

Л.В. КУРМАЗ, к.т.н., Политехника Свентокшистская в Кельцах (Польша)

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СООСНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С БОЛЬШИМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ ОТНОШЕНИЕМ ПО ВИДУ ДВИЖЕНИЯ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ЗВЕНА

## THE COMPARATIVE ANALYSIS OF COAXIAL GEARS WITH THE LARGE REDUCTION RATIO BY FORM OF DRIVING OF AN INTERMEDIATE

### 1. Введение

При проектировании механических приводов часто возникает потребность использования соосных зубчатых передач с большим передаточным отношением, с минимальными габаритами и весовыми параметрами.

В передачах с соосным расположением осей [3, 4, 5] между ведущим и ведомым валами расположено промежуточное звено (звенья). Вид движения промежуточного звена может в определенной степени характеризовать передаточное отношение передачи, конструктивные, технологические и эксплуатационные параметры передачи, что предопределяет преимущества одних групп передач перед другими, определяя этим направление их исследования.

### 2 Конструктивные особенности передач

В зависимости от вида движения промежуточного звена (звеньев) передачи могут быть разделены на несколько групп.

**2.1.** Передачи, в которых промежуточное звено совершает вращательное движение вокруг неподвижной или вращающейся оси. К таким передачам относятся одноступенчатые планетарные передачи. Вращение от солнечного зубчатого колеса 1 с наружным венцом (число зубьев –  $z_1$ ) передается на промежуточное звено (сателит) 2 (число зубьев –  $z_2$ ).

При неподвижной оси промежуточного звена (рис. 1а) вращение передается на ведомое колесо 3 (число зубьев –  $z_3$ ) с внутренним венцом. Передаточное отношение в этом случае

$$u_{1-3} = z_3 / z_1. \quad (1)$$

При неподвижном колесе 3 и вращающемся вместе с ярмом сателитом передаточное отношение передачи (рис. 1б)

$$u_{1-2} = 1 + z_3 / z_1. \quad (2)$$

Максимальное передаточное число одной ступени – до 10-12 [2].

Увеличение  $u$  возможно:

за счет увеличения  $z_3$  (растут габариты, вес);

за счет уменьшения  $z_1$ , что требует коррекции зацепления.

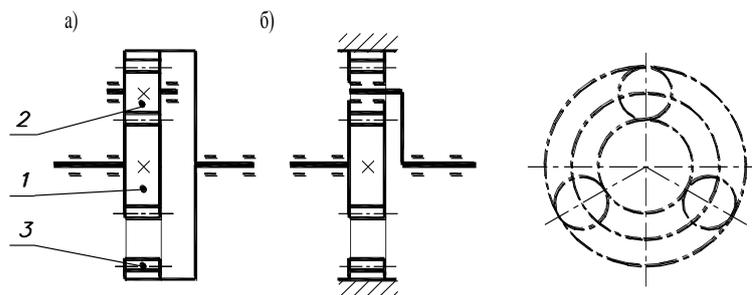


Рис. 1. Схема соосной передачи, выполненной как передачи:  
а) с промежуточным звеном 2; б) планетарной

**2.2.** Передачи, в которых промежуточное звено совершает относительно неподвижного звена возвратно-поступательное движение. К таким передачам относятся плунжерные, роликовые эксцентриковые, шариковые передачи (рис. 2). На вращающемся эксцентриковом валу 1 установлено цилиндрическое кольцо 2. Промежуточные звенья 3 в виде роликов расположены в радиальных прорезях неподвижного корпуса 4 и взаимодействуют с цилиндрическим кольцом 2 и с внутренним зубчатым венцом колеса 5, которое связано с ведомым валом передачи.

Передаточное отношение таких передач

$$u = 1 / (1 - z_5 / z_3), \quad (3)$$

где  $z_5$  и  $z_3$  - число зубьев внутреннего зубчатого венца центрального колеса 5 и число промежуточных звеньев 3 (роликов) соответственно.

Обычно принимают  $z_5 - z_3 = 1$ , что обеспечивает максимальное передаточное отношение передачи ( $u_{\max} \approx 12 \div 20$ ).

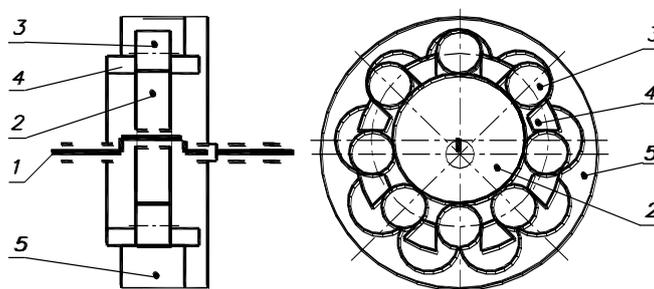


Рис. 2. Схема соосной роликовой эксцентриковой передачи

**2.3.** Передачи, в которых промежуточное звено совершает плоско-параллельное движение. К таким передачам относятся эксцентриковые и цевочные передачи (рис. 3). Эти передачи подобны на группу передач 1.1.2,

но промежуточное звено выполнено в виде колеса 2 с наружным зубчатым венцом. Венец колеса 2 взаимодействует с внутренним зубчатым венцом центрального колеса 3 и с выходным валом передачи. Колесо 2 выполнено с отверстиями, куда входят штыри 4, закрепленные на неподвижном корпусе 5.

Передаточное отношение таких передач

$$u = 1 / (1 - z_3 / z_2), \quad (4)$$

где  $z_3$  и  $z_2$  - числа зубьев внутреннего зубчатого венца центрального колеса 3 и промежуточного звена - колеса 2 соответственно.

Обычно принимают  $z_2 - z_3 = 1$ , что обеспечивает максимальное передаточное отношение передачи ( $u_{\max} \approx 12 \div 20$ ).

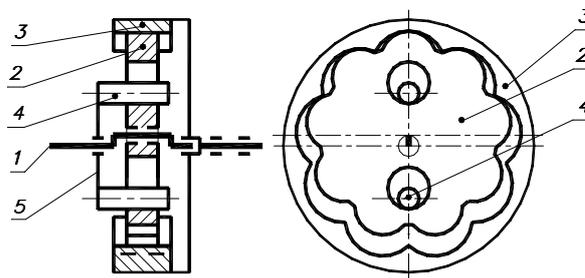


Рис. 3. Схема соосной зубчатой эксцентриковой передачи

Передачи планетарные эксцентриковые (рис. 4), в которых на эксцентриковом валу 1 установлено промежуточное звено 2 - сателит, один

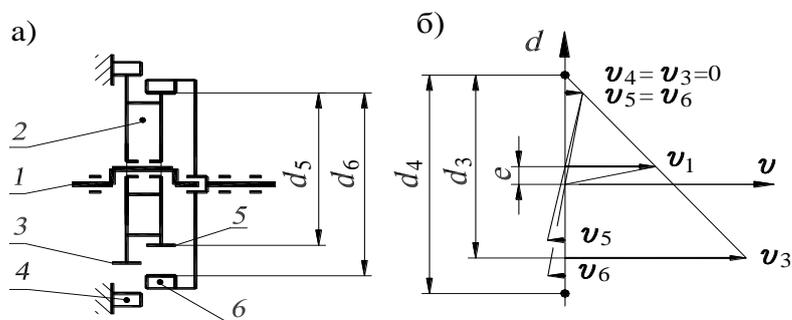


Рис. 4. Планетарная эксцентриковая зубчатая передача:

а) схема передачи; б) план скоростей

наружный венец 3 которого взаимодействует с неподвижным внутренним венцом 4, а другой 5 - со связанным с выходным валом внутренним венцом 6.

Передаточное отношение таких передач

$$u = 1 / [(1 - z_5 / z_3)(1 - z_5 / z_6)]. \quad (5)$$

Анализ планов скоростей эксцентрично размещенного сателита 2 и центрального колеса 4 (рис. 4) [1] показывает, что профилем центрального колеса 4, удовлетворяющим требованиям зацепления, является менее технологичный и соответственно дорогой циклоидальный профиль.

Передачи, в которых промежуточное звено совершает сферическое движение (рис. 5) [1]. К таким передачам относятся прецессионные передачи. Передачи этой группы имеют пространственную структуру.

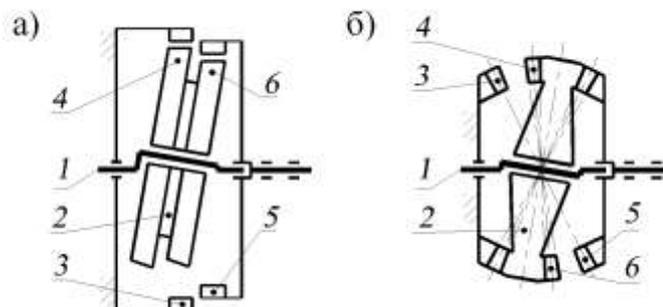


Рис.5. Схема соосной прецессионной передачи с зацеплением:  
а) цилиндро-коническим; б) коническим

На эксцентрик входного вала 1 установлено промежуточное звено – зубчатое колесо с двойным венцом. Левый зубчатый венец 4 промежуточного звена входит в зацепление с неподвижным центральным зубчатым венцом внутреннего зацепления 3. Правый зубчатый венец 6 промежуточного звена входит в зацепление с подвижным центральным зубчатым венцом 5 внутреннего зацепления и с выходным валом.

Передачное отношение таких передач

$$u = 1 / [(1 - z_5 / z_3)(1 - z_5 / z_6)]. \quad (6)$$

где  $z_3, z_4, z_5, z_6$  - число зубьев колес 3, 4, 5, 6.

### 3 Критерии анализа и оценка передач

Важнейшим критерием при анализе передач является стоимостной критерий, который характеризует массо-габаритные их показатели. Этот параметр зависит в первую очередь от размеров передач – от диаметров колес, определяемых числом зубьев (влияние модуля незначительно). Число зубьев для обеспечения минимальных габаритов должно быть по возможности меньшим, но с достижением больших передаточных отношений.

В наибольшей степени этому соответствуют передачи по схемам рис. 4 и рис. 5, которые позволяют получать передаточные отношения в десятки раз большие, чем передачи по другим схемам при тех же габаритах. Так при  $z_5 = z_3$  или  $z_5 = z_6$  передаточное число  $u \Rightarrow \infty$ .

Для схемы 4 при соотношении числа зубьев  $[(z_3 - z_5) = 1; (z_6 - z_5) = 3; (z \approx 30)]$  передаточное отношение достигает  $u = 300$ . В редукторах по схеме 5, где нет таких ограничений по числу зубьев, передаточное отношение может достигать 1000. Таких передаточных отношений невозможно достигнуть ни одним из редукторов по схемам 1-3.

Вторым по важности критерием является эксплуатационный критерий, характеризующий потери мощности в зацеплении, что определяется

направлением линейной скорости промежуточного звена ( $v_{пр}$ ), и ее совпадением с направлением линейной скорости взаимодействующих элементов ( $v$ ). Совпадение этих скоростей (отсутствие проскальзывания), их направление по касательной к окружностям колес, которое назовем идеальным ( $v_{опт}$ ), определяет минимальные потери в передаче. Не выдерживают критики передачи по схемам рис. 2, где  $v_{пр}$  и  $v$  перпендикулярны, что свидетельствует о проскальзывании элементов в передаче и больших потерях. Передачи по схеме рис. 4 также имеют низкий коэффициент полезного действия из-за внутренней замкнутой циркуляции мощности [2]. Остальные схемы имеют более высокий уровень оценки по этому критерию.

Необходимо учитывать также **технологический фактор**. Передачи по схемам рис. 2-4 требуют использования менее технологического циклоидального зацепления.

В связи с вышеизложенным, особое внимание следует уделить передачам по рис. 5, определяемым как планетарные прецессионные передачи (ППП).

#### 4. Выводы

Из сравнительного анализа соосных зубчатых передач по виду движения промежуточного звена следует, что планетарные прецессионные передачи (ППП) передачи в наибольшей степени удовлетворяют требованиям получения большого передаточного отношения при минимальных габаритах и минимальных потерях в зацеплении.

From the comparative analysis of coaxial gears with the large reduction ratio by the form of driving of an intermediate follows, that epicyclic precession transmissions (EPT) to the greatest degree meet the requirements of deriving the large reduction ratio at minimum dimensions and minimum losses of power in transmissions.

**Список литературы:** 1. Планетарные прецессионные передачи (ППП). Кинематический, силовой и технологический аспекты их создания. Под ред. А.Т. Скойбеды. Мн.: 2000. – 252 с. 2. Планетарные передачи. Спра-вочник. Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Курдяшева. – Л.: Машино-строение, 1977. – 462 с. 3. Kurmaz L., Kurmaz O. Projektowanie węzłów i części maszyn. Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej, – Kielce: 2003. – 384 s. 4. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование. Изд. 2. Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 296 с.