

УДК 621.83.06:621.883.5

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ЭЛЛИпсоИДНЫХ ШАРИКОВЫХ ПЕРЕДАЧАХ

М.Е. ЛУСТЕНКОВ, Д.М. МАКАРЕВИЧ, В.В. НЕВЕРКО

(Могилевский государственный технический университет, МГТУ ДСП)

В работе приводятся общие сведения о передачах с телами качения планетарного типа, преимуществами которых являются низкая трудоемкость изготовления и небольшие габариты. Рассматривается принцип работы этих передач и пример их практической реализации.

**Введение.** Устройства со встроенными редуцирующими узлами широко применяются в промышленности и для их изготовления чаще всего используют зубчатые зацепления. Однако в инженерной практике встречаются случаи, когда встроить зубчатую передачу, удовлетворяющую заданным требованиям, оказывается невозможно. Например, в случаях, когда на два линейных размера механизма налагаются жесткие ограничения (работа в трубах, скважинах, передача усилий в труднодоступные места). Задача усложняется, если дополнительно требуется обеспечить разнонаправленность вращений ведущего и ведомого валов редуктора, т.е. необходимо встраивать планетарную передачу. В настоящее время, наряду с традиционными зубчатыми планетарными редукторами и мотор-редукторами, проводятся работы по созданию планетарных передач: прецессионных [1], с квазизвольвентным зубчатым зацеплением [2] и других. Перечисленные планетарные передачи также разработаны на базе зубчатого зацепления. Однако при работе в условиях стесненных диаметральных размеров целесообразнее применять планетарные передачи с телами качения, так как при меньших диаметральных габаритах они имеют высокую нагрузочную способность.

**Эллипсоидное шариковое зацепление.** Известно несколько типов передач с телами качения (шарикоподшипниковые, кулачковые и др.). Широкое распространение в промышленности получили шаровинтовые передачи. Планетарные передачи с телами качения, где канавки под шарики выполнены синусоидальными и замкнутыми на цилиндрических поверхностях (синусошариковые) применялись при создании буровой техники [3]. Одним из общих недостатков этих передач является сложность изготовления их деталей. Этот недостаток устраняется в предлагаемых эллипсоидных шариковых передачах, которые также являются передачами планетарного типа. Рабочие поверхности деталей этих передач образуются путем срезания (фрезерования) двух втулок под определенным углом и фрезерованием двух продольных пазов на третьей втулке, что не представляет технологических трудностей. Математическая модель передачи при рассмотрении рабочих поверхностей деталей в виде линий, а шариков в виде материальных точек представляет собой пересечение в пространстве двух эллипсов. Сами эллипсы образованы сечением цилиндра с радиусом  $R$  двумя плоскостями под различными (или одинаковыми) углами к оси цилиндра. Серединные линии этих эллипсов совпадают, т.е. две секущие плоскости проходят через одну точку на оси цилиндра. При этом развертки рабочих поверхностей (эллипсов) на плоскость представляют собой однопероидные синусоиды.

Основные детали предлагаемой передачи [4] в сборе приведены на рис. 1. Одно из звеньев: 1, 2 или 3 конструируется ведущим, другое – затормаживается, а третье оказывается ведомым. Редуцирующий узел, помещенный в корпусе, при наложении жестких связей на взаимное осевое перемещение деталей, способен передавать нагрузку.

Кинематическая схема (внутренний кулачок – ведущее звено, вал с прорезями – ведомое звено) получила наибольшее распространение, так как, во-первых, наружный кулачок связан с корпусом и его легко сделать неподвижным, во-вторых, при такой кинематической схеме реализуется максимальное передаточное отношение, определяемое, согласно выражению

$$u = 1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_1}, \quad (1)$$

Рис. 1. Основные детали предлагаемой передачи:

1 – внутренний кулачок; 2 – вал с прорезями;  
3 – наружный кулачок; 4 – тела качения (шарики)

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_3$  – углы подъема эллипсов соответственно внутреннего и наружного кулачков, определяемые в точках пересечения эллипсов как углы между касательными к эллипсам в этих точках и осью вращения передачи. Математически доказано постоянство углового расстояния между двумя телами качения при взаимном вращении кулачков и вала, а также постоянство передаточного отношения за один цикл работы передачи при  $\alpha_1 = \alpha_3$  [3, 4].

К преимуществам эллипсоидных (траектории движения тел качения – эллипсы) шариковых передач можно отнести высокую ремонтпригодность и технологичность деталей передачи, для изготовления

которых не требуются специальные приспособления и настройка станков, а также возможность реализации широкого диапазона значений передаточных отношений на рабочих участках зацепления, в том числе и дробных, при небольших диаметральных габаритах.

Передаточное отношение  $u$  эллипсоидной шариковой передачи непостоянно в пределах цикла зацепления (кроме случая, когда  $u = 2$ ). Нагрузку поочередно передает только одно тело качения из двух. При условии  $\alpha_3 > \alpha_1$  вершины эллипса наружного кулачка необходимо срезать для обеспечения работоспособности зацепления. Таким образом, цикл зацепления включает рабочий ход (передача нагрузки с редукцией) и холостой ход, когда тела качения проходят срезанные участки наружного кулачка.

При разработке математической модели зацепления рабочие поверхности кулачков были представлены в виде кривых, развернутых на плоскость, а тела качения – в виде материальных точек. Для упрощения модели можно принять также допущение о постоянстве углов подъема эллипсов на рабочих участках кривых (соединить вершины синусоид прямыми). Передаточное отношение при этом можно считать постоянным, а углы  $\alpha_1$  и  $\alpha_3$  определяются по выражению

$$\alpha_i = \arctg\left(\frac{2_i A}{\pi R}\right), \quad (2)$$

где  $A_i$  – амплитуды синусоид, мм;  $R$  – радиус расположения центров шариков, мм;  $i$  – номер звена.

**Принцип работы передачи.** Рассмотрим процесс взаимодействия звеньев передачи (рис. 2). Рабочую поверхность (эллипс) ведущего вала 1 (внутреннего кулачка), ведомого вала 2 (вала с прорезями) и наружного кулачка 3 развернем на плоскость. При условии  $\alpha_3 > \alpha_1$  вершины эллипса наружного кулачка необходимо срезать для обеспечения работоспособности зацепления.

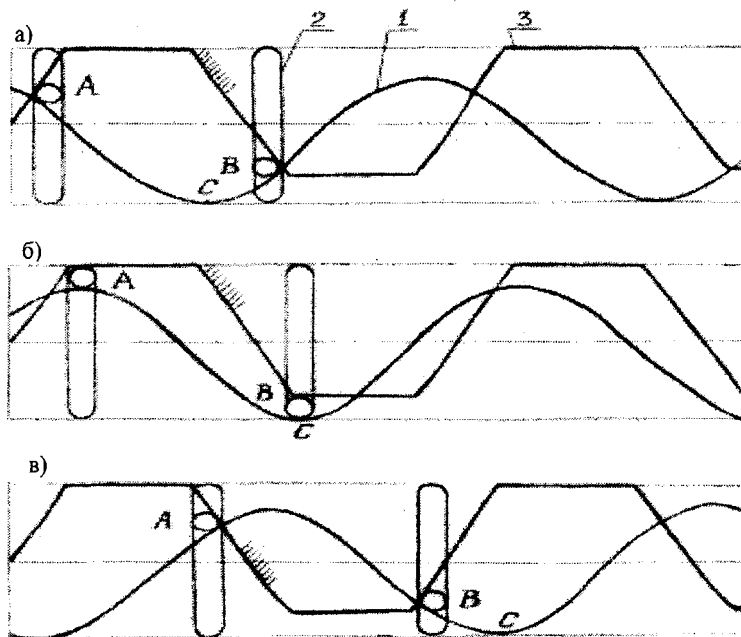


Рис. 2. К анализу работы эллипсоидного шарикового зацепления

При движении поверхности ведущего вала 1 вправо (рис. 2, а), что соответствует повороту его на некоторый угол, очевидно, что тело качения  $A$  передает нагрузку, в то время как тело качения  $B$  перемещается лишь под действием наложенных связей (совершает холостой пробег). Для наглядности перемещения ведущего вала одна из его вершин на рис. 2 обозначена буквой  $C$ .

Далее, при перемещении рабочей поверхности ведущего вала вправо, тела качения попадают на вершины эллипсов (рис. 2, б). При прохождении срезанных участков наружного кулачка редукция отсутствует. При дальнейшем перемещении ведущего вала (рис. 2, в), тело качения  $B$  передает нагрузку, а тело качения  $A$  совершает холостой пробег.

**Практическая реализация результатов работы.** Рассмотрим аспекты практической реализации эллипсоидного шарикового зацепления на конкретном примере. Разработанный на базе эллипсоидной шариковой передачи ключ (рис. 3) для демонтажа ведущих колес грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ является средством малой механизации. При длительной эксплуатации резьбовое соединение гайки и футорки (шпильки) может стать трудноразъемным, так как гайка прикипает к футорке, и при отворачивании они могут повернуться вместе, что серьезно осложняет демонтаж колеса и требует проведения нестандартных мероприятий, вплоть до срезания гайки автогенном [5]. Ключ усиливает крутящий момент при

нии они могут провернуться вместе, что серьезно осложняет демонтаж колеса и требует проведения нестандартных мероприятий, вплоть до срезания гайки автогенном [5]. Ключ усиливает крутящий момент при откручивании гаек и футорок, крепящих ведущие колеса автомобилей, обеспечивая при этом гарантированное стопорение футорки при отворачивании гайки.

Технические данные разработанного ключа:

- размер шестигранника под гайку, мм	38
- размер квадрата под футорку, мм	22
- увеличение крутящего момента при откручивании гайки, не менее	2
- увеличение крутящего момента при откручивании футорки, не менее	3
- габаритные размеры (максимальный диаметр корпуса×длина), мм	60×320
- длина съемной рукоятки, мм	400
- масса, кг	4,2

Общий вид изготовленного ключа показан на рис. 3.

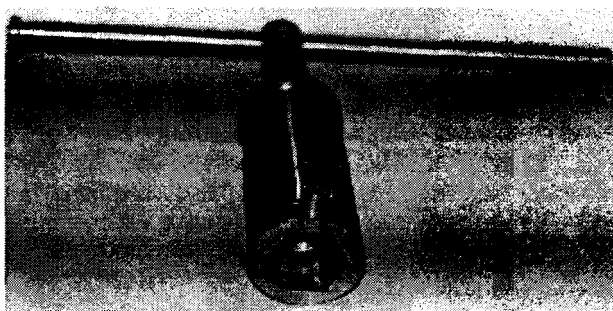


Рис. 3. Ключ для демонтажа ведущих колес грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ

Для развинчивания соединения ключ устанавливается так, чтобы шестигранное отверстие, выполненное на торце корпуса, вошло в зацепление с гайкой, а квадратное отверстие на торце вала с прорезями – с футоркой. При вращении ведущего вала с помощью съемной рукоятки, на торце которого воспроизведен внутренний кулачок, корпус вращается в сторону, противоположную направлению вращения ведущего вала. При этом вал с прорезями оказывается заторможенным и на нем создается реактивный крутящий момент, предотвращающий отворачивание футорки вместе с гайкой.

Передаточное отношение редуцирующего узла при этой кинематической схеме определится

$$u = -\frac{tg\alpha_1}{tg\alpha_2} \quad (3)$$

После снятия гайки для отвинчивания футорки затормаживается корпус. Для этого в отверстие в корпусе устанавливается стопорный винт. При вращении рукоятки в сторону отворачивания футорки вал с прорезями будет ведомым звеном, а корпус затормозится, так как стопорный винт упрется в ступицу колеса. Передаточное отношение механизма при этом будет определяться по формуле (1).

Для увеличения крутящего момента на выходном валу передачи необходимо перед работой повернуть ведущий вал для выхода тел качения со срезанных участков эллипса внутреннего кулачка. Передаточное отношение будет непостоянно в пределах одного цикла зацепления, однако условия работы и не требуют равномерности вращения: необходимо приложение кратковременной нагрузки, для срыва прихваченной резьбы. Подобные редуцирующие узлы возможно встраивать также в механизмы тисков, станочных приспособлений, домкратов и других средств малой механизации. Детали передачи возможно изготавливать из стали 40Х с последующей закалкой, тела качения извлекаются из стандартных шарикоподшипников. Высокая нагрузочная способность передачи обуславливается отсутствием деталей, испытывающих напряжения изгиба. Тела качения способны выдерживать давления порядка 5000 МПа при твердости 63-65HRC [6].

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Пат. 2020328 РФ, МКИ<sup>5</sup> F16 H1/32. Планетарная прецессионная передача / П.Н. Громыко – № 5004068/28; Заявл. 01.07.91; Опубл. 30.09.94., Бюл. № 18. – 4 с.
2. Плеханов Ф.И. Особенности проектирования планетарных передач с квазиэвольвентным внутренним зацеплением сателлита // Вестник машиностроения. – М., 2002. – № 8. – С. 3 – 5.
3. Игнатищев Р.М. Синусошариковые редукторы. – Мн.: Вышэйшая школа, 1983. – 107 с.
4. Лустенков М.Е. Эллипсоидные шариковые редукторы: геометрия и вопросы кинематики / МогГТУ. – Могилев, 2002. – 17 с. ил.
5. Крез А.И., Лустенков М.Е. Высокомоментный балонный ключ для грузовых автомобилей // Современные технологии в ремонтно-обслуживающем и машиностроительном производстве АПК: Тез. докл. междунар. науч.-техн. конф. / Под ред. В.С. Ивашко, Л.М. Кожуро, А.В. Крутова – Мн.: БГАТУ, 2000. – С. 176 – 177.
6. Пинегин С.В. Контактная прочность и сопротивление качению. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1969. – 242 с.