a condition of object and to reveal and to recognize the appeared defects. Taking into account a perspective of the given direction the modern diagnostics complex and methods of diagnostic were created for a solution of the most complex problems of diagnostics of gear transmission. They also are effective at performing of research and experimental – design efforts in the field of designing, production and operation of gearing and gear mechanism.

УДК 621.9.06

Горбунов В.П., Касьян Л.В.

МОДЕЛИРОВАНИЕ СМЕЩЕНИЯ ОСИ ШПИНДЕЛЯ ГОРИЗОНТАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ СИЛОВЫХ И ТЕПЛОВЫХ ФАКТОРОВ

Введение. При формировании параметров точности обрабатываемой детали решающее значение имеет точность станка, каждый узел которого вносит свою долю в погрешность при обработке. Наиболее ответственным узлом станка является шпиндельный узел

Горбунов Виктор Петрович, к.т.н., доцент, зав. кафедрой машиноведения Брестского государственного технического университета. Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

Касьян Леонид Викторович, магистр технических наук, инженер СП ОАО «Газоаппарат».

Машиностроение