

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  $m = 3 \text{ мм}$  и  $z_1 = z_2 = 40$  при функционировании в режиме холостого хода (а - г) и ее нагружения моментом  $T = 100 \text{ Нм}$  (д - з) при угловых скоростях вращения  $\omega = 50 \text{ рад/с}$  (а, д),  $\omega = 100 \text{ рад/с}$  (б, е),  $\omega = 150 \text{ рад/с}$  (в, е) и  $\omega = 200 \text{ рад/с}$  (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

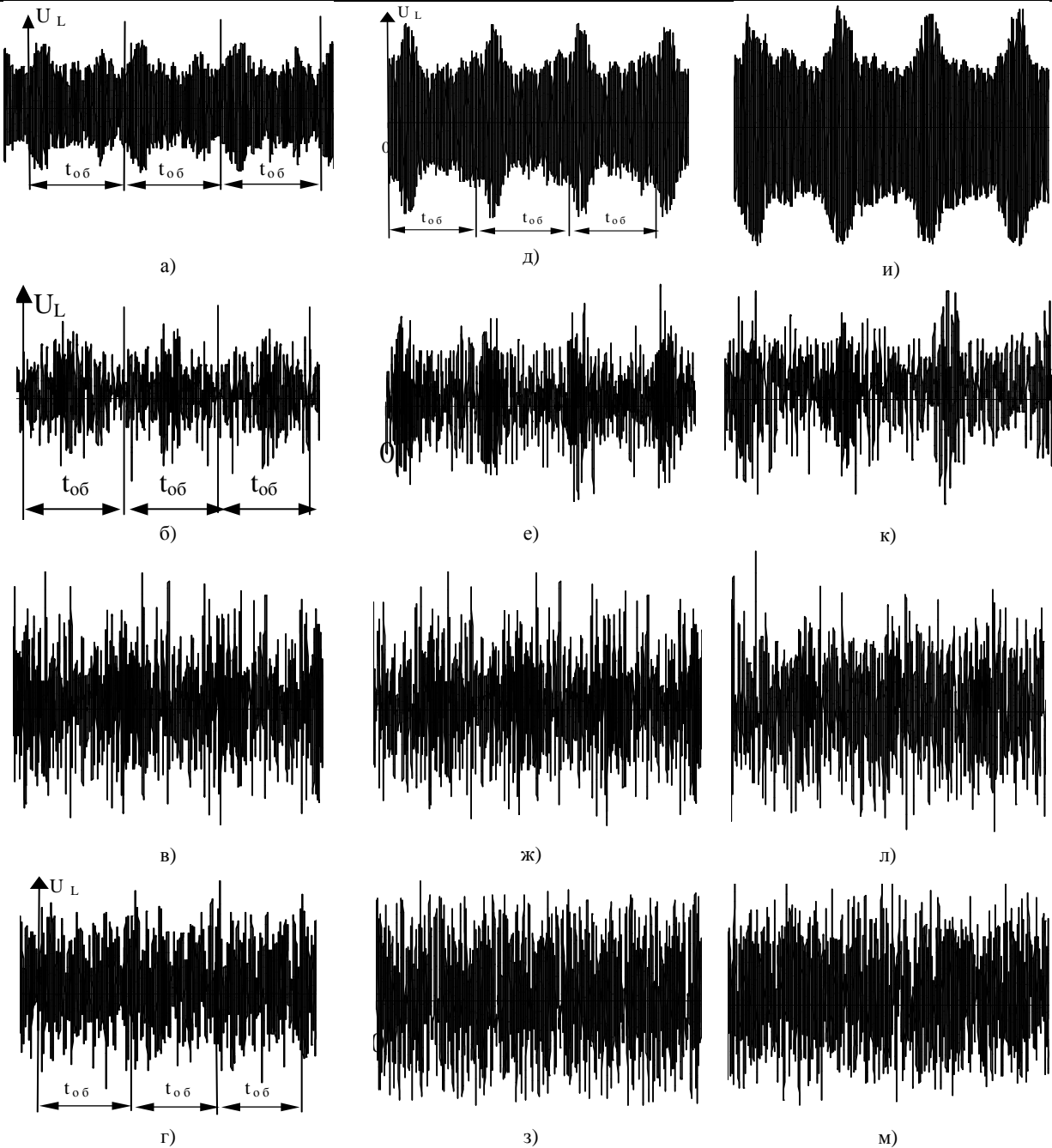


Рис. 1. Осциллограммы напряжений  $U_L$  с пьезоэлектрического датчика при функционировании зубчатой передачи в режиме холостого хода (а - г) и ее нагружения моментами  $T = 100$  Нм (д - з) и  $T = 200$  Нм (и - м) при угловых скоростях вращения  $\omega = 50$  рад/с (а, д, и),  $\omega = 100$  рад/с (б, е, к),  $\omega = 150$  рад/с (в, е, л) и  $\omega = 200$  рад/с (г, з, м).

нормам плавности с использованием более удобного и технически относительно просто реализуемого процесса контроля параметров функционирования зубчатых передач по генерируемым ими виброускорениям на стенде с разомкнутым силовым контуром был проведен комплекс исследований. В процессе его реализации был осуществлен съем анализ осциллограмм виброускорений (рис. 1), зарегистрированных при функционировании зубчатой передачи с модулем  $m = 3$  мм и  $z_1 = z_2 = 40$  в режиме холостого хода (рис. 1, а - г), нагружении выходного вала моментами  $T = 100$  Нм (рис.1 д - з) и  $T = 200$  Нм (и - м). Исследования проводились при угловых скоростях вращения:  $\omega = 50$  рад/с (рис. 1 а, д, и);  $\omega = 100$  (рис.1 б, е, к);  $\omega = 150$  (рис.1 в, е, л);

$\omega = 200$  рад/с (рис.1 г, з, м) с использованием пьезоэлектрического датчика виброускорений, размещенного на подшипниковой опоре зубчатого колеса.

#### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Анализ их результатов показал следующее (рис.2).

При относительно небольших угловых скоростях вращения зубчатых колес, для рассматриваемого случая соответствующих  $\omega = 50 \div 100$  рад/с, практически при всех режимах нагружения модуляция амплитуды зубцовых колебаний близка к детерминированной (рис.1 а, б, д, е, и, к). Параметры ее варьирования в определенной мере отражают амплитуду зубцовых колебаний, генерируемых каждой парой зубьев при повороте зубчатого колеса на угловой шаг, и амплитуду крутильных

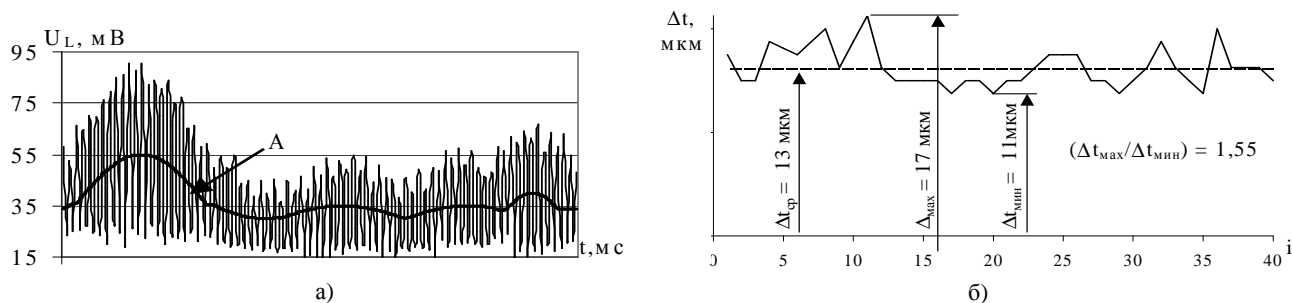


Рис. 2. Амплитудные значения напряжений с датчика виброускорений, зарегистрированных при  $\omega = 50$  рад/с и  $T = 100$  Нм с выделенной из них усредненной аппроксимирующей кривой А (а), откорректированные с учетом кривой А амплитудные значения напряжений с датчика виброускорений (б), разность шагов зацепления колеса и шестерни (в) и изменение абсолютных значений накопленной погрешности шага (в).

колебаний, обусловленных наличием кинематической погрешности изготовления и сборки зубчатой передачи и проявляющуюся с оборотной частотой. Нагрузочные и скоростные режимы функционирования зубчатой передачи оказывают существенное влияние на форму огибающей колебаний с зубцовой частотой, характеризующей, как это будет показано ниже, изменение нагруженности отдельных пар зубьев.

С возрастанием угловых скоростей вращения, для рассматриваемой зубчатой передачи и кинематической схемы ее функционирования до  $\omega = 150 \div 200$  рад/с процесс колебаний зубчатых колес становится близким к стохастическому, в котором выделение параметров, характеризующих крутильные колебания, становится проблематичным и вряд ли целесообразным.

Анализ результатов исследований модуляции виброускорений, генерируемой зубчатой передачей на зубцовой частоте (в рассматриваемом примере  $f_z \approx 330$  Гц), показал следующее.

Аппроксимирующая кривая А (рис. 2 а) характеризует усредненное изменение за оборот амплитуд виброускорений, генерируемых отдельными парами зубьев и регистрируемых в реальном масштабе времени. Соотношение ее максимума и минимума равно  $\sim 1,83$ . Соотношение максимальной и минимальной погрешностей зацепления, в рассматриваемой передаче, равно  $\sim 1,55$  (рис. 2 б). Вместе с тем, в связи с деформацией зубьев, способствующей в данном случае уменьшению погрешностей шагов зацепления и ориентировочно равной  $\sim 8,7$  мкм, соотношение максимального и максимального реальных значений погрешностей шагов зацепления возрастает до  $\sim 3,6$ . Влияние этого соотношения на динамическую составляющую нагруженности ориентировочно равно 1,9. Эта цифра весьма близка к соотношению амплитудных значений на аппроксимирующей кривой А (рис.2 а), что позволяет сформировать алгоритм контроля размахов колебаний погрешностей шагов зацепления при оценке качества изготовления зубчатых колес, включающий следующее:

- регистрацию в течении 3÷4 полных оборотов контролируемой зубчатой пары в реальном масштабе времени при угловых скоростях вращения, обеспечивающих значения зубцовых колебаний менее 300÷400 Гц, виброускорений, генерируемых контролируемой зубчатой передачей;
- построение аппроксимирующей кривой, характеризующей изменение усредненных амплитудных значений виброускорений за оборот, определение среднего значения и отношения ее максимального значения к минимальному и квадратного корня полученного значения;

- сопоставление полученных данных с эталонными и на основе их анализа оценка качества изготовления по нормам плавности.

Полученные данные хорошо коррелируют с результатами исследований [7], имеющими близкий к приведенному выше алгоритм оценки качества изготовления зубчатых колес по нормам плавности.

### ВЫВОДЫ

Таким образом, анализ с использованием приведенного выше алгоритма осциллограмм виброускорений, генерируемых зубчатыми передачами при их функционировании с относительно небольшими угловыми скоростями вращения вибраций ( $\omega = 30 \div 70$  рад/с), позволяет оценить ориентировочное значение параметров кинематической погрешности изготовления и сборки зубчатых передач по нормам плавности.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. 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–С.6–11
2. Вибромониторинг передач зацеплением / Я.В. Басинюк, Н.Н. Ишин, Е.И. Мардосевич, В.Л. Басинюк // Теоретические и технологические основы упрочнения и восстановления изделий машиностроения: Сб. науч. тр.–Мн.,2001.–С.502–507.
3. Басинюк В.Л., Драган А.В., Басинюк Я.В., Мардосевич Е.И., Усс И.Н. Вынужденные колебания прямозубых цилиндрических зубчатых колес // Вестник БГТУ.–Машиностроение.–2004. №4–С 2-6.
4. 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. – Оpubл. 20.02.2004 // Бюл. № 5.
5. 163.Пат. 4261 С2 ВУ, МПК G 01 M 13/02. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях / О.В. Берестнев, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк, Я.О. Берестнев, Я.В. Басинюк–Оpubл. 30.12.2001 // Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. камітэт Рэсп. Беларусь.–2001.–№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. Пат. 4872337 США, МКИ G 01 M 13/02. Nondestructive Testing of Gear / Robert J. Watts (США).–№ 150114,Заявл. 29.01. 1988; Оpubл. 10.10.1989;НКИ 73/162.–12 с.