

УДК 621.833:004.94

Д.А. Забелин

ИССЛЕДОВАНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПОГРЕШНОСТЕЙ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС НА ОСНОВЕ 3D-МОДЕЛИРОВАНИЯ

Рассмотрена методика моделирования кинематических погрешностей зубчатых передач с использованием средств 3D-моделирования. Разработанная методика позволяет устанавливать влияние первичных погрешностей зубчатых колес на кинематическую погрешность передачи. Приведены результаты моделирования кинематических погрешностей для прямозубой цилиндрической передачи: $m = 4,5$ мм; $Z_1 = 15$; $Z_2 = 31$.

Зубчатые передачи получили широкое распространение во всех отраслях машиностроения. Точность их изготовления, как правило, определяет эксплуатационные показатели работоспособности машин и механизмов (шум, вибрации, динамические нагрузки и т.д.), а также их долговечность и надежность. Применение кинематического контроля качества передач дает возможность рассматривать реальные колеса не как носитель случайного нагромождения ошибок, для которых невозможно установить характер их проявления, а как изделие, отражающее неточности средств его изготовления, которые будут проявляться при эксплуатации, изменяясь в функции перемещения звена. Таким образом, выявление первичных погрешностей по результатам измерений кинематической погрешности, позволяющей установить технологическую причину их возникновения, является одной из актуальных задач, связанных с повышением точности изготовления зубчатых колес.

В данной работе предлагается методика определения кинематических погрешностей зубчатых передач на основе 3D-моделирования. Эта методика была реализована в графической системе AutoCAD (Autodesk Inc.) с использованием языка программирования Visual Basic for Application и заключается в построении трехмерной твердотельной модели зубчатой передачи с заданными первичными погрешностями колес и последующим моделированием кинематической погрешности передачи.

3D-модели зубчатых колес строятся путем выдавливания поперечного профиля колеса на величину, равную ширине зубчатого венца. Координаты точек профиля колеса вычисляются путем моделирования процесса зубообработки речным инструментом методом обката (рис. 1). Для этого рассчитываются размеры исходного производящего контура согласно ГОСТ 9587-81. Далее производится последовательное перемещение исходного контура вдоль тангенциальной подачи на величину шага Δt . При этом заготовка колеса также последовательно поворачивается на угол $\Delta\psi$, определяемый соотношением

$$\Delta\psi = \frac{\Delta t}{r}, \quad (1)$$

где r – делительный диаметр колеса.

Таким образом, профиль впадины зубьев представляет собой огибающую последовательных положений исходного производящего контура. Рассчитанные точки впадины соединяются сплайном. Копируя построенный профиль одной впадины вокруг центра колеса, строится совокупный профиль всех впадин, т.е. поперечный профиль зубчатого колеса.

Особенностью описанной методики построения 3D-моделей зубчатых колес является то, что в модель можно закладывать погрешности изготовления, вызванные различными технологическими причинами, такими как, например, колебания звеньев цепи

обката станка, биения режущего инструмента и заготовки, погрешности режущих кромок инструмента и т.д.



Рис. 1. Моделирование процесса зубообработки методом обката

Моделирование кинематической погрешности зубчатой передачи заключается в последовательном повороте колес на величины угловых шагов: $d\varphi_1$ – для ведущего колеса; $d\varphi_2$ – для ведомого колеса. Угловые шаги поворота колес принимаются в зависимости от заданного количества отсчетов кинематической погрешности за оборот ведомого звена, и чем большее количество таких точек углового положения колеса учитывается, тем более точную информацию о дефектах зубчатых колес будет содержать кривая кинематической погрешности.

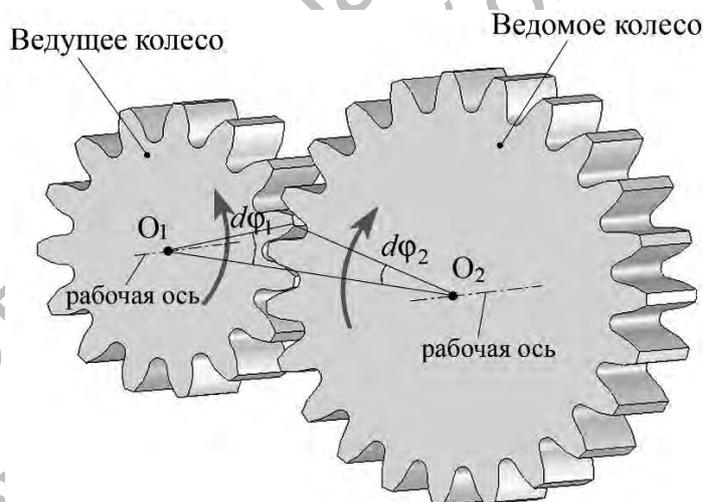


Рис. 2. Моделирование кинематической погрешности

Угловой шаг поворота ведомого зубчатого колеса $d\varphi_2$ рассчитывается по формуле

$$d\varphi_2 = \frac{2\pi}{N}, \quad (2)$$

где N – количество отсчетов кинематической погрешности за оборот ведомого звена.

Затем рассчитывается угловой шаг поворота ведущего зубчатого колеса $d\varphi_1$, в зависимости от передаточного отношения, которое определяется как отношение числа зубьев ведущего колеса к числу зубьев ведомого:

$$d\varphi_1 = d\varphi_2 \cdot \frac{z_2}{z_1}, \quad (3)$$

где z_1 – число зубьев ведущего колеса; z_2 – число зубьев ведомого колеса.

При повороте ведущего зубчатого колеса на угол $d\varphi_1$, ведомое колесо поворачивается на угол $d\varphi_2$, т.е. на номинальный (расчетный) угол. В результате наличия элементарных погрешностей ведомое колесо должно повернуться на действительный угол $d\varphi_{2д}$, который будет отличаться от номинального. В результате, при повороте 3D-модели ведомого зубчатого колеса на угол $d\varphi_2$ будет присутствовать либо интерференция рабочих зубьев ведомого и ведущего колес (рис. 3, а), либо между рабочими поверхностями зубьев образуется зазор (рис. 3, б).

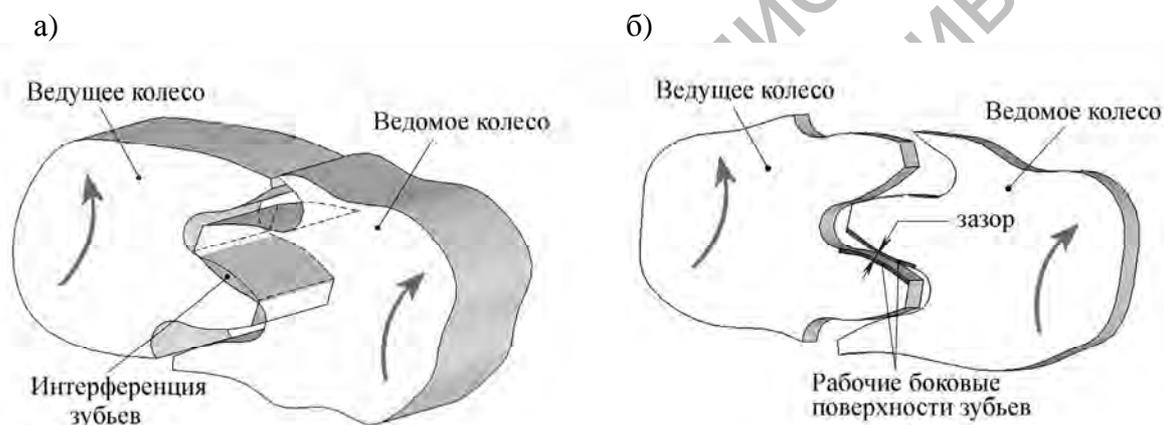


Рис. 3. Возможные положения зубьев при повороте колес на номинальные (расчетные) углы

После поворота ведомого колеса на номинальный угол $d\varphi_2$ определяется действительный угол поворота. Для этого производится поиск такого углового положения колеса, при котором отсутствует пересечение зубьев, а расстояние между рабочими профилями зубьев ведущего и ведомого колес минимальное (в зависимости от точности вычисления углового положения колеса), т. е. считается, что рабочие профили касаются друг друга. Проверка интерференции зубьев и отслеживание касания рабочих поверхностей зубьев выполняется при помощи команды «CheckInterference». Таким образом, разница между действительным, установленным по вышеизложенному алгоритму, и номинальным (расчетным) углом поворота ведомого зубчатого колеса является кинематической погрешностью передачи в данной точке.

После того как действительный угол поворота ведомого колеса найден, снова производится поворот ведущего колеса на угол $d\varphi_1$, а ведомого – на угол $d\varphi_2$, и выполняется поиск действительного углового положения ведомого зубчатого колеса. Данные операции продолжают, пока ведомое звено передачи не совершит один полный оборот либо несколько оборотов (например, для учета полного пересопрежения зубьев). Полученные данные об угловых положениях зубчатых колес в контрольных

точках экспортируются в табличный процессор Microsoft Excel, где происходит их обработка, строится кривая кинематической погрешности передачи и производится ее спектральный анализ.

Ниже показаны результаты моделирования кинематической погрешности зубчатой передачи ($m = 4,5 \text{ мм}$, $Z_1 = 15$, $Z_2 = 31$). Было смоделировано влияние на кинематическую погрешность передачи следующих первичных погрешностей: эксцентриситет оси вращения ведомого и ведущего колес, погрешность бокового профиля зубьев ведомого колеса (рис. 4). На рис. 4 приняты обозначения: $\Delta\varphi$ – величина кинематической погрешности, φ – угол поворота ведомого колеса, A – амплитуда, n – номер гармонической составляющей кинематической погрешности.

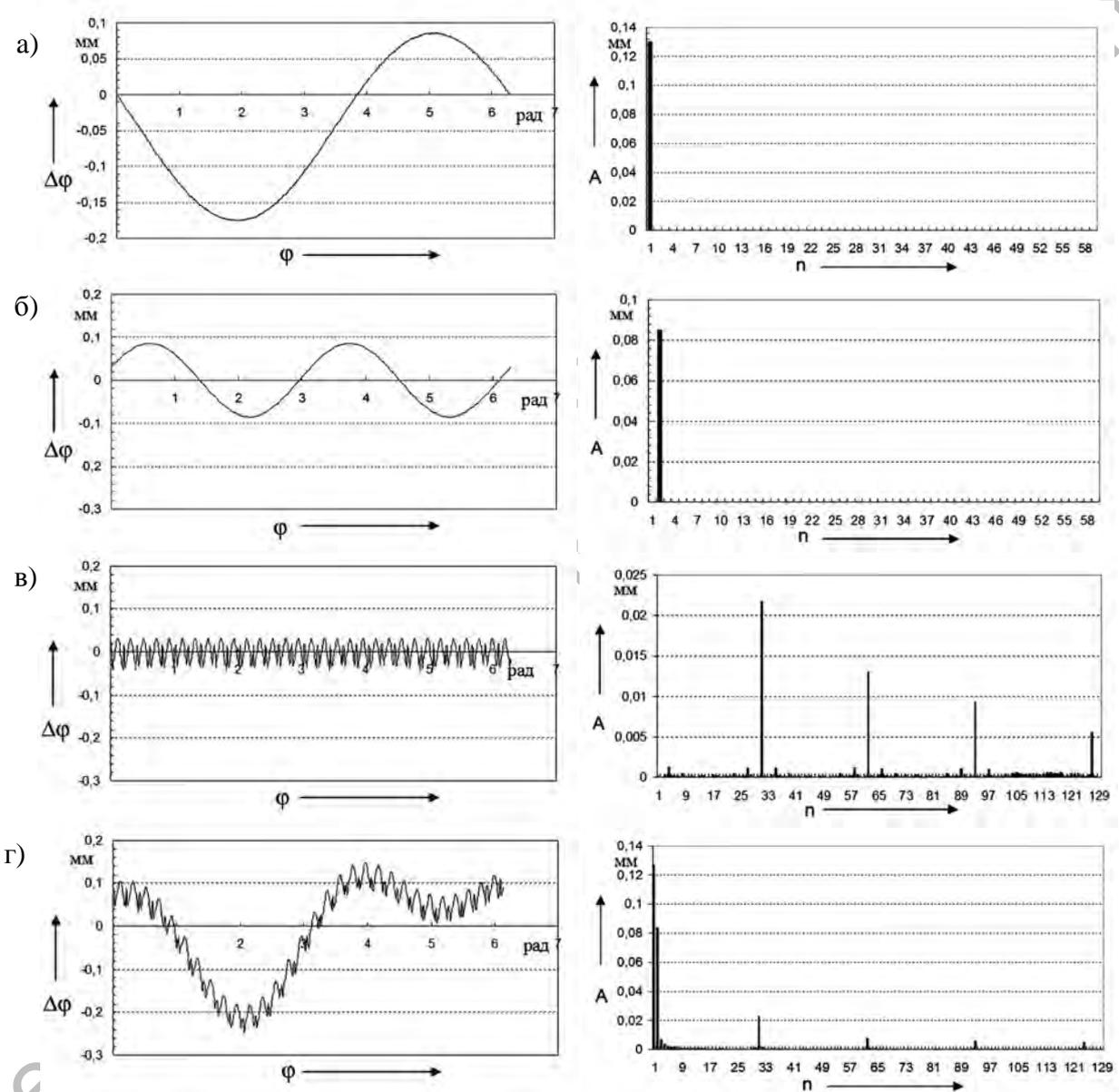


Рис. 4. Влияние первичных погрешностей на кинематическую погрешность (КП) передачи: а - влияние эксцентриситета ведомого звена на КП и ее спектр; б - влияние эксцентриситета ведущего звена на КП и ее спектр; в - влияние погрешности профиля зуба на КП и ее спектр; г - суммарное влияние погрешностей на КП и ее спектр

Эксцентриситет оси вращения ведомого колеса четко отражается в спектре кинематической погрешности в виде первой гармонической составляющей, так как эксцентриситет ведомого зубчатого колеса проявляется один раз за его полный оборот. Кривая кинематической погрешности за полный оборот колеса представляет собой четкую синусоиду (рис. 4, а).

Эксцентриситет на ведущем звене при данном количестве зубьев колес ($Z_1 = 15$, $Z_2 = 31$) моделируемой передачи проявляется в виде второй гармонической составляющей (рис. 4, б). Это следует из того, что ведущее колесо совершает два полных оборота, т.е. данная погрешность проявляется два раза за оборот ведомого колеса (передаточное отношение $u = 31/15 \approx 2$). Таким образом, эксцентриситет ведущего зубчатого колеса проявляется в виде гармоники с номером, равным передаточному числу зубчатой передачи.

Погрешность профиля зуба ведомого колеса проявляется на графике кинематической погрешности в виде высокочастотных колебаний (рис. 4, в). На спектре наблюдается значительный рост гармоник с частотой, равной числу зубьев ведомого колеса, а также кратных им гармоник.

На рис. 4, г показано совокупное влияние данных первичных погрешностей на кинематическую погрешность передачи и ее спектр. Как видно, на графике кинематической погрешности присутствуют как низкочастотные составляющие, вызванные эксцентриситетами колес, так и высокочастотные составляющие, вызванные погрешностью профиля зубьев ведомого колеса.

Использование разработанной методики моделирования позволяет установить как характер проявления отдельных первичных погрешностей колес (эксцентриситет, погрешность профиля зуба, погрешность шага зацепления и т.д.), так и их совокупное влияние на кинематическую погрешность передачи.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 31.10.2005

D.A. Zabelin
Investigation of formation of kinematic errors of gears by 3D-modelling
Belarusian-Russian University

In this article the simulation procedure of kinematic errors of gears by means of 3D-modelling is considered. The developed procedure allows determining the influence of primary errors on kinematic error of transmission. Results of simulation of kinematic errors for cylindrical gear transmission are given.