

Невзорова А.Б. – № 970239; Заявл. 08.05.97; Опубл. 30.12.01 // Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. камітэт эсп. Беларусь. – 2001.  
 3. Невзорова А. Б., Врублевский В. Б., Гафт Г. А. Технологическое моделирование новых подшипников скольжения // Инженер-механик, № 4 (13), - 2001. – С. 17-18

4. Невзорова А.Б., Врублевская В.И., Врублевский В.Б. Подшипники скольжения на основе древесины (обзор) // Материалы, технологии, инструмент. – 2002. – №3. С.46-53  
 5. Белоцерковский М.А. Разработка экономичного и высокоэффективного оборудования для газопламенного напыления // Наука производству, № 6 (19). С. 14 – 16.

УДК 621.83.06:621.883.5

## КЛЮЧ ДЛЯ ДЕМОНТАЖА ВЕДУЩИХ КОЛЕС ГРУЗОВИКОВ ЗИЛ И ГАЗ

*М.Е. ЛУСТЕНКОВ, к.т.н., Могилевский ГТУ*

Демонтаж ведущих колес грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ часто является довольно трудоемкой операцией. При длительной эксплуатации гайка прикипает к футорке (шпильке) и резьбовое соединение, крепящее колесо становится трудно-разъемным. Для срыва гайки к соединению необходимо приложить значительный крутящий момент, причем, при отворачивании, гайка может повернуться вместе с футоркой. Это осложняет демонтаж колеса и иногда требует срезания гайки автогенем [1]. В Могилевском ГТУ разработана конструкция ключа, облегчающего проведение этих операций. Ключ представляет собой ручной усилитель момента, созданный на основе шарикового зацепления.

Известно несколько типов передач с телами качения (шарикоподшипниковые, кулачковые, фрикционные и др.). Их целесообразно применять там, где традиционные зубчатые передачи, тем более, планетарные, не вписываются в диаметральные габариты устройств. В промышленности широкое распространение получили шаровинтовые передачи. Планетарные передачи с телами качения, где канавки под шарики выполнены синусоидальными и замкнутыми на цилиндрических поверхностях применялись при создании буровой техники для работы в скважинах [2]. Общим недостатком этих передач является сложность изготовления их деталей. Этот недостаток устраняется в предлагаемых эллипсоидных шариковых передачах, которые также являются передачами планетарного типа. Планетарные передачи предполагают наличие трех основных звеньев: ведущего, ведомого и заторможенного. В разработанной конструкции этими звеньями являются внутренний кулачок, вал с двумя шлицами и наружный кулачок. Роль сателлитов выпол-

няют тела качения (шарики). Рабочие поверхности кулачков образуются путем срезания (фрезерования) втулок под определенным углом, что не представляет технологических трудностей. При этом развертки рабочих поверхностей (эллипсов) кулачков на плоскость представляют собой одно-периодные синусоиды [3].

Разработанный на базе эллипсоидной шариковой передачи ключ является средством малой механизации. Ключ усиливает крутящий момент при отворачивании гаек и футорок крепящих ведущие колеса автомобилей, обеспечивая, при этом, гарантированное стопорение футорки при отворачивании гайки.

Технические параметры 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 (макс. диаметр корпуса х длина), мм.....	60 x 320
Длина съемной рукоятки, мм.....	400
Масса, кг.....	4,2

Схема ключа приведена на рис.1. Ключ состоит из ведущего вала 1, на торце которого исполнен внутренний кулачок, вала со шлицами 2, наружного кулачка 3, тел качения 4 и корпуса 5. Наружный кулачок 3 стопорится в корпусе посредством винтов 6. Конструкцией предусмотрена крышка корпуса 7 и съемная рукоятка 8, устанавливаемая в отверстие ведущего вала 1 со стопорным винтом 9.

Рассмотрим одну из возможных кинематических схем передачи подобного типа, где заторможенным звеном является наружный кулачок, а ведущим звеном является внутренний кулачок.

Передаточное отношение определяется согласно выражению

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

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_3$  – углы подъема эллипсов 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  $\alpha_1 = \alpha_3$  [2, 3].

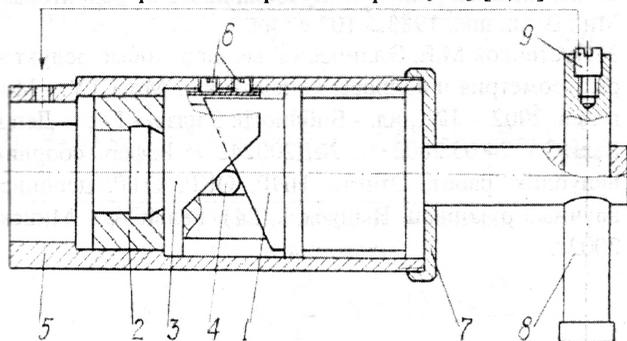


Рис.1. Ключ для демонтажа ведущих колес грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ

Проанализируем процесс взаимодействия звеньев редуктора, изображенный на рис.2. Рабочую поверхность (эллипс) ведущего вала 1 (внутреннего кулачка), рабочие поверхности ведомого вала 2 (вала со шлицами) и эллипс наружного кулачка 3 развернем на плоскость. При условии  $\alpha_3 > \alpha_1$  вершины эллипса наружного кулачка необходимо срезать для обеспечения работоспособности зацепления.

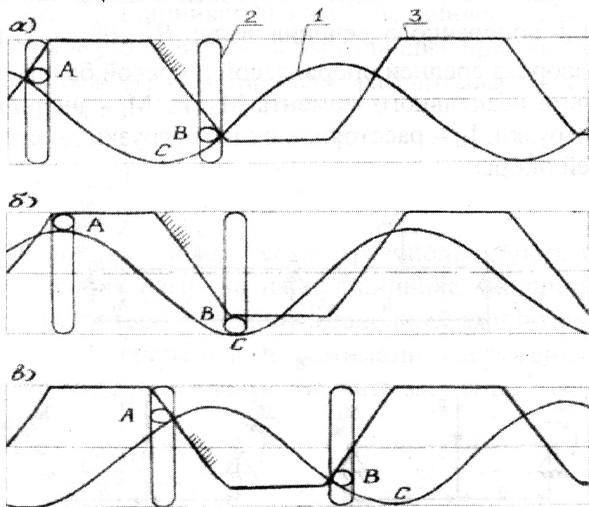


Рис.2. Работа эллипсоидного шарикового зацепления

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

При дальнейшем 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 В передает нагрузку, а тело качения А совершает холостой пробег.

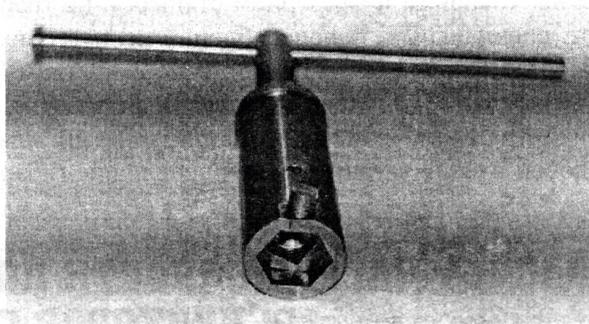


Рис.3. Общий вид ключа

Таким образом, для обеспечения увеличения крутящего момента на выходном валу передач необходимо перед работой повернуть ведущий вал для выхода тел качения со срезанных участков эллипса наружного кулачка. Передаточное отношение не постоянно в пределах одного цикла зацепления, однако условия работы таковы, что требуется кратковременное приложение нагрузки к соединению для срыва прихваченной резьбы, а не равномерное вращение.

Для развинчивания соединения ключ устанавливают так, чтобы шестигранное отверстие корпуса вошло в зацепление с гайкой, а квадратное отверстие вала со шлицами - с футоркой. При вращении ведущего вала 1 (рис.1) с помощью рукоятки 8, корпус вращается в сторону, противоположную направлению вращения ведущего вала. При этом вал со шлицами оказывается заторможенным и на нем создается реактивный крутящий момент, предотвращающий отворачивание футорки вместе с гайкой. Передаточное отношение редуцирующего узла при этой кинематической схеме определится

$$u = - \frac{\operatorname{tg}\alpha_3}{\operatorname{tg}\alpha_1}. \quad (2)$$

После снятия гайки, для отвинчивания футорки затормаживается корпус. Для этого стопорный винт 9 вывинчивается из рукоятки 8 и ввинчивается в отверстие в корпусе (см. стрелку на рис.1). Рукоятку следует вращать в сторону отворачивания футорки. При этом вал со шлицами станет ведомым звеном, а корпус затормозится, так как стопорный винт упрется в ступицу колеса. Передаточное отношение механизма при этом будет определяться по формуле (1).

К преимуществам эллипсоидных (траектории движения тел качения – эллипсы) шариковых передач можно отнести возможность реализации широкого диапазона значений передаточных отношений (в том числе и дробных) и технологичность деталей передачи, которые изготавливаются на токарном и фрезерном станках и не требуют специальных приспособлений и настройки. Передаточное отношение, согласно формулам (1) и (2), отличие от зубчатых передач, не зависит от диаметральных размеров. Разработанный ключ удобен в эксплуатации, имеет небольшие габари-

ты и вес и может применяться как в ремонтных мастерских, так и в полевых условиях. При необходимости, выходной вал ключа можно проектировать с возможностью присоединения к пневматическому или электрическому гайковерту.

*Литература*

1. 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. – тех. конф./ Под ред. В.С.Ивашко, Л.М.Кожуро, А.В.Крутова – Мн.: БГАТУ, 2000. –188 с: ил., С.176-177.
2. Игнатищев Р.М. Синусошариковые редукторы.- Мн.: Выш. шк., 1983. - 107 с.: ил.
3. Лустенков М.Е. Эллипсоидные шариковые редукторы: геометрия и вопросы кинематики / МогГТУ. - Могилев, 2002. - 17с.: ил. - Библиогр: 5 назв. - Рус. - Деп в БелИСА 24.05.2002 г., №Д200242 // Рефер. сборник непублик. работ. Отчеты НИР, ОКР, ОТР, депонир. научные рукописи. Выпуск 1 (24). БелИСА. - Минск, 2002г.

УДК 621.822.6-192

## РАСЧЕТ НАГРУЖЕННОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И ВАЛОВ РЕДУКТОРОВ С ТРЕМЯ ОПОРАМИ

*В.В. Грицкевич, ведущий научный сотрудник, к.т.н.,  
Института механики и надежности машин НАНБ*

Расчет подшипников трехопорных валов представляет значительные трудности из-за статической неопределенности опор. Использование метода конечных элементов для расчетов опор сложных редукторных узлов является трудоемким и малоэффективным ввиду большого числа расчетных режимов, что не позволяет автоматизировать наиболее трудоемкие этапы проектирования. Поэтому была разработана специальная методика на основе метода трех моментов, с помощью которой рассчитываются реакции и реактивные моменты в опорах, углы поворота и прогибы в произвольном сечении вала и другие параметры.

На рис.1 показана схема нагружения трехопорной балки, которая согласно методу трех моментов разделяется на две двухопорные конструкции, а взаимное влияние балок учитывается с помощью приложенного к средней опоре реактивного момента  $M_2$ . В табл. 1 даны основные аналитические зависимости для расчета нагруженности и прогибов трехопорных конструкций, где приняты следующие обозначения:  $A_1, A_2, A_3$  – реакции в

опорах;  $A_{10}, A_{20}, A_{30}$  – реакции в опорах двухопорных балок без учета реактивного момента  $M_2$ ;  $M_1, M_2, M_3$  – моменты, приложенные к соответствующим опорам;  $l_1, l_2$  – расстояние между опорами;  $E, J$  – модуль упругости и момент инерции поперечного сечения вала;  $\theta_{20}^l, \theta_{20}^r$  – углы поворота средней опоры левой и правой балок без учета реактивного момента  $M_2$ ;  $P_1, M_1$  – внешние нагрузки;  $l_{2i}$  – расстояние от  $i$ -й нагрузки до средней опоры.

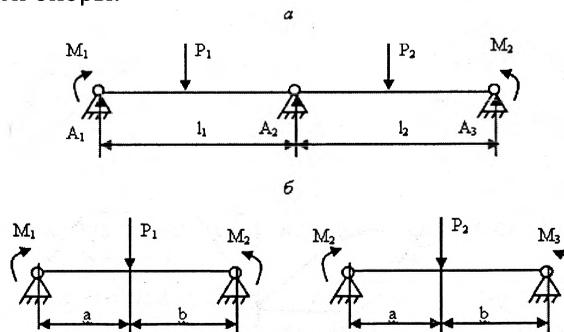


Рис.1. Схема нагружения трехопорной (а) и входящих в ее состав двухопорных (б) балок