

УДК 621.833
ОБЕСПЕЧЕНИЕ НЕЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ЦЕВОЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ
К ПОГРЕШНОСТЯМ МОНТАЖА

М. С. ПАВЛОВИЧ

Научный руководитель С. Н. ХАТЕТОВСКИЙ, канд. техн. наук, доц.
БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Исследование зубчатых передач, нечувствительных к погрешностям монтажа, было начато относительно давно. Так М. Л. Ерихов предложил метод синтеза зубчатых передач, которые нечувствительны к определенным относительным перемещениям осей вращения колес: инструменту, геометрически идентичному одному из колес, задается дополнительное движение резания, аналогичное предполагаемому перемещению оси вращения соответствующего колеса в зубчатой передаче (метод двухпараметрического огибания). В. В. Ясько под руководством Л. В. Коростелева решил задачу синтеза зубчатых передач, которые нечувствительны сразу ко всем параметрам, определяющим относительное положение осей вращения колес. Под руководством Л. В. Коростелева и С. А. Лагутина теория описываемых зубчатых передач получила развитие в работах П. Д. Балакина, который предложил теорию зубчатых передач с адаптивными свойствами. В настоящее время в доступной широкому кругу специалистов литературе можно найти также информацию о конкретных зубчатых зацеплениях с рассматриваемыми свойствами (неэвольвентное зацепление, зацепление с арочными зубьями и т. п.).

Зубчатые передачи, нечувствительные к погрешностям монтажа, широко применяются в самых различных сферах техники. Эти передачи обеспечивают постоянство, по крайней мере, передаточного отношения при возникновении погрешностей относительного положения осей вращений колес как при сборочных операциях (погрешности монтажа), так и в процессе эксплуатации. Одной из таких передач является эвольвентная передача.

Очевидно, что зубчатые передачи, нечувствительные к погрешностям монтажа, являются привлекательным решением для инженера. Однако, они не всегда могут быть использованы, т. к. не всегда обладают требуемыми характеристиками. Например, если необходимо обеспечить большое передаточное отношение, то инженеру часто приходится применять эксцентриковую передачу с разницей в один зуб между числами зубьев центрального колеса и сателлита. Спроектировать такую зубчатую передачу на основе эвольвентного зацепления проблематично, поэтому приходится применять цевочное зацепление, хотя известно, что оно чувствительно к погрешностям монтажа, т. е. при отклонении межосевого расстояния от

теоретически точного значения передаточное отношение становится зависимым от относительного положения зубчатых колес. В настоящее время, чтобы минимизировать чувствительность цевочной передачи к погрешностям монтажа, приходится прибегать к дорогостоящим методам обработки зубьев, а также повышать точность сборки. Все эти меры приводят, в итоге, к удорожанию проектного решения. Однако, существует и другое решение проблемы обеспечения постоянства передаточного отношения цевочной передачи, которое и рассматривается в настоящей работе.

Нечувствительность зубчатой передачи к погрешностям монтажа может быть обеспечена, если для каждой контактирующей поверхности выполняется следующее условие: момент единичной нормали к контактирующей поверхности зуба относительно оси вращения зубчатого колеса для всех точек контактирующей поверхности один и тот же. Это условие позволило получить уравнения контактирующей поверхности.

Одной из контактирующих поверхностей в цевочной передаче является поверхность цевки. Следовательно, для обеспечения нечувствительности цевочной передачи к погрешностям монтажа, она должна описываться указанными уравнениями. При этом сама поверхность цевки получается достаточно сложной, чтобы ее можно было изготовить и реально использовать в цевочной передаче. Поэтому данный способ обеспечения нечувствительности цевочной передачи к погрешностям монтажа на практике вряд ли применим. Однако, поставленная цель может быть достигнута, если принять следующую гипотезу: передаточное отношение цевочной передачи, состоящей из цилиндрических цевок и шестерни, оси вращения которых пересекаются, при возникновении погрешностей монтажа изменяется меньше, чем передаточное отношение цевочной передачи с параллельными осями вращения.

Для проверки гипотезы были разработаны твердотельные модели цилиндрической (оси вращения цевок и шестерни параллельны, передача I) и конической (оси вращения цевок и шестерни пересекаются, передача II) цевочных передач. Была также разработана методика определения передаточного отношения, отличная от традиционной методики.

Традиционная методика определения передаточного отношения зубчатого механизма базируется на следующих принципах. Пусть в одной и той же неподвижной системе отсчета известны уравнения рабочих поверхностей контактирующих элементов зубчатого механизма с учетом погрешностей их изготовления и сборки: $\vec{r}_1 = \vec{r}_1(u_1, v_1, \varphi_1)$, $\vec{r}_2 = \vec{r}_2(u_2, v_2, \varphi_2)$, где u_1 и v_1 – параметры первой рабочей поверхности; u_2 и v_2 – параметры второй рабочей поверхности; φ_1 и φ_2 – углы поворота контактирующих элементов. Пусть также известны нормали к первой и ко второй поверхностям: $\vec{n}_1 = \vec{n}_1(u_1, v_1, \varphi_1)$, $\vec{n}_2 = \vec{n}_2(u_1, v_1, \varphi_2)$. Решая систему уравнений

$$\vec{r}_1 = \vec{r}_2, \tag{1}$$

$$\frac{n_{1x}}{n_{2x}} = \frac{n_{1y}}{n_{2y}} = \frac{n_{1z}}{n_{2z}}, \quad (2)$$

где n_{1x} , n_{1y} , n_{1z} – проекции вектора \vec{n}_1 ; n_{2x} , n_{2y} , n_{2z} – проекции вектора \vec{n}_2 , находим u_1 , v_1 , u_2 , v_2 и φ_2 как функции от φ_1 . Дифференцирование функции φ_2 по φ_1 позволяет найти искомое передаточное отношение зубчатого механизма. Однако, данная задача часто наталкивается на значительные математические трудности, и ее приходится решать численными методами, что в итоге приводит к неточным результатам, даже если использовать ЭВМ. На основе уравнения зацепления зубчатого механизма была получена зависимость, которая позволяет существенно облегчить расчеты и упростить саму методику определения передаточного отношения:

$$u_{21} = \frac{M_1}{M_2}, \quad (3)$$

где M_1 – это момент общей нормали к рабочим поверхностям относительно оси вращения первого контактирующего элемента, а M_2 – момент общей нормали к рабочим поверхностям относительно оси вращения второго контактирующего элемента.

В результате использования новой методики ошибки численного решения задачи определения передаточного отношения зубчатого механизма могут быть значительно уменьшены.

Исследовались следующие погрешности: погрешность межосевого расстояния $\Delta A = 0,5$ мм передачи I; погрешность межосевого угла $\Delta \Sigma = 0,1^\circ$ передачи II. Данные погрешности можно считать приблизительно сопоставимыми. Анализ результатов исследования показывает, что максимальное изменение передаточного отношения передачи I равно 0,01336833 и на порядок больше, чем максимальное изменение передаточного отношения передачи II, которое равно 0,00177265.

Результаты исследования передаточного отношения цевочной передачи численным методом и методом твердотельного моделирования подтверждают выдвинутую гипотезу о том, что вариант передачи с пересекающимися осями может быть менее чувствителен к погрешностям монтажа, чем вариант передачи с параллельными осями. Погрешность межосевого расстояния цевочной передачи с параллельными осями в определенных пределах не исключает контакт рабочих поверхностей в том случае, если межосевое расстояние увеличивается, а радиус используемой цевки меньше теоретически точного. Погрешность межосевого угла цевочной передачи с пересекающимися осями в определенных пределах не исключает контакт рабочих поверхностей в том случае, если межосевой угол увеличивается, а радиус используемой цевки меньше теоретически точного.