

Драган А.В.

## ДИАГНОСТИКА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ И МЕХАНИЗМОВ ПО КИНЕМАТИЧЕСКИМ ПАРАМЕТРАМ

Дефекты зубчатых колес, в том числе технологические, наряду с особенностями процессов пересопряжения зубьев, переменной жесткостью зубьев по длине зацепления являются одним из определяющих факторов, приводящих к снижению надежности, долговечности, повышению виброактивности передачи, а также к отклонению от теоретического закона преобразования вращательного движения ведущего звена во вращательное движение ведомого. Последнее находит свое отражение в кинематической погрешности  $\Delta\varphi(\varphi_1)$ , которая, в соответствии с ГОСТ 1643, представляет собой разность между действительным и номинальным углами поворота ведомого зубчатого колеса передачи и выражается соотношением

$$\Delta\varphi(\varphi_1) = \varphi_2(\varphi_1) - \varphi_1 i, \quad (1)$$

где  $\varphi_1$  – угол поворота ведущего колеса;

$\varphi_2(\varphi_1)$  – угол поворота ведомого колеса передачи как функция угла поворота ведущего колеса;

$i$  – передаточное отношение передачи, принимается постоянным.

Оценка качества зубчатых передач, основанная на оценке кинематической погрешности, находит в последние годы у ведущих производителей машиностроительной продукции все большее значение как максимально отвечающая запросам практики. Как показал анализ литературы по данной тематике, кинематическая погрешность имеет высокую чувствительность к малейшим изменениям состояния зубчатой передачи. Это придает ей повышенную ценность при решении ряда важнейших задач в области диагностики зубчатых передач и механизмов.

Неоспоримым достоинством сигнала кинематической погрешности является также возможность получения информации о характере зацепления на всех участках фазы зацепления, а не в отдельных ее точках. Как показала практика, подобные сведения незаменимы для проведения возможной корректировки профиля, например, посредством профильной модификации.

Проведенные исследования показывают, что не только нормируемая стандартами величина циклической составляющей кинематической погрешности  $f_{z\text{zop}}$ , но и характер, а также длительность ее изменения характеризуют плавность работы, существенно влияют на динамические нагрузки и виброакустические характеристики передач. Практикуемые в настоящее время функциональные показатели характеризуют плавность работы передачи не в полной мере. В тоже время кинематическая погрешность несет в себе необходимую информацию для формирования новых, более совершенных критериев оценки плавности работы передачи, что стало одним из направлений проводимых исследований.

Эффективность использования кинематических параметров часто сдерживается ограниченными функциональными возможностями используемых средств. Реализация комплексного подхода вызывает необходимость расширить перечень выполняемых ими функций и наполнить их новым качественным содержанием. Существенную практическую важность имеет не только качественное получение сигнала кинемати-

ческой погрешности, но и возможность выделять из общей информации в зависимости от решаемых задач наиболее важные и информативные компоненты путем применения новых алгоритмов обработки получаемого сигнала. Выполнению таких требований способствует использование в исследованиях указанных процессов современных ПЭВМ и технических средств обработки сигналов.

Использование прогрессивных аппаратных и программных средств, соответствующих достигнутому к настоящему периоду уровню в области информационных технологий, для создания приборов кинематического контроля открывает широкие возможности для реализации всех перечисленных принципов измерения и обработки информации о кинематической погрешности зубчатых передач.

Данные принципы реализованы при создании в ИНДМАШ НАН Беларуси при участии специалистов БГТУ, БГУ и МТЗ контрольно-диагностического комплекса (КДК), представляющего собой совокупность современных высокопроизводительных аппаратных средств, непосредственно связанных с ПЭВМ и управляемых от нее с помощью программной системы, работающей в среде Windows. Организацию работы в программной системе комплекса иллюстрирует рисунок 1. При этом, что особенно важно, ПЭВМ были переданы ряд ответственных функций аппаратных средств, а также реализация алгоритмов обработки измерительной информации, формируемой на основе данных, получаемых от фотоэлектрических преобразователей угловых перемещений и преобразуемых в цифровой вид [1, 2].

Кроме того, для успешного решения поставленных задач необходимо и теоретическое обоснование новых представлений о возможностях кинематического контроля и методов их практической реализации.

*Механизм возникновения кинематической погрешности* в зубчатом зацеплении может быть исследован на основе выявления влияния той или иной элементарной погрешности на параметры профиля. У эвольвентных зубчатых передач такими являются радиус эволюты – основной окружности  $r_o$  – и угол разворота эвольвенты, который для зубчатого колеса является углом его поворота  $\varphi$ .

У точного эвольвентного профиля нормаль в каждой его точке представляет собой касательную к теоретической основной окружности с радиусом  $r_o$ . При наличии у зубчатого колеса той или иной погрешности, как правило, происходит изменение теоретического радиуса основной окружности. В таком случае профильная нормаль в каждой точке рабочего участка зуба является касательной к основной окружности, которая имеет радиус  $r_{o1}$ , отличный от номинального  $r_{o1}$  на некоторую обусловленную погрешностями в зацеплении величину  $\Delta r_{o1}$ . При зацеплении с точным колесом с радиусом основной окружности  $r_{o2}$  в зацеплении возникнет кинематическая погрешность, которая в общем случае может быть определена в каждой точке следующей зависимостью

$$\Delta\varphi(\varphi_1) = \int_0^{\varphi_1} \frac{\Delta r_{o1}(\varphi_1) d\varphi_1}{r_{o2}}. \quad (2)$$

*Драган Александр Вячеславович. К.т.н., ст. преподаватель каф. «Технология машиностроения» Брестского государственного технического университета.  
Беларусь, БГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская 267.*

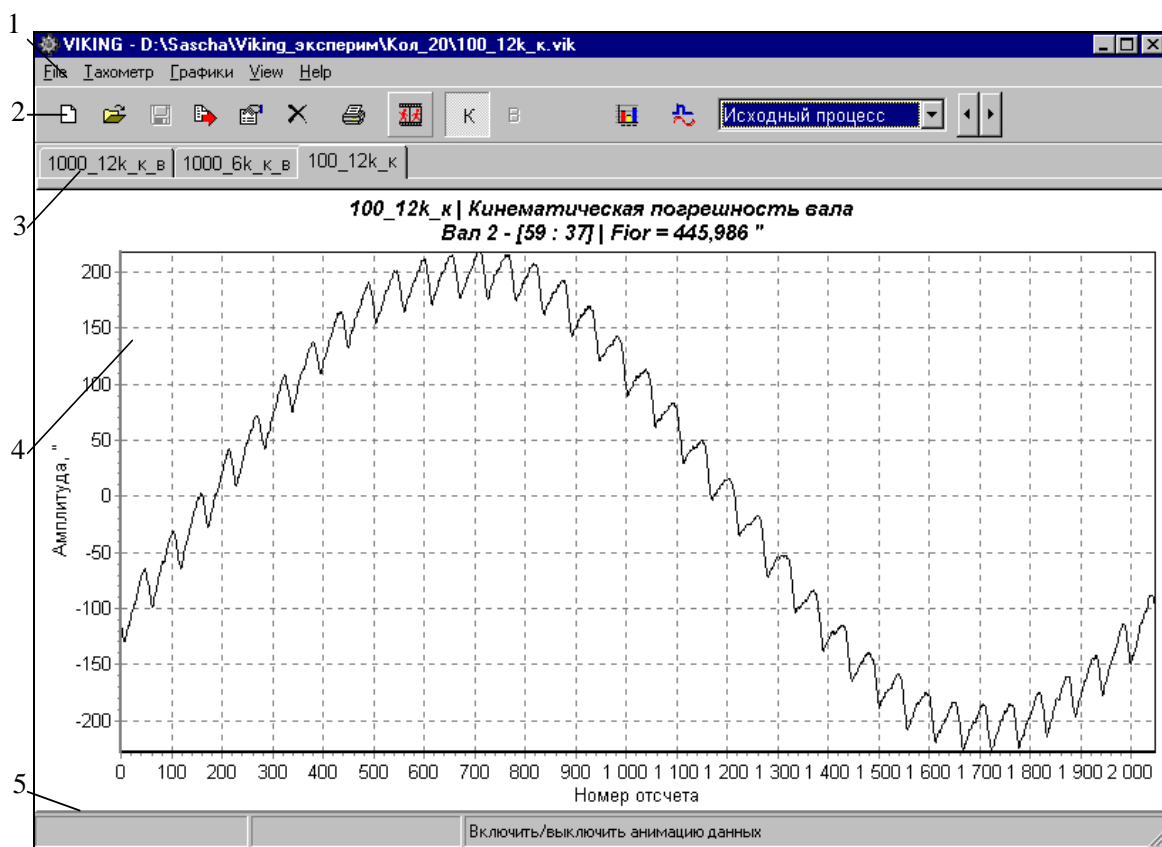


Рисунок 1 - Организация работы в главном окне программной системы КДК

1. зона команд основного меню;
2. панель инструментов;
3. зона с перечнем имен активных файлов;
4. зона графических построений;
5. строка состояния.

Для проведения экспериментальных исследований кинематической погрешности зубчатых передач использовался *стенд* с разомкнутым силовым контуром, обеспечивающий задание частоты вращения ведомого вала в диапазоне  $0 \dots 3000 \text{ мин}^{-1}$  и тормозного момента на выходном валу посредством порошкового тормоза ПТ-250М1 до 2500 Нм.

В качестве *объектов исследований* использовались специальные образцы зубчатых колес с модулем  $m=2 \text{ мм}$ , шириной зубчатого венца  $b=20 \text{ мм}$ ,  $HRC=50 \dots 54$ . У каждого из них (за исключением двух, принимаемых в качестве парных эталонных) моделировалась та или иная погрешность изготовления или монтажа («положительная» и «отрицательная» погрешность шага зацепления, погрешности профиля, радиальное биение зубчатого венца, местные эксплуатационные дефекты зубьев и др.). По всем контролируемым параметрам (за исключением моделируемой погрешности) экспериментальные колеса соответствовали степени точности 6В. Моделируемые погрешности соответствовали степеням точности 8 и ниже. Исследование той или иной погрешности производилось при установке в паре дефектного и эталонного колес.

*Погрешность шага зацепления*  $f_{pbr}$ , как известно, возникает в случае, когда радиус основной окружности  $r_o$  отличен от теоретического и неизменен в каждой точке рабочего профиля. Проявление погрешности шага зацепления связано с наличием по фазе зацепления участков эвольвентного и кромочного взаимодействия профилей (рисунок 2б). Если первый из них характеризуется в сигнале кинематической погрешно-

сти наклонной прямой в соответствии с (2), то второй, как свидетельствуют экспериментальные данные, описывается кривой, которая достаточно достоверно аппроксимируется квадратической зависимостью, что подтверждает ряд имеющихся сведений [3, 4]. В ходе проведения исследований теоретически получена трансцендентная функция для определения кинематической погрешности на участке кромочного контакта, а также зависимости для определения углов кромочного и эвольвентного взаимодействия [5]. Это позволило количественно связать величину погрешности шага зацепления и параметры кинематической погрешности на величине углового шага и, соответственно, с приемлемой точностью оценивать величину и знак данной погрешности по данным кинематического контроля (таблица). На спектрах характерным для данной погрешности является рост составляющих на зубцовой  $f_z$  и кратных ей частотах (рисунок 2а).

Величины погрешности шага зацепления экспериментальных зубчатых колес по данным кинематического контроля.

$f_{pbr}$ определенная прямыми измерениями, мкм	$f_{pbr}$ по данным кинематического контроля, мкм	Относительное отклонение, %
+31	+28	9,7
-13	-11	15,4
+45	+44	2,2

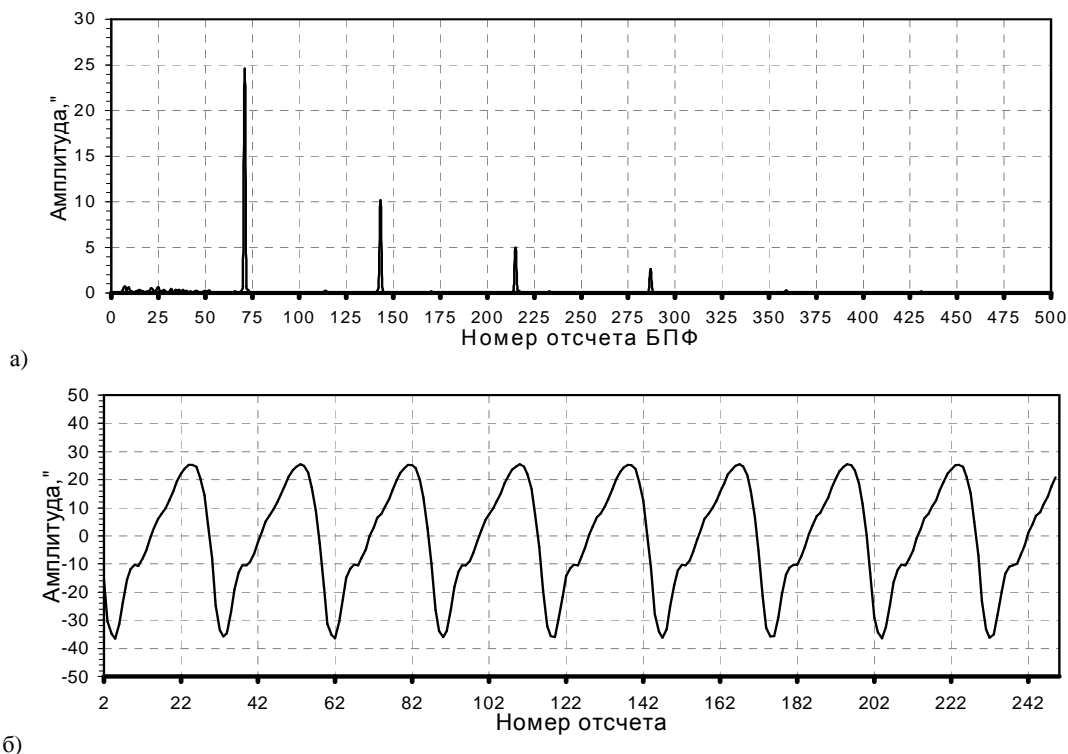


Рисунок 2 - Спектр (а) и общий вид кинематической погрешности (б) при наличии погрешности шага зацепления.

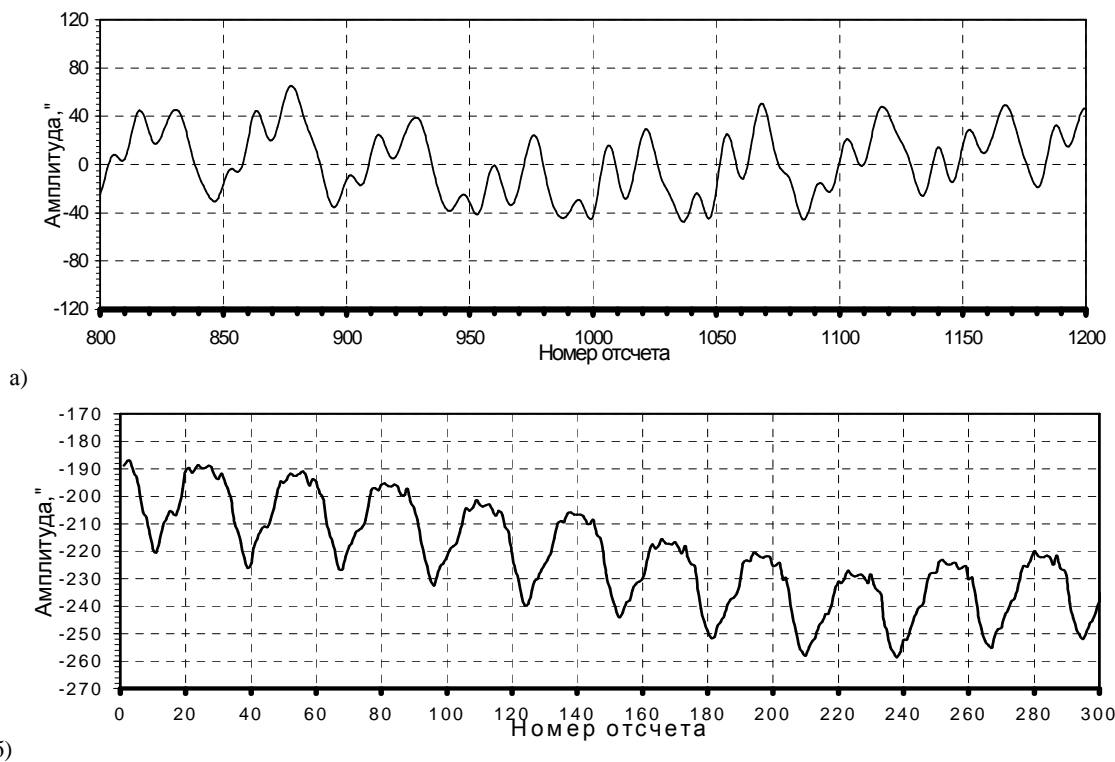


Рисунок 3 - Проявление в сигнале кинематической погрешности передачи различных вариантов погрешности профиля зубьев.

При наличии у зубчатых колес *погрешности профиля зубьев* в сигнале кинематической погрешности при значительном росте зубцовых и кратных ей составляющих нет ярко выраженных зон кромочного и эвольвентного контакта. Вид кинематической погрешности на участке зацепления определяется характером отклонения профиля от эвольвенты. Так, например, вид кинематической погрешности, представленный

на рисунке 3а, позволяет диагностировать у экспериментального зубчатого колеса погрешность профиля в виде огранки зуба. У другой зубчатой передачи кинематическая погрешность напоминает утоньшенную снизу синусоиду (рисунок 3б), в соответствии с чем зубья экспериментального колеса имеет чрезмерную выпуклость. При этом нижние точки характеристики, в которых происходит разрыв функции,

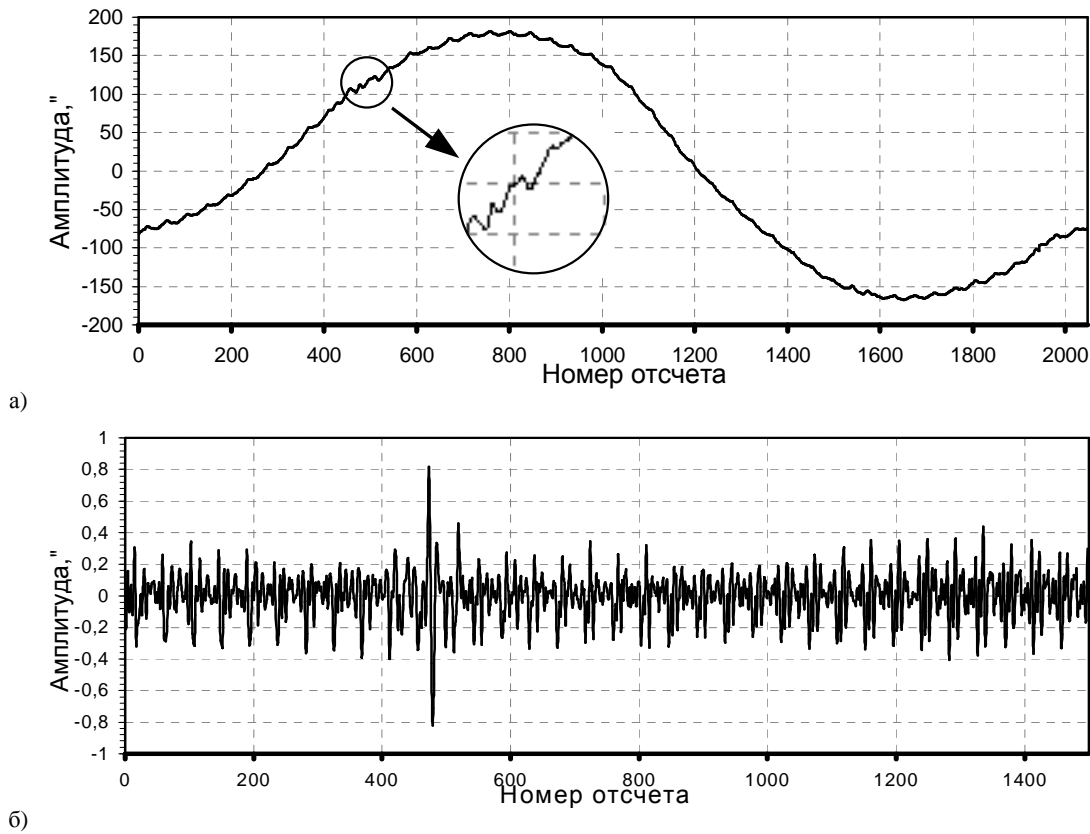


Рисунок 4 - Проявление местного дефекта зуба на графиках кинематической погрешности (а) и угловых ускорений (б).

соответствуют удару при пересопряжении зубьев. Полученные экспериментальные данные подтверждают теоретические результаты, а также предполагают 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.

Погрешности зубчатых колес с периодом, равным обороту вала, вызывающие возникновение низкочастотных оборотных составляющих кинематической погрешности (монтажные и технологические радиальные биения, накопленная погрешность окружного шага), могут быть приведены к суммарному эксцентриситету  $e$  путем их квадратичного сложения. При таком подходе механизм возникновения  $\Delta\varphi(\varphi_1)$  также может быть рассмотрен с точки зрения изменения  $r_o$  (2). Кинематическая погрешность передачи за полный оборот представляет собой синусоиду, а величина приведенного эксцентриситета  $e$  определяет величину размаха оборотной составляющей кинематической погрешности

$$\Delta\varphi(\varphi_1) = \frac{e \sin \varphi_1}{r_{o2}} \quad (3)$$

Как и предполагалось, в ходе экспериментов установлено, что *радиальное биение* зубчатого венца приводит к увеличению оборотных составляющих кинематической погрешности и практически не влияет на высокочастотные составляющие. Результаты исследований позволяют рассчитать величину радиального биения по данным кинематического контроля с ошибкой менее 15%.

*Местные дефекты* зубьев эксплуатационного характера также могут быть успешно обнаружены в ходе кинематиче-

ского контроля. Их проявление в сигнале кинематической погрешности 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 в ходе анализа кинематограммы 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 КДК. Как видно из рисунка 4, констатировать дефект зуба, оперируя лишь графиком кинематической погрешности проблематично, в то время как он однозначно отражается на графике ускорений в виде скачка характеристики.

Рассмотренные выше погрешности охватывают основные погрешности, контролируемые у прямозубых зубчатых колес. 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.

Пересопряжение зубьев при ряде погрешностей, а также при деформациях зубьев сопровождается возникновением разности скоростей входящих в зацепление зубьев по линии зацепления  $v_{уд}$ , что приводит к неплавному ударному входу зубьев в зацепление и, наряду с внешними динамическими возбуждениями, является основной причиной нежелательных повышенных шумов и вибраций зубчатых передач [6, 7, 8]. В

ходе исследований установлено и теоретически доказано, что удары зубьев при входе в зацепление четко проявляются в сигнале кинематической погрешности в виде разрывов функции. При этом их 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, может быть определена по данным кинематического контроля. В результате предложен критерий оценки плавности работы передачи, основанный на определении величины, пропорциональной разности скоростей входящих в зацепление зубьев в направлении линии зацепления. Алгоритм получения критерия реализован в КДК. Проведенные экспериментальные исследования предусматривали проверку предлагаемого критерия путем оценки его влияния на вибрационные характеристики передачи. В результате получена тесная корреляция между исследуемыми характеристиками, что подтвердило полученные теоретически результаты [5].

В условиях *высоких нагрузок и скоростей* вращения результат измерения кинематической погрешности определяется уже не только геометрическими параметрами зубчатых колес, но и динамическими явлениями, происходящими как в зубчатых колесах передачи, так и на валах, соединениях и т.п. элементах, располагающихся на участке кинематической цепи между входным и выходным датчиками угловых перемещений [9]. В связи с этим проведена серия экспериментов с целью оценить влияние на кинематическую погрешность скоростей и нагрузок, определить ее связь с динамическими явлениями, вибрационной активностью, и другими эксплуатационными характеристиками передачи. В результате проведенных экспериментов установлено, что:

- с увеличением нагрузок возникают параметрические составляющие погрешностей зубьев колес, которые могут, как увеличивать геометрические составляющие погрешностей, так и компенсировать их, приводя к соответствующему изменению зубцовых составляющих кинематической погрешности, а также скорости соударения зубьев при их пересопряжении;
- увеличение частоты вращения вызывает увеличение скоростей ударов зубьев, приводя к возрастанию динамических нагрузок. Характер кинематической погрешности с ростом скорости вращения определяется все больше динамическими явлениями, чем геометрическими параметрами зубьев;
- кинематическая погрешность отражает в себе информацию о резонансных явлениях, возникающих в системе при совпадении частоты пересопряжения зубьев и собственных частот крутильных колебаний. На основе полученных результатов разработана методика выявления частот крутильных колебаний на основе данных о кинематической погрешности, а также угловых скоростях и ускорениях.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Кинематическая погрешность зубчатой передачи представляет собой не только характеристику точности передачи вращения с одного вала на другой, но и весьма информативный параметр, характеризующий основные элементарные технологические и эксплуатационные по-

грешности зубчатых колес, а также эксплуатационные характеристики передач, в том числе и на рабочих режимах работы.

2. Закон изменения кинематической погрешности позволяет достоверно раскрыть механизм возникновения удара при пересопряжении зубьев и содержит в себе всю необходимую информацию для оценки его скорости, которая является одним из основных факторов, определяющим динамические нагрузки, а также виброакустические явления в зубчатом зацеплении.
3. Решение новых практических задач в области диагностики зубчатых передач и механизмов, отработки новых технологий их изготовления и конструкций по кинематическим параметрам предъявляет принципиально новые требования к средствам кинематического 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.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Жук И.В., Драган А.В., Скороходов А.С., Стецко И.П. Комплекс для диагностики зубчатых приводов/ Наука-производству.-1999.-№6.- С.35-38.
2. Драган А.В. Контрольно-диагностический комплекс для диагностики технического состояния трансмиссий транспортных средств/ Вести Национальной Академии наук. Сер. физ.-техн. наук. -1999. - №4. - С.30-33.
3. Марков Н.Н., Гуцин В.Г. Влияние погрешности шага зацепления на плавность работы прямозубой цилиндрической зубчатой передачи/ Вестник машиностроения.-1983.- №1.- С.14-17.
4. Марков Н.Н. Проявление элементарных погрешностей цилиндрических зубчатых колес при комплексном контроле/ Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении: Сб.- М.: Машгиз, 1961. Вып.3.- С. 240-270.
5. Драган А.В. Оценка плавности работы прямозубой зубчатой передачи по данным кинематического контроля/ Вестник Брест. гос. техн. ун-та. – 2000.- №4. – С. 2-6.
6. Абрамов Б.М. Колебания прямозубых зубчатых колес. Харьков.: Издательство харьковского университета, 1968. – 175 С.
7. Петрусевич А.И., Генкин М.Д., Гринкевич В.К. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами. – М.: Издательство Академии наук СССР, 1956. – 134 С.
8. Берестнев О.В., Гоман А.М., Ишин Н.Н. Аналитические методы механики в динамике приводов. – Мн.: Наука и техника, 1992. – 238 С.
9. Ivan V. Jock, Alexander V. Dragan, Andrew S. Scorohodov, Valery A.Chudovski. Technological defects of cylindrical gear wheels and their diagnostics on a parameter of kinematic error/ Tenth World Congress on the Theory of Machine and Mechanisms/ Oulu University. - Oulu, Finland, 1999. - Vol.6.- P.2435-2439.