

## ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ РЕДУКТОРОВ С ЗУБЧАТЫМИ ПЕРЕДАЧАМИ НА ОСНОВЕ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПО «УЛИТКАМ ПАСКАЛЯ»

Черепанов В. Д., Шевченко Е. С, Китура А. С.

Научные руководители – доцент Груздев Д. Е., ст. преподаватель Беляков Е. В.  
*Сибирский федеральный университет*

Обеспечить способность систем выполнять свое функциональное назначение в любых условиях в течение требуемого срока эксплуатации должен каждый элемент конструкции. Особое внимание следует уделять таким элементам механических систем как электромеханические приводы, состоящие из электродвигателя и различных видов зубчатых передач.

Основными требованиями, предъявляемыми, к зубчатым передачам, применяемых в приводах исполнительной автоматики, являются высокая нагрузочная способность при минимальных массе и габаритных размерах, а также высокий коэффициент полезного действия (КПД).

Электродвигатели, применяемые в приводах исполнительной автоматики обладают малыми размерами, массой и малым моментом, но имеют большую частоту вращения вала. Достижение требуемых кинематических и силовых характеристик всего привода возможно только при использовании редукторов с большими передаточными числами. Такие редукторы имеют большое число ступеней и сложную конструкцию, что приводит, как правило, к увеличению массы и габаритных размеров и снижению к.п.д. Таким образом, встает задача по уменьшению числа ступеней при неизменном передаточном отношении и нагрузочной способности.

При разработке конструктивных схем приводов и теоретическом обосновании принимаемых решений необходимо учитывать и анализировать все существующие конструкции и достижения. Известны схемы, содержащие малое количество деталей и позволяющие реализовывать передаточные отношения в широком диапазоне без существенного изменения конструкции и габаритных размеров. Таким примером является схемы прецессирующей конической планетарной передачи, представленные на рисунке 1.

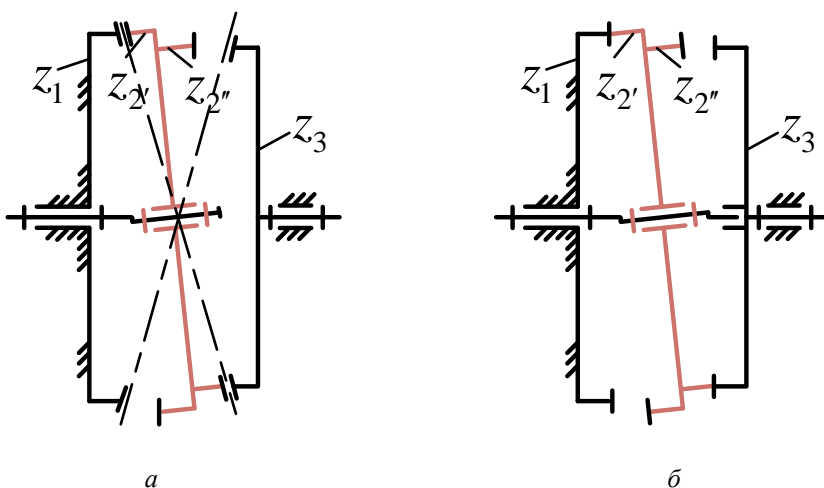


Рисунок 1 – Планетарный редуктор с двухвенцовым сателлитом и внутренним зацеплением:  
а с коническими зубьями; б с торцевыми зубьями

В рассматриваемых схемах сателлитное колесо 2, содержащее два венца совершает сферическое движение, которое в общем случае характеризуется углом нутации  $\theta$ , углом прецессии  $\psi$  и углом собственного вращения  $\varphi$ . От собственного вращения сателлит

удерживается кинематической связью со стойкой, реализуемой при помощи остановленного колеса 1. Прецессирующее движение сателлита реализуется при помощи наклонного участка быстроходного вала.

Таким образом, принцип преобразования движения в рассматриваемых схемах близок к волновым передачам, а по конструкции к планетарным коническим передачам. Малый угол пересечения осей вращения ( $2 \dots 6^\circ$ ), позволяет иметь многопарное зацепление в передаче (до 25-30% зубьев), а контактирующие колеса, выполненные с разностью чисел зубьев равной 1, позволяют получать большие передаточные числа. Передаточное отношение для таких схем определяется по формуле

$$i_{H4}^{(1)} = \frac{1}{1 - \frac{z_1}{z_{2'}} \cdot \frac{z_{2'}}{z_3}}$$

где  $z_1$  – число зубьев остановленного центрального колеса,  $z_{2'}$  и  $z_{2''}$  – числа зубьев на двойном сателлите,  $z_3$  – число зубьев центрального колеса на выходе.

Так как каждый венец сателлита зацепляется только с одним центральным колесом, то такой передаче для обеспечения сборки достаточно удовлетворить только условиям соосности. Для этого необходимо определить углы при вершине делительных (начальных) конусов:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\sin \delta}{u - \cos \delta}$$

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{u \cdot \sin \delta}{u \cdot \cos \delta - 1}$$

здесь  $\delta$  – суммарный угол передачи  $\delta = \delta_1 + \delta_2$ .

Далее определим геометрические параметры передачи.

Делительный диаметр центральных колес

$$d_1 = 1,118 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_{вых} \cdot \cos^2 \beta \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot 10^3}{K_z \cdot u_{12'} \cdot 0,85 \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma]_H^2 \cdot \sqrt{u_{12'}^2 + 1} \cdot \sin(2\alpha)}}$$

где  $E_{np}$  – приведенный модуль упругости равный;  $T_{вых}$  – момент на выходном валу привода;  $u_{12'}$  – передаточное число в паре колес 1 и 2',  $u_{12'} = z_{2'} / z_1$ ;  $K_{Hv}$  – коэффициент динамической нагрузки;  $K_{H\beta}$  – коэффициент неравномерности нагрузки;  $\psi_{bd}$  – коэффициент торцевой высоты зуба;  $\alpha$  – угол зацепления;  $\beta$  – угол конусности зуба;  $[\sigma]_H$  – допускаемые контактные напряжения

Модуль передачи определим по формуле:

$$m_{12'} = \frac{d_1}{z_1}$$

Ширина зубчатого венца

$$b_1 = \psi_{bd} \cdot d_1$$

Фактический внешний диаметр колеса

$$d_{e1} = z_1 \cdot m_{e12'}$$

Фактический средний модуль

$$m_{12'} = m_{e12'} - b_1 \cdot \frac{\sin(\delta_1)}{z_1}$$

Фактические средние диаметры колес

$$d_1 = z_1 \cdot m_{12'}$$

Разработанная методика расчета и проектирования позволяет, варьируя числами зубьев колес, создавать редуктора с передаточными числами от 1,5 до 3065. При незначительном увеличении габаритов и массы можно получить привод такой же нагрузочной способности с передаточным числом до 5000 при модуле зубьев от 1 до 1,75 мм.

При разработке привода созданы предпосылки обеспечения всех необходимых регулировок, как подшипников, так и зацепления в процессе сборки, настройки и испытаний в составе крупногабаритных трансформируемых конструкций.

Разработана технология изготовления зубьев зубчатых колес внешнего и внутреннего зацепления по «улиткам Паскаля» с применением современного высокопроизводительного станочного оборудования, а так же разработан и изготовлен инструмент для нарезания конических зубчатых колес внутреннего зацепления.

Созданный привод обеспечивает выходной крутящий момент 80 Нм при передаточном числе 625, имеет диаметр 60 мм, длину корпуса 52 мм и массу 560 г.