

ностей и их суммирование векторное или алгебраическое, в зависимости от принадлежности их к случайным или систематическим.

Моделью, задающей возможные варианты расчета суммарной погрешности в АСРСПО «ЕХАСТ» является ориентированный граф (рис.1), вершины которого (S1 – S26) – события и выполняемые действия, дуги (r1 – r46) – реакции пользователя, определяющие последовательность расчета в каждом конкретном случае. Граф позволяет наглядно представить последовательность обработки в зависимости от вводимых пользователем параметров.

**Выводы.** Задача автоматизации расчета суммарной погрешности обработки относится к трудно формализуемой, требующей большого объема исследований. Наиболее удобным для автоматизации вариантом существующего методического обеспечения этой задачи является методика, изложенная в [6], а инструментальным средством – система визуального объектно-ориентированного программирования Delphi. Примером автоматизации расчета суммарной погрешности обработки является созданная на кафедре «Технология машиностроения» АСРСПО «ЕХАСТ», внедренная в учебный процесс и позволяющая проводить прогнозные расчеты в ходе курсового и дипломного проектирования.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Щербаков С.А., Кульгейко М.П. Анализ методик определения суммарной погрешности обработки с целью автоматизации расчетов // Сборник материалов МНТК «Со-

временные проблемы машиностроения».- Гомель, Т. 2, ГГТУ им. П.О. Сухого, 5-7 мая 2000, с. 100-103

2. Щербаков С.А., Кульгейко М.П. Методика определения суммарной погрешности обработки и автоматизация ее расчетов / Вестник БГТУ, № 4, 2000, с. 30-32
3. Щербаков С.А., Кульгейко М.П., Бельский А.Т. Методикам автоматизированного определения суммарной погрешности обработки //Сборник материалов МНТК, Могилев, ММИ, 2000, с. 179
4. Ящерицын П.И. Основы технологии механической обработки и сборки в машиностроении. – Мн.: «Вышэйшая школа», 1974. – 607с.
5. Балакшин Б.С. Основы технологии машиностроения – М.: Машиностроение, 1969. – 358 с.
6. Дипломное проектирование по технологии машиностроения. Под общей ред. Бабука В.В. –Мн.: Вышэйшая школа, 1979. –464 с.
7. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.1/Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1985. –656 с.
8. Мурашко В.С. Автоматизированный расчет суммарной погрешности обработки // Тезисы докладов V МНТК 1-2 мая Гомель, ГГТУ им. П.О. Сухого, 2004. – с.56
9. Мурашко В.С. Система визуального объектно-ориентированного программирования Delphi и расчет суммарной погрешности обработки // Сборник материалов РНМК, Минск 20 -21 мая, БНТУ, РИИТ, 2004. - с.138-140.

УДК 62-587.5

**Басинюк В.Л., Драган А.В, Мардосевич Е.И., Басинюк Я.В., Усс И.Н.**

## АМПЛИТУДНЫЕ СПЕКТРЫ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ, ШУМА И ВИБРАЦИЙ

### ВВЕДЕНИЕ

Амплитудные спектры колебаний зубчатых колес традиционно являются одним из основных источников диагностической информации, лежащей в основе оценки технического состояния зубчатых передач и прогнозируемого или остаточного ресурсов их работоспособности [1]. Поэтому оценка роли крутильных колебаний в амплитудных спектрах шума и вибраций представляет значительный практический интерес.

Необходимо отметить, что инерционная нагрузка зубчатой передачи, обусловленная крутильными колебаниями, возникающими вследствие наличия кинематической погрешности изготовления и сборки зубчатых передач, может проявляться в амплитудных спектрах вибраций и шума с частотой, которая соответствует оборотной и равна  $f_{ок} = 0,5 \cdot \omega / \pi$ .

Вместе с тем, создаваемая дополнительная нагруженность зубчатой передачи даже при отсутствии статического момента нагружения, в свою очередь вызывает крутильные колебания и вибрации с зубцовой частотой, связанной с периодическими изменениями жесткости зубчатого сопряжения по фазе зацепления [2]. При этом, в ряде случаев, в спектре крутильных колебаний могут присутствовать собственные высокочастотные колебания зубчатых колес с круговой частотой  $\omega_{RR} (f_{RR} = 0,5 \cdot \omega_{RR} / \pi)$  и низко или средне частотные колебания с круговой частотой  $\omega_{0P} (f_{0P} = 0,5 \cdot \omega_{0P} / \pi)$ .

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью исследований являлась оценка информативности и корреляции между собой амплитудных спектров кинематической погрешности, шума и вибраций с позиций возможности их использования для оценки качества изготовления и сборки зубчатых передач, функционирующих в условиях реальных скоростей вращения и нагружающих моментов.

### МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Исследования амплитудных спектров кинематической погрешности, шума и вибраций осуществлялось на стенде с разомкнутым силовым контуром с использованием двух вариантов прямозубых зубчатых передач, имеющих модуль  $m = 2$  мм и числа зубьев  $z_1 = 37$  и  $z_2 = 72$  (при  $\omega = 8$  рад/с,  $T = 60$  Нм и  $\omega = 50$  рад/с,  $T = 100$  Нм и  $\omega = 100$  рад/с) и модуль  $m = 3$  мм и числа зубьев  $z_1 = z_2 = 40$  (при  $T = 100$  Нм и  $\omega = 50$ ; 100; 150и 200 рад/с). При этом в реальном масштабе времени контролировались и регистрировались с использованием микропроцессорных средств углы рассогласования вращений входного и выходного валов, звуковое давление и виброускорения подшипниковых опор.

Обработка полученных данных осуществлялась с использованием специализированного программного обеспечения.

*Басинюк Владимир Леонидович, к.т.н., доцент, зав. лаб. ИМИНМАШ НАН Беларуси, г. Минск.*

*Мардосевич Елена Ивановна, к.т.н., н.с. ИМИНМАШ НАН Беларуси, г. Минск.*

*Басинюк Ярослав Владимирович, к.т.н., ведущий инженер-программист ИП «Элам-системс», г. Минск.*

*Усс Иван Никодимович, начальник ГСКБ ПО «Минский тракторный завод», г. Минск.*

*Драган Александр Вячеславович, к.т.н., доцент каф. технологии машиностроения Брестского государственного технического университета.*

*Беларусь, БГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.*

**АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ**

Анализ результатов исследований амплитудных спектров вибраций и шума в режиме холостого хода и при нагружении моментом  $T = 100$  Нм приведенной выше зубчатой передачи показал следующее (рис.1, 2):

- спектры крутильных колебаний, генерируемых зубчатой передачей, (рис. 1) в основном состоят из двух компонентов – оборотных частот шестерни и зубчатого колеса и зубцовых частот;

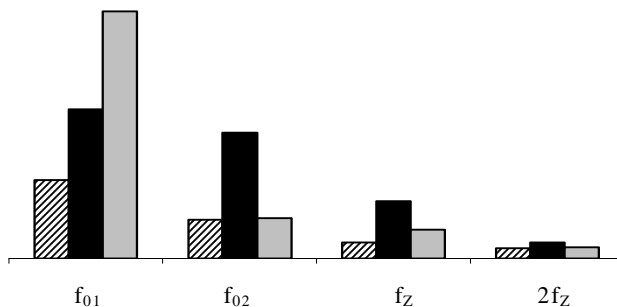
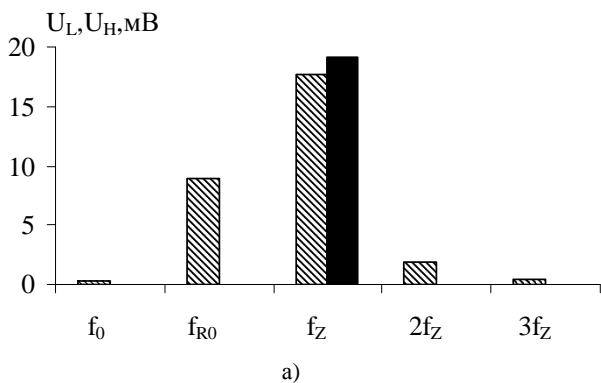


Рис. 1. Амплитудные спектры крутильных колебаний в режиме холостого хода при  $\omega = 8$  рад/с (▨),  $T = 60$  Нм и  $\omega = 50$  рад/с (■),  $T = 100$  Нм и  $\omega = 100$  рад/с (□).

- спектры крутильных колебаний существенно отличаются от амплитудных спектров шума и вибраций (рис. 2);
- в амплитудных спектрах шума и вибраций рассматриваемой кинематической схемы присутствуют частоты вынужденных зубцовых колебаний  $f_z$ , собственных (резонансных) колебаний зубчатой передачи  $f_{RR}$ , собственных (резонансных) крутильных колебаний механической системы  $f_{RO}$ , а так же ряд частот ( $f_{ROB}$ ,  $f_{RRB}$ ,  $f_{RB}$  и  $f_{RRH}$ ), обусловленных колебаниями связанных с валами зубчатой передачи внешними элементами, однако в них отсутствует или имеет весьма малую амплитуду оборотная частота, обусловленная накопленной погрешностью шага (рис.2);
- при функционировании зубчатой передачи практически на всех скоростных и нагрузочных режимах возникали резонансные крутильные колебания  $f_{RO}$ , имеющие различные, но значимые по величине амплитуды в спектре шума, но практически отсутствующие в спектре вибраций, что связано с их повышенным влиянием на колебания толщины смазочной пленки;
- амплитудный спектр вибраций в основном включает в себя зубцовые и кратные им частоты, при больших угловых скоростях вращения и значительной нагруженности зубчатой передачи в нем появляются собственные частоты колебаний приведенной массы зубчатых колес, однако их амплитуда имеет существенно меньшее, по сравнению с зубцовой, значение (рис.2);



- при определенных режимах функционирования зубчатой передачи в дорезонансной зоне возникали резонансные крутильные колебания, которые в спектре шума имели наибольшее амплитудное значение  $f_{RR}$ , значительно превышающее амплитудное значение  $f_z$  и других его составляющих.

Таким образом, использование амплитудных спектров крутильных колебаний для прогнозирования виброакустических параметров малоэффективно. По существу эти спектры отражают только оборотные и зубцовые частоты, которые достаточно просто определяются по угловой скорости вращения и числам зубьев.

С другой стороны, амплитудные спектры шума и вибраций по существу не отражают параметры кинематической погрешности, которая в отдельных случаях может быть косвенно и только качественно оценена на основе анализа акустических и вибрационных колебаний [3].

На основе приведенного выше необходимо отметить следующее: к наиболее эффективным инструментальным способам анализа параметров крутильных колебаний можно отнести оценку параметров изменения углов рассогласования вращения входного и выходного валов трансмиссии, регистрируемых с использованием соответствующего приборного обеспечения [4] и анализируемых с учетом реального масштаба времени.

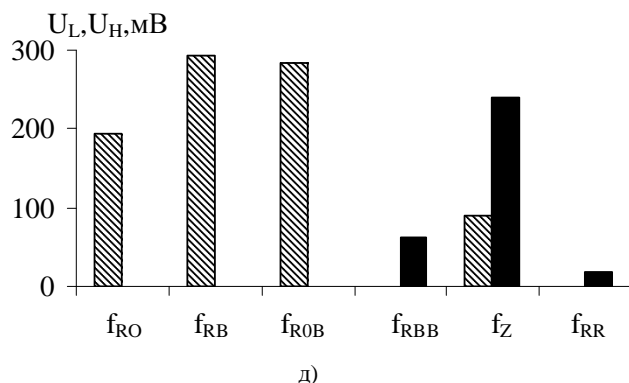
**ВЫВОДЫ**

Амплитудные спектры кинематической погрешности, шума и вибраций существенно различаются между собой по составу и соотношению основных составляющих, общими из которых могут быть только одна-две.

Таким образом, наиболее информативным с позиций возможности использования для оценки качества изготовления и сборки зубчатых передач является комплексный анализ амплитудных спектров кинематической погрешности, шума и вибраций, регистрируемых при определенных скоростных и нагрузочных режимах функционирования зубчатых передач.

**СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ**

1. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М., 1987. – 288 с.
2. Басинюк В.Л., Драган А.В., Басинюк Я.В., Мардосевич Е.И., Усс И.Н. Влияние кинематической погрешности прямозубых зубчатых передач на динамическую нагруженность зубьев // Вестник БГТУ. Машиностроение. – 2004.– 4(28)– С.6–11.
3. Пат. РФ 2224232 С1, МПК 7 G 01 M 13/02. Способ виброакустической диагностики передач зацеплением / Я.В. Басинюк, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич. – № u 2002113404/28; Заявл. 22.05.2002; Оpubл. 20.02.2004 // Бюл. № 5.
4. Драган А.В. Оценка плавности работы прямозубой зубчатой передачи по данным кинематического контроля // Вестник Брест.гос.техн.ун-та.-2000.-№4.-С.2-6.



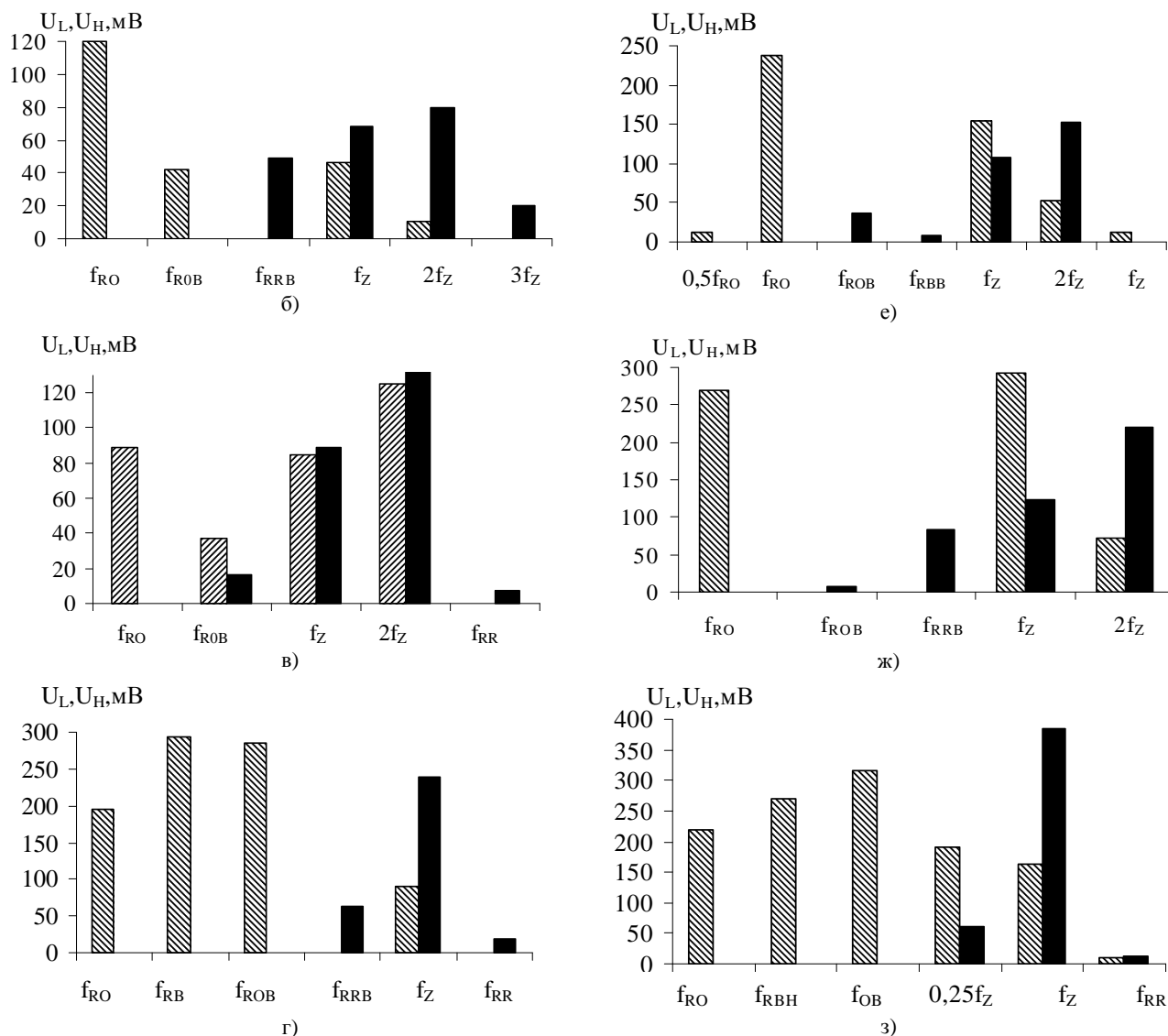


Рис. 2. Амплитудные спектры колебаний напряжений  $U_L$  с пьезоэлектрического датчика (▨), пропорциональные виброускорениям подшипниковой опоры, и  $U_H$  с измерительного микрофона (■), пропорциональные колебаниям звукового давления, при функционировании зубчатой передачи с модулем  $m = 3$  мм и  $z_1 = z_2 = 40$  при функционировании в режиме холостого хода (а - г) и ее нагружения моментом  $T = 100$  Нм (д - з) при угловых скоростях вращения  $\omega = 50$  рад/с (а, д),  $\omega = 100$  рад/с (б, е),  $\omega = 150$  рад/с (в, е) и  $\omega = 200$  рад/с (г, з).

УДК 62-587.5

Басинюк В.Л., Драган А.В, Мардосевич Е.И., Басинюк Я.В., Усс И.Н.

## ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ ПО ПАРАМЕТРАМ ВИБРАЦИЙ

### ВВЕДЕНИЕ

Регистрацию вибрационных параметров можно отнести к одному из наиболее методически и аппаратно разработанных способов неразрушающего контроля. Исследования подтвердили возможность его использования для оценки динамической нагруженности и погрешности изготовления зубьев зубчатых колес по шагу зацепления [1-5]. Вместе с тем, важнейшими параметрами точности изготовления зубчатых колес является и кинематическая точность, а также погрешность профиля зубьев как нормы плавности. Однако для их оценки в реальных условиях функционирования зубчатой передачи, как правило, необ-

ходимы специальные регистрирующие средства [6].

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью исследований являлась оценка возможности определения погрешности изготовления и сборки прямозубых зубчатых передач по нормам плавности с использованием параметров виброускорений, зарегистрированных и анализируемых с учетом реального масштаба времени.

### МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для оценки возможности определения кинематической погрешности изготовления и сборки зубчатых передач по