



УДК 621.941–229.01

© В. И. Кулик, 2010

РЕДУКТОР КОНИЧЕСКИЙ ТОРЦЕВОЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ: ИННОВАЦИОННОЕ РЕШЕНИЕ

Кулик В. И. – канд. техн. наук, доц. кафедры «Компьютерное проектирование и сертификация машин», тел.: (4212) 37-52-59 (ТОГУ)

В статье описывается редуктор конический торцевой планетарный, конструктивное исполнение которого может быть различным, а его компактность и значительное передаточное отношение позволяют найти ему применение в различных областях техники.

The article deals with the epicyclic-gear-train-speed reducer (right-angle speed reducer) which may be of various designs. Its compactness and great reduction ratio make it possible to find use in various fields of engineering.

Ключевые слова: редуктор, коническое зубчатое колесо, зубчатый венец, планетарная передача, водило, блок конических шестерён, солнечное колесо планетарного редуктора, передаточное отношение.

Описывается редуктор конический торцевой планетарный, компактный и простой по конструкции, допускающий выполнение его с большим передаточным отношением, используя всего четыре зубчатых венца, что позволяет найти ему применение в различных областях техники и различном технологическом оборудовании.

Общие положения и описание конструктивных особенностей редуктора

Известны планетарные редукторы с цилиндрическими колёсами и большим числом сателлитов. Известны также планетарные редукторы, в которых ведущий вал сообщает при помощи кулачка, эксцентрика или наклонной шайбы возвратно-поступательное движение всему зубчатому венцу, отдельным частям зубчатого венца (передача с гибким элементом, волновые) или отдельным зубьям, расположенным в пазах ротора и взаимодействующим с неподвижным торцевым зубчатым колесом.

Все эти передачи имеют следующие основные недостатки:

1. При больших габаритах такие передачи имеют недостаточную контактную прочность зубьев, что не допускает повышения их нагрузочной способности.

2. Недостаточную устойчивость и долговечность гибкого элемента в волновых передачах, что не допускает повышения крутящего момента.

3. Существующие планетарные редукторы с торцевым зацеплением имеют лишь одну пару торцевых зубчатых венцов, что ограничивает передаточное отношение.

Предлагаемый планетарный редуктор лишён указанных недостатков и при весьма малых размерах может передавать большой крутящий момент и иметь большое передаточное отношение.

Увеличение нагрузочной способности достигается благодаря повышению коэффициента перекрытия, создаваемого активным контактом всех зубьев, участвующих в зацеплении, что характерно для торцевого зацепления.

Увеличение передаточного отношения планетарного редуктора получается за счёт возможности применения торцевого зацепления с минимальной разностью зубьев, находящихся в зацеплении.

Предлагаемая схема планетарного редуктора может найти применение там, где необходимо передавать большой крутящий момент с большим передаточным отношением при малых габаритах всей передачи между ведущим и ведомым валами.

Особенно широкое применение предлагаемая схема редуктора в силу своей компактности может найти в авиастроении и в механизированном ручном инструменте.

На рис. 1 (упрощённый чертёж редуктора) показан планетарный редуктор в разрезе.

На ведущем валу 1 сидит шайба наклонная или выполненная заодно с валом 1, наклонная торцевая поверхность, выполняющая роль водила **H** планетарного редуктора. Через шарики (или шарикоподшипник 2, например, упорный или радиально-упорный), находящиеся в сепараторе, шайба наклонная (водило **H**) передаёт крутящий момент подвижному двойному блоку конических зубчатых шестерён – конические колёса 3 и 4.

Подвижный блок конических шестерён имеет два зубчатых венца 4 (**b**) и 3 (**c**) и своей шаровой опорой входит в шаровую часть ведомого вала 5 (или через посредство шарика 6 опирается на ведомый вал 5).

Подвижный блок конических шестерён выполнен таким образом, что вершины начальных конусов зубчатых конических венцов **b** и **c** совпадают с центром шаровой опоры.

Зубчатый конический венец 4 (**b**) постоянно находится в зацеплении с зубчатым венцом 7 (**a**) неподвижной торцевой шестерни 7, которая является центральным солнечным колесом планетарного редуктора.

Внутренний конический венец 3 (**c**) находится в зацеплении с конической шестерней 5 (**d**), нарезанной (или установленной) на ведомом валу 5.

Все передачи собраны в корпусе редуктора, состоящего из собственно корпуса 8 и фланца 9. Ведущий и ведомый валы установлены на подшипниках качения 10. Зазор в редукторе выбирается шайбой 11.

Для получения наибольшего передаточного отношения зубчатые венцы

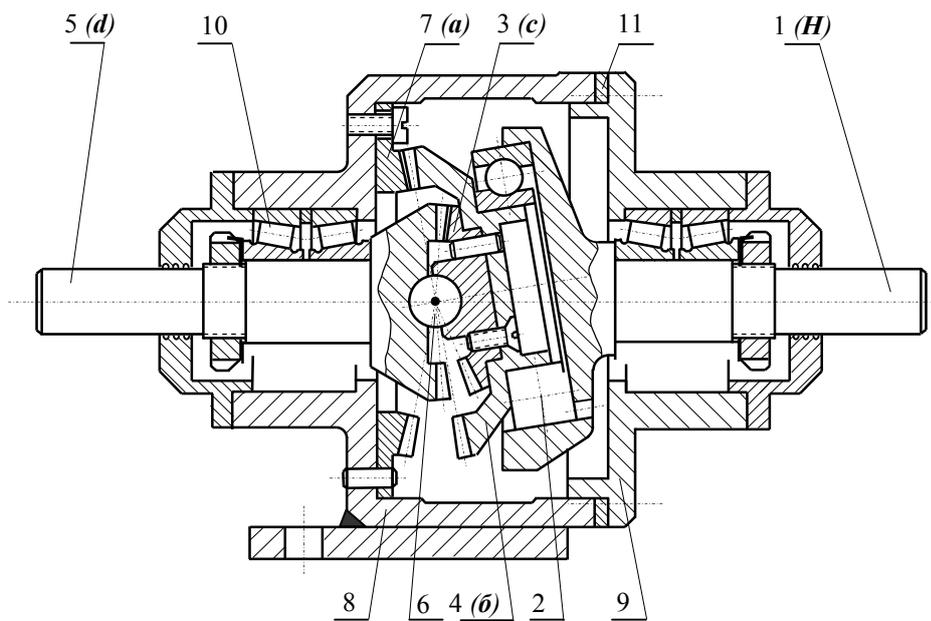


7 (a) и 4 (b), а также зубчатые венцы 3 (c) и 5 (d) между собой должны отличаться на один зуб.

Одна пара зубчатых венцов, находящихся в зацеплении, например 7 (a) и 4 (b), может иметь один модуль, а другая пара зубчатых колёс, например 3 (c) и 5 (d), – другой модуль зубчатого зацепления.

Одна пара зубчатых венцов, находящихся в зацеплении, например 3 (c) и 5 (d), может иметь одинаковое число зубьев и в этом случае исполнять роль торцевой зубчатой муфты.

Принципиальный конструктивный чертёж и исполнение элементов экспериментального редуктора в металле показаны на рис. 1, 2.



$$i_{Hd}^a = \frac{1}{1 - \frac{z_a \cdot z_c}{z_b \cdot z_d}} = \frac{1}{1 - \frac{67 \cdot 33}{68 \cdot 34}} = \frac{1}{1 - 0,9563} = \frac{1}{0,043685} = 22,891$$

Рис. 1. Редуктор конический торцевой планетарный

Передаточное отношение редуктора

Под *передаточным отношением* понимается отношение угловой скорости ведущего звена к угловой скорости ведомого. Передаточное отношение обозначается буквой *i* с двумя индексами, обозначающими звенья, причём первым индексом является обозначение ведущего звена, а вторым – ведомого. Если, например, дана передача с колёсами *k* и *l*, причём колесо *k* является ведущим, а колесо *l* – ведомым, то передаточное отношение между ними будет обозначаться $i_{kl} = \frac{\omega_k}{\omega_l} = \frac{n_k}{n_l} = \frac{r_l}{r_k} = \frac{z_l}{z_k}$, где ω – угловая скорость, *n* – число оборотов, *r* – радиус качения, *z* – число зубьев зубчатого колеса.

Согласно ГОСТу, *передаточным числом* называется отношение угловой скорости ведомого звена к угловой скорости ведущего, т. е. передаточное число – величина, обратная передаточному отношению.

Для определения передаточного отношения передачи воспользуемся правилом **Свампа** и рассмотрим представленную на рис. 1 схему планетарной передачи, когда водило H ведущее, колесо d ведомое, колесо a неподвижное.

Вначале предположим, что колёса a и d соединены жёстко с водилом H . Сообщим водилу H один оборот по часовой стрелке. Тогда колёса b и c как общий блок также сделают один оборот в том же направлении и повернут за собой на один оборот колёса a и d . Это произойдёт в силу того, что движения колёс относительно друг друга не будет, так как колёса a и d соединены жёстко с водилом H и поворачиваются вместе с ним.

Результаты движений отдельных звеньев при повороте водила H на один оборот внесены в первую строку табл. 1.

Таблица 1

Движения	Звенья			
	a	d	H	b и c
Поворот водила и колеса d (переносное движение)	+1	+1	+1	+1
Поворот колеса d в обратном направлении при неподвижном водиле H (относительное движение)	-1	$-\frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} = -i_{da}^H$	0	$\frac{r_a}{r_b}$
Сумма движений (действительное абсолютное движение)	0	$1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} = 1 - i_{da}^H$	+1	$1 + \frac{r_a}{r_b}$
При n_H оборотах водила	0	$n_H \left(1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}\right) = n_H (1 - i_{da}^H)$	n_H	$n_H \left(1 + \frac{r_a}{r_b}\right)$
Передаточное отношение	$i_{Hd}^a = \frac{n_H}{n_H \left(1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}\right)} = \frac{1}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}} = \frac{1}{(1 - i_{da}^H)}$			

Так как по условию колесо a должно быть неподвижно при действительном движении звеньев передачи, то необходимо, разъединив колёса a и d с водилом H , повернуть колесо d на один оборот в обратную сторону (против вращения часовой стрелки), удерживая водило H неподвижным. В результате такого вращения колесо d получит число оборотов -1 , водило H будет неподвижным, сателлиты b и c получат число оборотов $-\left(-\frac{r_a}{r_b}\right) = +\frac{r_a}{r_b}$, а колесо d

$-\left(-\frac{r_a}{r_b}\right) \cdot \left(-\frac{r_c}{r_d}\right) = -\frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}$. Эти значения внесены во вторую строку табл. 1.

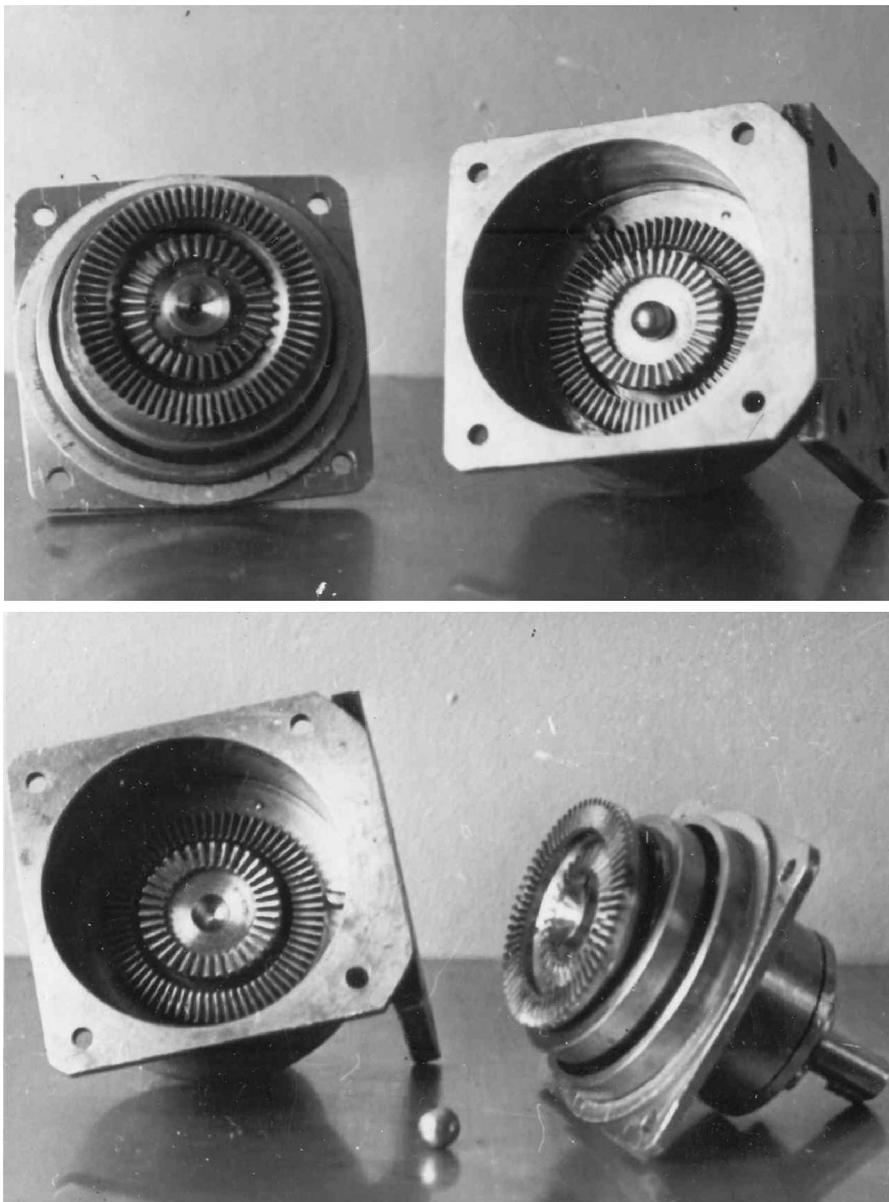


Рис. 2. Редуктор конический торцевой планетарный (по рис. 1), конструктивные элементы редуктора в реальном исполнении

Складывая теперь оба движения отдельных звеньев, получим то суммарное действительное движение, условие которого было задано, т. е. поворот колеса d при одном повороте водила H и неподвижном колесе a . Результаты сложений внесены в третью строку табл. 1.

Заменим радиусы колёс на числа зубьев колёс.

Общее передаточное отношение планетарного редуктора, выраженное через зубья колёс, можно вычислить по формуле $i_{Ha}^a = \frac{1}{1 - \frac{z_a \cdot z_c}{z_b \cdot z_d}}$.

Приведём несколько примеров расчёта передаточного отношения конического торцевого планетарного редуктора при ведущем водиле H , ведомом колесе d и неподвижном колесе a по схеме рис. 1.

1. При числах зубьев $Za = 121$, $Zb = 120$, $Zc = 119$, $Zd = 120$ общее передаточное отношение редуктора

$$i_{Ha}^a = \frac{1}{1 - \frac{z_a \cdot z_c}{z_b \cdot z_d}} = \frac{1}{1 - \frac{121 \cdot 119}{120 \cdot 120}} = \frac{1}{1 - 0,99993} = 14400.$$

2. При числах зубьев $Za = 67$, $Zb = 68$, $Zc = 33$, $Zd = 34$ общее передаточное отношение редуктора

$$i_{Ha}^a = \frac{1}{1 - \frac{z_a \cdot z_c}{z_b \cdot z_d}} = \frac{1}{1 - \frac{67 \cdot 33}{68 \cdot 34}} = \frac{1}{1 - 0,9563} = \frac{1}{0,043685} = 22,891.$$

3. Если поменять местами числа зубьев, например, $Za = 68$, $Zb = 67$, $Zc = 34$, $Zd = 33$, то общее передаточное отношение редуктора

$$i_{Ha}^a = \frac{1}{1 - \frac{z_a \cdot z_c}{z_b \cdot z_d}} = \frac{1}{1 - \frac{68 \cdot 34}{67 \cdot 33}} = \frac{1}{1 - 1,045680688} = \frac{1}{-0,04568} = -21,891,$$

где знак (–) «минус» указывает на то, что выходной вал вращается в другую сторону.

Экспериментальный конический торцевой планетарный редуктор был спроектирован автором и изготовлен в г. Хабаровске с целью выяснения его работоспособности и показал хорошую работоспособность. Дальнейшее его применение нашло в переносных сверлильно-расточных станках в судостроении и может найти применение в другом технологическом оборудовании.

Библиографические ссылки

1. Руденко Н. Ф. Планетарные передачи. Теория, применение, расчёт и проектирование. М.–Л., 1947.
2. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. М., 1960.
3. Решетов Л. Н. Геометрия и кинематика зубчатых механизмов и пути их развития // Передачи в машиностроении: АН СССР, 1953.