

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алимов О.Д., Манжосов В.К., Еремянц В.Э. Метод расчета ударных систем с элементами различной конфигурации. – Фрунзе: Илим, 1981. – 70 с.
2. Жуков И.А. Формирование упругих волн в волноводах при ударе по ним полукатеноидальными бойками: Дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 2005. – 132 с.
3. Янцен И.А. Изыскание и исследование систем с гидропневмоударными устройствами применительно к созданию исполнительных органов машин активного действия: Дис. ... д-ра техн. наук. – Томск, 1972. – 268 с.
4. Дерюшева В.Н., Крауиньш П.Я. Модель первого каскада пневмогидравлического ударного механизма // Современные техника и технологии: Труды XII Междунар. научно-практ. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. – Томск, 2006. – Т. 1. – С. 219–221.
5. Дерюшева В.Н., Крауиньш П.Я. Влияние потерь на формирование энергии удара // Современные проблемы машиностроения: Труды III Междунар. научно-технич. конф. – Томск, 2006. – С. 160–162.
6. Дерюшева В.Н., Крауиньш П.Я. Исследование влияния отклонения корпуса на цикл работы пневмогидравлического ударного механизма // Современные техника и технологии: Труды XIII Междунар. научно-практ. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. – Томск, 2007. – Т. 1. – С. 240–242.
7. Свешников В.К. Станочные гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1995. – 448 с.

Поступила 29.06.2009 г.

УДК 621.83

### АНАЛИЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ РЕДУКТОРА ДЛЯ ПРИВОДА ПОДАЧ БУРОВОЙ КОРОНКИ ГОРНОШАХТНОГО КОМБАЙНА

Е.А. Ефременков

Томский политехнический университет  
E-mail: ephrea@mail.ru

*Рассмотрены кинематические схемы передач с промежуточными телами качения, выполнен их структурный анализ, сравнительный анализ технических характеристик различных конструкций планетарного редуктора. Выбрана схема планетарного редуктора привода подач буровой коронки.*

#### Ключевые слова:

*Передачи с промежуточными телами качения, редуктор блока подач, кинематическая схема, структурный анализ, степень свободы.*

#### Key words:

*Transmissions with intermediate solids of revolution, reducer of feeding unit, kinematic scheme, structural analysis, degree of freedom.*

При проектировании буровых машин для горно-шахтных проходческих комбайнов возникла проблема уменьшения диаметральных габаритов редуктора для привода подач буровой коронки, металлоемкости, а также повышения надежности и ресурса. В настоящее время в этом механизме используется двухступенчатая эвольвентная планетарная передача, однако диаметральные габаритные размеры редуктора не устраивают потребителя, поскольку весь механизм не может разместиться в выработке. Эта проблема была обозначена одним из машиностроительных предприятий. Существующий планетарный редуктор имеет диаметральный габарит 640 мм, осевой – 830...900 мм, передаточное отношение  $U=60$ , выходной крутящий момент 20 кН·м, ресурс работы редуктора 12 тыс. ч. По заданию заказчика необходимо при том же передаточном отношении и крутящем моменте обеспечить диаметральный габаритный размер не более 400 мм, а ресурс работы 20 тыс. ч.

Использованием приводных механизмов на базе передач с промежуточными телами качения

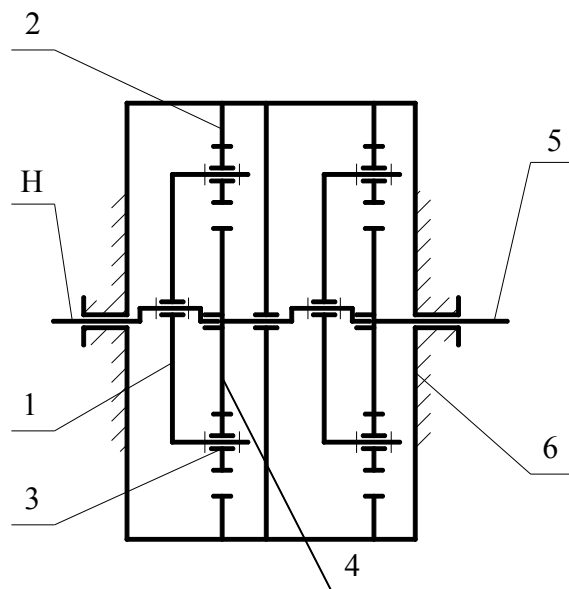
(ПТК) можно достичь наименьших габаритных размеров механизма. Редукторы на базе передач с ПТК изготавливаются рядом фирм г. Томска. Однако редукторы, выпускаемые предприятиями в настоящее время, не могут обеспечить весь комплекс требуемых технических характеристик. В российской литературе кинематические схемы передач с ПТК практически не рассмотрены [1]. Недавно была выполнена работа [2], в которой подробно рассматривалась схема, на основе которой проектируются и изготавливаются редукторы томскими фирмами. Поэтому необходима разработка новых схем передач с ПТК, способных обеспечить комплекс необходимых технических характеристик. Ниже проведем анализ кинематических схем различных передач, позволяющих снизить диаметральные габаритные размеры механизма.

Уменьшить габаритные размеры с одновременным увеличением нагрузочной способности редуктора можно, используя планетарные передачи с внецентроидным зацеплением [1]. В указанной монографии описаны в основном цевочные передачи,

у которых цевки находятся либо в корпусе, либо закреплены на диске, эксцентрично установленном на валу. Цевочное зацепление позволяет значительно уменьшить габаритные размеры механизма, но нагрузочная способность всей передачи ограничивается нагрузкой, воспринимаемой осями, на которых установлены цевки.

Проанализируем возможность использования цевочной планетарной передачи без механизма параллельных кривошипов [1], для редуктора блока подачи буровой коронки. С целью обеспечения минимального диаметрального габарита механизма (не более 400 мм, осевой габарит не лимитирован) целесообразно проектировать двухступенчатый редуктор. Рассмотрим кинематическую схему (рис. 1).

Определим число степеней свободы одноступенчатого цевочного механизма (первая ступень по рис. 1) для проверки правильности составленной кинематической схемы. Рассмотрев здесь передачу движения, выполним структурный анализ механизма.



**Рис. 1.** Двухступенчатая схема трехзвенного планетарного цевочного механизма без параллельных кривошипов: Н – водило; 1) колесо с цевками; 2) колесо с внутренним циклоидальным профилем; 3) цевки; 4) колесо с наружным циклоидальным профилем; 5) выходной вал; 6) корпус

В схеме трехзвенного планетарного цевочного механизма (рис. 1) движение передается от водила Н, которое является входным звеном передачи, диску – 1 с цевками – 3, установленным на водиле через опоры качения. Цевки – 3, отталкиваясь от циклоидального профиля центрального колеса – 2, неподвижно установленного в корпусе, передают движение подвижному центральному колесу – 4, которое является выходным звеном механизма.

Выполним структурный анализу механизма: водило с корпусом соединяется посредством опор качения, значит кинематическая пара Н-2 является одноподвижной – вращательной ( $p_2$ ). Далее, кинематическая пара водило-диск (Н-1) также одно-

подвижная и также является кинематической парой V класса ( $p_3$ ). Оси цевок жестко установлены в диске и являются одним звеном, в то время, как сами цевки образуют с осями, а соответственно и с диском, вращательную кинематическую пару (1-3) V класса ( $p_3$ ). Причем количество кинематических пар равно количеству цевок. Кроме того, цевки образуют кинематические пары IV класса с неподвижным центральным колесом (3-2) и подвижным, выходным колесом (3-4). Выходное профильное колесо образует с корпусом вращательную кинематическую пару V класса (4-2). Таким образом, рассматриваемый механизм состоит из четырех подвижных звеньев, четырех кинематических пар V класса ( $p_3$ ) и двух IV класса ( $p_4$ ). Рассматривая механизм, считаем, что передача движения осуществляется одним роликом, который одновременно контактирует с профилями двух колес.

Степень подвижности механизма можно определить по формуле Чебышева, поскольку данный механизм является плоским [1–4],

$$W = 3n - 2p_3 - p_4 = 2.$$

Одна степень свободы, является местной – вращение цевки (гильзы) относительно своей оси, следовательно, рассматриваемый механизм имеет одну степень свободы при неподвижном одном из центральных колес. Таким образом, доказано, что выходное звено передачи имеет только вращательное движение и дополнительных преобразовательных устройств не требуется.

Основываясь на кинематической схеме (рис. 1) был спроектирован редуктор для привода подачи буровой коронки. Редуктор имеет осевой габаритный размер 620...700 мм и диаметральный – 400 мм. Эти габаритные размеры соответствуют предъявляемым требованиям, но при этом обеспечивается ресурс работы равный 15 тыс. ч. Напомним, требование к ресурсу – 20 тыс. ч, хотя существующий редуктор обеспечивал меньший ресурс (12 тыс. ч). При конструктивном исполнении рассмотренной схемы диск – 1 (рис. 1) превращается в широкое кольцо, и оси цевок размещаются по его торцу. Это влияет на диаметральный габаритный размер редуктора и способность воспринимать значительные усилия в зацеплении.

Увеличить нагрузочную способность редуктора можно, сделав цевки свободными от осей. Так, исключив оси, сохранив цевкам вращательное движение относительно своих осей и ограничив поступательное движение вдоль тех же осей, расположив их в обойме, можно получить передачу с ПТК. Цевки, лишившиеся осей, можно сделать полностью из металла и получить тело качения, которое выполняет ту же функцию, но подвержено меньшим деформациям. Следовательно, передача с промежуточными телами качения способна выдерживать большие нагрузки, оставаясь в тех же габаритных размерах, что и цевочная передача. В то же время, устанавливая обойму на опорах, аналогично

диску с цевками, и исключая ее из силовой цепочки передачи, т. е. оставляя ее свободной от жесткого соединения с другими звеньями передачи, получаем передачу с ПТК и свободной обоймой.

В Томском политехническом университете было разработано несколько схем передач с ПТК и свободной обоймой [5–7]. На основе этих схем можно спроектировать высоконагруженный компактный редуктор для привода подач буровой коронки. Рассмотрим далее два варианта кинематической схемы редуктора привода подач с использованием различных компоновок передачи с ПТК и свободной обоймой.

Первый вариант – схема четырехзвенного планетарного механизма с ПТК и свободной обоймой. На рис. 2 представлена двухступенчатая схема редуктора с промежуточными телами качения и свободной обоймой, для обеспечения диаметрального габаритного размера.

Движение в редукторе передается от водила Н, которое является входным звеном передачи и имеет два колена, диску или профильному колесу – 1 (в различных компоновках может быть использовано одно либо другое), которое передает движение на тела качения – 5. В свою очередь тела качения – 5, попадая в клин между диском/колесом – 1 и профилем неподвижного центрального колеса – 3, начинают обкатываться по профилю последнего, заставляя вращаться сепаратор – 2, и сообщают вращательное движение диску/колесу – 1. Звено – 1, являющееся выходным звеном передачи, соединено с выходным валом редуктора – 4 через механизм параллельных кривошипов – 6, который обеспечивает вращательное движение выходного вала редуктора.

Рассмотрим структуру первой ступени механизма. Водило Н с корпусом – 3 образуют вращательную кинематическую пару пятого класса ( $H-3 - p_5$ ). Также водило Н образует кинематические пары с сепаратором – 2 и диском/колесом – 1, обе эти пары также вращательные:  $H-1 - p_5$ ;  $H-2 - p_5$ . Роликовое тело качения – 5 образует кинематическую пару четвертого класса с диском/колесом – 1 и неподвижным колесом:  $1-5 - p_4$ ;  $5-3 - p_4$ . Кроме того, тело качения образует кинематическую пару пятого класса (вращательную) с сепаратором,  $2-5 - p_5$ . Тело качения находится в пазу сепаратора, оно не прикреплено к сепаратору, но вращается вместе с ним и имеет возможность вращаться относительно своей оси. Таким образом, кинематика, изображенная на схеме (рис. 2), справедлива для тела качения. Кривошип 6 имеет две вращательные кинематические пары с диском/колесом – 1 и выходным валом – 4:  $1-6 - p_5$ ;  $6-4 - p_5$ . Выходной вал – 4 образует с корпусом вращательную кинематическую пару пятого класса  $4-3 - p_5$ .

Определим степень подвижности передачи с ПТК без механизма параллельных кривошипов (рис. 2, первая ступень). Число подвижных звеньев равно  $n=4$ ; кинематических пар пятого класса –

$p_5=4$ ; кинематических пар четвертого класса –  $p_4=2$ , тогда

$$W=3n-2p_5-p_4=2.$$

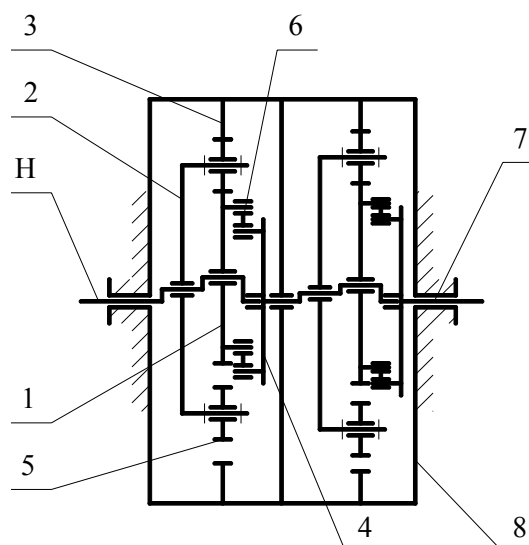


Рис. 2. Двухступенчатая схема четырехзвенного планетарного механизма с ПТК: Н – водило; 1) колесо с наружным циклоидальным профилем (кулачок); 2) обойма (сепаратор); 3) колесо с внутренним циклоидальным профилем (венец); 4) диск выходного вала; 5) промежуточные тела качения; 6) механизм параллельных кривошипов; 7) выходной вал; 8) корпус

Здесь, аналогично предыдущему случаю, имеет место локальная степень свободы, – это вращение тела качения относительно своей оси. Вычитая ее, получаем у данного механизма одну степень подвижности  $W=1$ . Однако, надо учесть что выходное звено будет совершать планетарное движение, поскольку само находится на эксцентрике и вращается относительно своей оси и оси передачи. Поэтому необходим дополнительный преобразующий механизм.

Рассмотрим механизм в целом (первую ступень по рис. 2), мы получим тот же результат. Действительно – в этом случае число подвижных звеньев –  $n=6$ ,  $p_5=7$ ;  $p_4=2$ , тогда

$$W=3 \cdot 6 - 2 \cdot 7 - 2 = 2.$$

Как видим, имеет место та же местная степень подвижности тела качения, а механизм в целом обеспечивает только вращательное движение выходного вала редуктора.

Редуктор, спроектированный по данной кинематической схеме (рис. 2), имеет габаритные размеры: длина – 900...1000 мм, диаметр – 455 мм и обеспечивает ресурс 20 тыс. ч. Т. о. необходимый ресурс обеспечен, но диаметральный габарит превышен. Возросли не только диаметральный, но и осевой габариты; причем осевой габарит вырос и по сравнению с прототипом. Несмотря на превышение осевого габарита металлоемкость изделия снижается. Например, объем занимаемый прототипом (эвольвентным планетарным редуктором) – примерно 290 л, а объем редуктора по схеме 2 – менее 150 л.

Рассматриваемый механизм превышает требуемый диаметральный габарит более чем на 50 мм. Анализ возможности снижения диаметра редуктора по данной схеме показал невозможность реализации редуктора по данной схеме с меньшим габаритным размером при требуемых силовых характеристиках. Увеличение габаритного размера произошло из-за применения механизма параллельных кривошипов, реализованного по схеме (рис. 2, поз. 6) конструктивно показан на рис. 3. Следует сказать, что увеличение осевого размера произошло по той же причине. Показанная на рис. 3 конструкция параллельных кривошипов выбрана для снижения трения скольжения в редукторе.

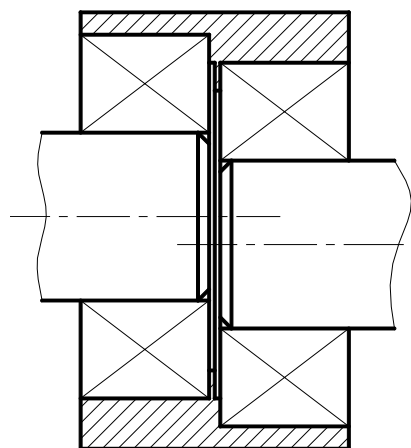


Рис. 3. Конструкция механизма параллельных кривошипов

Таких кривошипов на торце диска выходного вала редуктора располагается четыре (применение пяти и более, очевидно, приведет к еще большему увеличению диаметрального габарита, т. к. необходимо будет увеличить радиус, на котором они будут расположены).

Второй вариант – кинематическая схема дифференциального редуктора с ПТК и свободной обоймой (рис. 4) с целью достижения приемлемого диаметрального габаритного размеров, необходимого ресурса и надежности.

Данная схема работает следующим образом: движение передается от водила Н на блок профильных колес – 1, состоящий из двух колес с циклоидальными профилями – 2 и 3. Профильное колесо – 2 вводит первую группу тел качения – 4 в клин между своим профилем и профилем неподвижного центрального колеса – 5, при этом тела качения – 4 обкатываются по профилю последнего и сообщают вращательное движение обойме-сепаратору – 6 и блоку профильных колес – 1 через колесо – 2. Таким образом, блок профильных колес (через колесо – 3) передает движение второй группе тел качения – 7, которые передают вращение подвижному центральному профильному колесу – 8, которое жестко соединено с выходным валом редуктора.

Проведем структурный анализ данной схемы. Как и в предыдущем случае, водило Н образует с

корпусом 5 и обоймой 6 вращательные кинематические пары пятого класса: Н-5 –  $p_5$ ; Н-6 –  $p_5$ . Кроме того водило дополнительно образует такие же пары с блоком профильных колес – 1 и дополнительным сепаратором 9: Н-1 –  $p_5$ ; Н-9 –  $p_5$ . Блок профильных колес – 1 образует кинематические пары четвертого класса с каждым телом качения из двух групп – 4 и 7. Причем колесо – 2 блока 1 кинематически связано с первой группой тел качения – 4 ( $2-4 - p_4$ ), а колесо – 3 – со второй ( $3-7 - p_4$ ). Далее тела качения – 4 образуют с профилем неподвижного центрального колеса 5 кинематическую пару четвертого класса, а тела качения – 7 аналогичную пару с подвижным колесом – 8: ( $4-5 - p_4$ ,  $7-8 - p_4$ ). Тела качения образуют вращательную кинематическую пару пятого класса, каждая со своим сепаратором:  $4-6 - p_5$ ,  $7-9 - p_5$ . Поскольку подвижное центральное колесо – 8 жестко связано с выходным валом редуктора, то они рассматриваются как единое звено, которое образует с корпусом вращательную кинематическую пару пятого класса:  $8-5 - p_5$ .

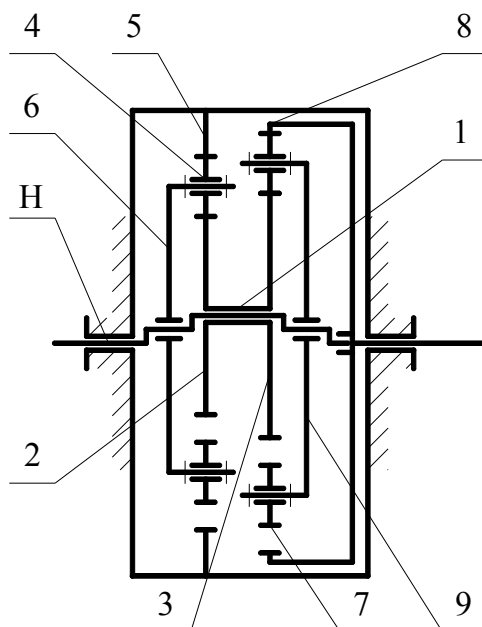


Рис. 4. Кинематическая схема дифференциального редуктора с ПТК и свободной обоймой: Н – водило; 1) блок профильных колес; 2) первый наружный циклоидальный профиль; 3) второй наружный циклоидальный профиль; 4) первая группа тел качения; 5) неподвижное колесо с внутренним циклоидальным профилем (венец неподвижный, корпус); 6) первая обойма-сепаратор; 7) вторая группа тел качения; 8) ведомое колесо с внутренним циклоидальным профилем (венец выходной); 9) вторая обойма-сепаратор

Рассчитаем степень подвижности механизма по рассматриваемой схеме (рис. 4). Здесь число подвижных звеньев равно  $n=7$ , кинематических пар пятого класса –  $p_5=7$ ; кинематических пар четвертого класса –  $p_4=4$ , тогда

$$W=3 \cdot 7 - 2 \cdot 7 - 4 = 3.$$

Две из получившихся трех степеней подвижности относятся к местным – вращение роликов от-

носителем своих осей, в отличие от предыдущей схемы имеем две группы роликов. Таким образом, рассмотренная кинематическая схема имеет одну степень подвижности и не требует дополнительно механизма преобразования движений по сравнению с предыдущей (рис. 2).

По рассмотренной схеме (рис. 4), был спроектирован редуктор, осевой габаритный размер которого до 550...600 мм, диаметральный габаритный размер до 400 мм. Данный механизм, как и предыдущий редукторы, рассчитан на ресурс 20 тыс. ч. Редуктор может быть использован в приводе подачи буровой коронки. Коэффициент полезного действия редуктора, спроектированного по схеме (рис. 4), может быть ниже, чем у предыдущих схем, т. к. он реализован по аналогии со схемой 2К-Н [3]. Однако требуемое передаточное число ( $U=60$ ) для данной схемы является средним из диапазона рекомендованных [3], поэтому редуктор может быть реализован с достаточно высоким значением КПД (ориентировочно не ниже 0,8).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шанников В.М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением. – Л.: МАШГИЗ, 1948. – 172 с.
2. Ершов Ю.В. Анализ и синтез планетарных передач К-Н-V с промежуточными телами качения: Дис. ... канд. техн. наук. – Новочеркасск, 2007. – 242 с.
3. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. – Л.: Машиностроение, 1966. – 308 с.
4. Теория механизмов и машин / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
5. Пат. 2319051 РФ. МПК<sup>8</sup> F16H 1/00, 25/06. Передача с промежуточными звеньями / Е.А. Ефременков, Ан И-Кан, Э.Н. Панкратов. Заявлено 27.07.2006; Оpubл. 10.03.08, Бюл. № 7. – 6 с.: ил.

Исследования, проводимые ранее [8], показали достаточно высокое экспериментально определенное значение КПД механизма ( $\eta=0,844$ ), выполненного по рассматриваемой схеме, при более высоком передаточном отношении ( $U=253$ ). Это достигается за счет применения ПТК, что позволяет снизить потери на трение в зацеплении передачи.

#### Выводы

Предложены новые кинематические схемы передач с промежуточными телами качения и свободной обоймой, выполнен их структурный анализ. Спроектированы конструкции редуктора привода подачи буровой коронки горношахтного комбайна. Показано, что среди рассмотренных конструкций планетарных передач наилучшим по техническим характеристикам (компактность и металосбережение, надежность, срок службы) является редуктор, спроектированный на базе дифференциальной передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой.

6. Пат. 2323378 РФ. МПК<sup>8</sup> F16H 1/32, 25/06. Передача с промежуточными роликовыми звеньями / Е.А. Ефременков, К.Г. Шибинский, А.К. Мартынов. Заявлено 17.04.2006; Оpubл. 27.04.08, Бюл. № 12. – 3 с.: ил.
7. Пат. 2327068 РФ. МПК<sup>8</sup> F16H 1/00, 25/06. Передача со свободной обоймой / Е.А. Ефременков, К.Г. Шибинский, А.К. Мартынов, С.В. Хлыст, А.Г. Иванов. Заявлено 16.10.2006; Оpubл. 20.06.08, Бюл. № 17. – 3 с.: ил.
8. Ефременков Е.А. Разработка методов и средств повышения эффективности передач с промежуточными телами качения: Дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 2002. – 126 с.

Поступила 08.04.2009 г.