

УДК 621.831

С.Н. Хатетовский, канд. техн. наук, доц., П.Н. Громыко, д-р техн. наук, доц.,
К.К. Гуляев

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТЕЙ СКОЛЬЖЕНИЯ ТОЧЕК КОНТАКТА ЗУБЬЕВ КОЛЕС КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЕЦЕССИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассмотрен способ решения проблемы определения скоростей точек зубьев сателлитного колеса коническо-цилиндрической прецессионной передачи с целью оценки скорости их износа.

В настоящее время механические передачи закрытого типа рассчитывают, в основном, на контактную и изгибную прочности. Данные типы расчетов наиболее актуальны при большом количестве циклов нагружения, когда даже относительно небольшие напряжения в зацеплении колес передачи могут вызвать усталостное разрушение.

Однако область применения коническо-цилиндрической прецессионной передачи (КЦПП) включает, кроме прочих, устройства с относительно низким ресурсом, когда заведомо реальное количество циклов нагружения значительно меньше базового. Малоциклового режим работы в некоторых случаях позволяет специально допустить при проектировании передачи увеличение контактных напряжений в зацеплении для улучшения других показателей, например КПД. При этом с течением времени в передаче могут, тем не менее, появляться нежелательные явления, такие, как снижение плавности вращения выходного вала и даже заклинивание. Данные отрицательные явления возникают из-за истирания боковых поверхностей зубьев. Причина этого явления – относительно большие контактные напряжения и скорости скольжения. Поэтому в данном случае актуальной будет проблема проверки зубьев колес на изнашивание при задании с прогнозированием ресурса работы передачи.

Методика определения напряжений в зацеплении рассмотрена в работе [1]. При этом вторая часть проблемы прогнозирования ресурса работы КЦПП – определение скоростей скольжения в зацеплении колес, до настоящего времени была полностью не решена.

Расчет скоростей скольжения точек контакта зубьев сателлитного и центрального колес КЦПП тесно связан с расчетом геометрии зубьев. Методика расчета геометрии рассмотрена в работе [2].

Данная методика позволяет получить модели зубьев сателлитного колеса, представленные в виде координат точек, принадлежащих поверхности зубьев:

$$I = \begin{bmatrix} x_1 & \dots & x_i & \dots & x_q \\ y_1 & \dots & y_i & \dots & y_q \\ z_1 & \dots & z_i & \dots & z_q \\ \varphi_1 & \dots & \varphi_i & \dots & \varphi_q \end{bmatrix}, \quad (1)$$

где x_i , y_i , z_i – координаты i -й точки; φ_i – угол поворота кривошипа, при котором данная точка входит в контакт с поверхностью зуба центрального колеса; q – количество точек.

Совокупность указанных точек получена при моделировании сферического движения сателлитного колеса относительно центрального колеса, которое неподвижно (рис. 1). Поэтому скорости полученных точек есть скорости скольжения в зацеплении и

могут быть найдены следующим образом:

$$\vec{v}_i = \vec{\omega} \times \vec{r}_i, \quad (2)$$

где $\vec{\omega}$ – угловая скорость сферического движения сателлитного колеса; \vec{r}_i – радиус-вектор рассматриваемой точки контакта с координатами x_i , y_i и z_i , взятыми из матрицы I .

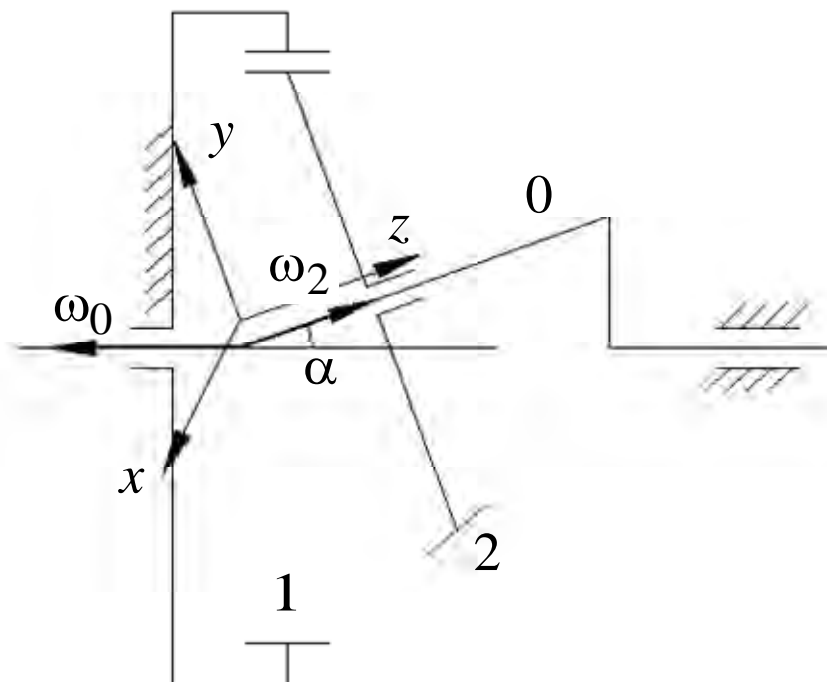


Рис. 1. Схема КЦПП: 0 – кривошип; 1 – центральное колесо; 2 – сателлитное колесо

Угловая скорость сферического движения сателлитного колеса складывается из угловой скорости $\vec{\omega}_0$ вращения кривошипа и угловой скорости $\vec{\omega}_2$ вращения сателлитного колеса относительно кривошипа:

$$\vec{\omega} = \vec{\omega}_0 + \vec{\omega}_2. \quad (3)$$

Модуль угловой скорости $\vec{\omega}_2$:

$$\omega_2 = \omega_0 \cdot i_{21}^0, \quad (4)$$

где i_{21}^0 – передаточное отношение цепи сателлитное колесо – центральное колесо при неподвижном кривошипе, которое может быть определено следующим образом:

$$i_{21}^0 = \frac{z_1}{z_2}, \quad (5)$$

где z_1 – количество зубьев центрального колеса; z_2 – количество зубьев сателлитного колеса.

Проекции угловой скорости сферического движения сателлитного колеса на декартовы оси координат, жестко связанные с сателлитным колесом:

$$\begin{aligned}\omega_x &= \omega_{0x} + \omega_{2x}; \\ \omega_y &= \omega_{0y} + \omega_{2y}; \\ \omega_z &= \omega_{0z} + \omega_{2z},\end{aligned}\quad (6)$$

где ω_{0x} , ω_{0y} , ω_{0z} – проекции угловой скорости вращения кривошипа на декартовы оси координат; ω_{2x} , ω_{2y} , ω_{2z} – проекции угловой скорости вращения сателлитного колеса относительно кривошипа на декартовы оси координат.

Указанные выше проекции угловой скорости вращения кривошипа и угловой скорости вращения сателлитного колеса относительно кривошипа определяются следующим образом:

$$\begin{aligned}\omega_{0x} &= -\omega_0 \cdot \sin \alpha \cdot \sin \varphi_2; \\ \omega_{0y} &= \omega_0 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varphi_2; \\ \omega_{0z} &= -\omega_0 \cdot \cos \alpha; \\ \omega_{2z} &= \omega_2; \\ \omega_{2x} &= 0; \\ \omega_{2y} &= 0,\end{aligned}\quad (7)$$

где α – угол нутации; φ_2 – угол поворота сателлитного колеса относительно кривошипа, который определяется следующим образом:

$$\varphi_2 = \varphi_0 \cdot i_{21}^0, \quad (8)$$

где φ_0 – угол поворота кривошипа.

Итак, теперь скорость скольжения i -й точки контакта сателлитного колеса может быть определена следующим образом:

$$\begin{aligned}v_{ix} &= \omega_y \cdot z_i - \omega_z \cdot y_i; \\ v_{iy} &= \omega_z \cdot x_i - \omega_x \cdot z_i; \\ v_{iz} &= \omega_x \cdot y_i - \omega_y \cdot x_i.\end{aligned}\quad (9)$$

Модуль данной скорости

$$v_i = \sqrt{v_{ix}^2 + v_{iy}^2 + v_{iz}^2}. \quad (10)$$

Разработанная методика расчета скоростей скольжения была использована при прогнозировании ресурса работы КЦПП, а также для оценки потерь мощности в зацеплении колес этой передачи. Данная методика легла в основу соответствующего пакета программ для ЭВМ. Программная реализация позволяет рассматривать методику как общеинженерную, доступную для использования не только специалистами, непосредственно занимающимися разработкой КЦПП, но и широкому кругу разработчиков механических передач.

Одной из областей применения данной методики расчета является разработка редукторов, предназначенных для переработки сельскохозяйственного сырья. При переработке сельскохозяйственного сырья часто возникает необходимость во взбивании, перемешивании и т.п. процессах при различных скоростях. При производстве продуктов питания зачастую процессу взбивания предшествует процесс перемешивания, который, как правило, ведется при меньших скоростях. Это приводит к интенсивному износу колес редуктора. К примеру, при производстве продуктов питания, обогащенных

инулином, прежде всего, необходимо произвести его растворение в воде с температурой 45...50 °С при малых оборотах рабочего органа, а затем систему необходимо взбить при максимальной частоте вращения мешалки. При таких условиях структурообразующая способность инулина будет максимальной. Это позволит выпускать пищевые продукты, отвечающие всем показателям качества. Используя методику прогнозирования ресурса работы КЦПП, можно подбирать оптимальные параметры ведения производственного процесса, которые позволяют сделать срок службы оборудования максимально продолжительным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пусков, О. М.** Повышение нагрузочной способности планетарных прецессионных передач, работающих в режиме малоцикловых нагрузок, на основе рационального выбора конструктивных параметров : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 : защищена 24.12.03 : утв. 17.03.04 / Пусков Олег Михайлович. – Мн., 2003. – 172 с.
2. **Хатетовский, С. Н.** Моделирование на ЭВМ зуба сателлитного колеса коническо-цилиндрической прецессионной передачи / С. Н. Хатетовский, П. Н. Громько // Теория и практика машиностроения. – 2004. – № 1. – С. 21-24.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 29.10.2005

S.N. Khatetovsky, P.N. Hramyka, K.K. Guliaev
The problem related to the determination of
conic-cylindrical precession transmission gear
rings contacts sliding speeds
Belarusian-Russian University

The methods for calculation of interacting gear rings contacts sliding speeds have been worked out on the basis of conic-cylindrical precession transmission gear rings geometrical modeling.