

УДК 621 . 865

Л. А. Борисенко, д-р техн. наук, проф.

ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ГИБКИМИ СВЯЗЯМИ

В статье излагаются принципы построения, элементы теории и приводится общая классификация планетарных механизмов с гибкими связями, а также некоторый опыт конструирования таких механизмов. В качестве гибких связей используются плоские, поликлиновые и зубчатые ремни, а также различные виды цепей. Это новый, совершенно неизученный класс планетарных механизмов, занимающий место в общем ряду с известными планетарными механизмами с зубчатыми колесами и волновыми передачами.

В основе образования планетарного механизма с гибкой связью лежит обычная рядовая передача с гибкой связью. Способ преобразования рядового механизма с гибкой связью в планетарный аналогичен способу преобразования обычной рядовой зубчатой передачи в планетарный механизм. Суть его в следующем. Если стойке рядовой передачи сообщить вращение вокруг одного из колес, принятого за неподвижное, – получим планетарную передачу. На рис. 1 показано две схемы передач с гибкой связью – рядовая и образованная из нее планетарная. Если придать стойке рядовой передачи с гибкой связью вращение вокруг оси звездочки 2, то звездочка 1 благодаря гибкой связи 3 получит вращение, а стойка рядовой передачи с гибкой связью превратится в водило H . Далее вращение звездочки 1, уже рассматриваемой как сателлит,

следует передать выходному звену механизма. Передаточное отношение полученной передачи определяется отношением угловой скорости водила H к угловой скорости сателлита 1.

Представленная на рис. 1 схема служит для пояснения принципа образования планетарного механизма с гибкой связью и не может быть использована на практике в качестве редуктора при представленных на рисунке относительных размерах звеньев из-за большого межосевого расстояния. Суть предложения автора, защищенного патентом РБ № 4493 [1], состоит в том, что межосевое расстояние между звеньями 1 и 2 (длина водила H) уменьшено до минимального эксцентриситета, которого можно достичь, при этом звенья 1 и 2 находятся в разных плоскостях так, как это представлено на рис. 2.

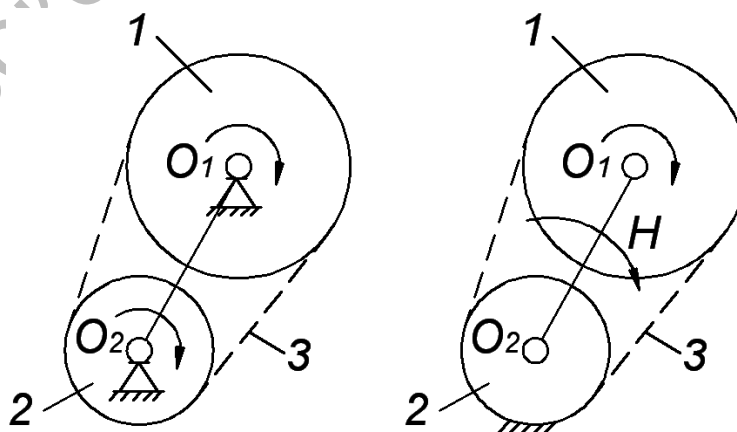


Рис. 1. Принцип преобразования рядового механизма с гибкой связью в планетарный механизм с гибкой связью

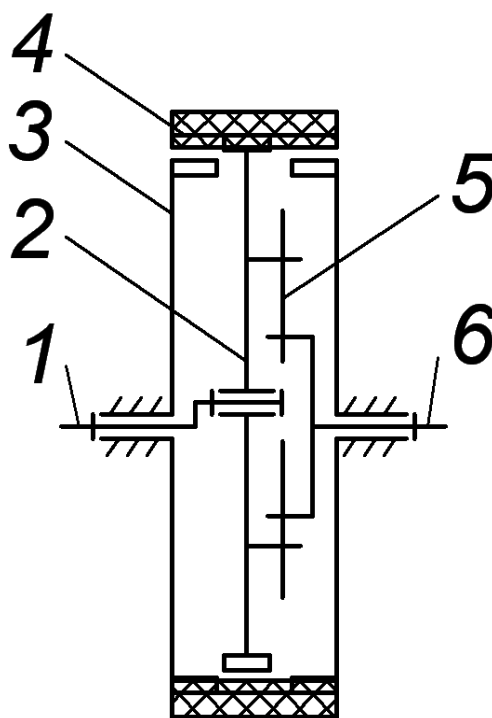


Рис. 2. Принципиальная схема планетарного механизма с гибкой связью

Эту схему можно рассматривать как нечто среднее между волновым и планетарным механизмами. По отношению к ним механизм обладает рядом полезных свойств. Автор определяет эту схему как планетарную передачу с гибкой связью. Основным активным элементом ее является гибкая связь, охватывающая примерно половину диаметра шкива и покоящаяся на нем. Этим она отличается от гибкой металлической оболочки, используемой в волновых передачах, контактирующей только некоторой частью и непрерывно деформирующейся.

На рис. 2 представлена принципиальная схема планетарного механизма с гибкой связью, по которой выполняются все рассматриваемые здесь механизмы. На этой схеме гибкая связь показана условно в виде зубчатого ремня 4. Неподвижный шкив 3 выполнен из двух симметричных половин. Это обеспечивает равномерное распределение нагрузки по ширине и устраняет возможный перекос

гибкой связи 4. При вращении эксцентрикового вала 1 получает вращение шкив-сателлит 2. Находясь в зацеплении с гибкой связью 4, которая, в свою очередь, находится в зацеплении с неподвижным шкивом 3, шкив-сателлит совершает два вращения: вокруг собственной оси сателлита и вокруг центральной оси механизма. Вращение вокруг собственной оси посредством механизма передачи вращения между параллельными валами с передаточным отношением, равным единице (в теории планетарных передач его принято называть механизмом W [2]), передается выходному валу.

Иногда высказывается мнение, что это вариант волновой передачи с одной волной деформации. Однако при внимательном анализе обнаруживается, что планетарный механизм с гибкой связью нельзя отождествить с волновой передачей. Принципиальным отличием является то, что здесь нет относительного

движения гибкой связи по шкиву, как это происходит в волновой передаче с гибким звеном, и гибкая связь покоится на дуге обхвата шкива.

Механизм с гибкой связью может иметь два исполнения: с вращающимся сателлитом и с сателлитом, совершающим круговое поступательное движение без поворота. Таким образом, возможно два исполнения. В качестве основных параметров механизмов приняты диаметры делительных окружностей шкивов. Здесь D_1 – диаметр делительной окружности сателлита, D_2 – диаметр делительной окружности неподвижного шкива. Возможны различные сочетания диаметров делительных окружностей. В итоге возникает четыре модификации механизмов: две – для механизмов первого исполнения и две – для второго. Передаточное отношение для механизмов первого исполнения вычисляется по формуле

$$i = 1 / (1 - D_2/D_1).$$

Для механизмов второго исполнения

$$i = D_2 / D_1 / (D_2/D_1 - 1).$$

Здесь отношение D_2/D_1 можно рассматривать как передаточное отношение сопутствующей рядовой передачи.

Формулы для передаточного отношения выведены на основе применения известного в теории механизмов метода обращения движения [3].

Графики зависимости передаточного отношения планетарной передачи с гибкой связью от передаточного отношения сопутствующей ей рядовой передачи с гибкой связью имеют характерный вид гиперболы [6]. На графиках имеется асимптота при значении $D_2 / D_1 = 1$ и передаточное отношение в этой точке стремится к бесконечности. Практически это означает, что при равенстве диаметров неподвижного и подвижного шкивов при вращении входного вала выходной вал неподвижен. В таком случае точки на шкиве-сателлите движутся по круговой траектории, а сам шкив совершает движе-

ние без поворота – круговое поступательное движение. Такое применение этот механизм, в частности, находит в манипуляторах для обеспечения плоскопараллельного движения [7].

Аналогичным образом можно исследовать графики для остальных модификаций механизма с гибкой связью. Анализ графиков позволяет выявить еще ряд интересных особенностей этого механизма. В диапазоне передаточных отношений сопутствующей рядовой передачи от 0 до 2 механизм является редуктором, при больших значениях – мультипликатором. При значении $D_2 = 2D_1$ механизм в режиме редуктора замедляет скорость вращения в 2 раза при сохранении направления вращения, а при $D_1 = 2D_2$ – реверсирует входное движение, но сохраняет величину скорости.

Из всего диапазона параметров существования механизма практический интерес представляет участок кривой со значениями передаточного отношения сопутствующей рядовой передачи в районе единицы, т. е. при близости значений делительных диаметров шкивов. Заметим, что сами абсолютные значения диаметров шкивов на передаточное отношение не влияют, а также не влияет на передаточное отношение длина гибкой связи. Отсюда следует, что гибкую связь для уменьшения габаритов передачи следует выбирать предельно короткой. Длина гибкой связи для передачи с фрикционным принципом передачи движения ведется по известным формулам для ременной передачи [4].

Геометрический расчет передачи, в которой используется гибкая связь в виде цепи, производится по аналогии с ременной передачей с учетом того, что звездочки заменяются шкивами с диаметрами, равными диаметрам делительных окружностей звездочек, а цепь представляется в виде гибкой нити, причем длина ее кратна числу звеньев цепи.

Межосевое расстояние такой передачи (оно же представляет эксцентриситет

ведущего вала) вычисляется по формуле [5]

$$E = \frac{t}{4} \left[\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right],$$

где E – эксцентриситет входного вала; t – шаг цепи; L_t – число звеньев цепи; z_1 и z_2 – числа зубьев сателлита и неподвижной звездочки соответственно. Обычно эта

разница равна единице, а число звеньев цепи на единицу больше числа зубьев наибольшей из звездочек, поэтому формула может быть приведена к более простому виду.

В связи с существованием различных видов гибких связей планетарные передачи с гибкими связями весьма разнообразны – отсюда вытекает необходимость их классификации. На рис. 3 представлена классификационная схема таких механизмов.

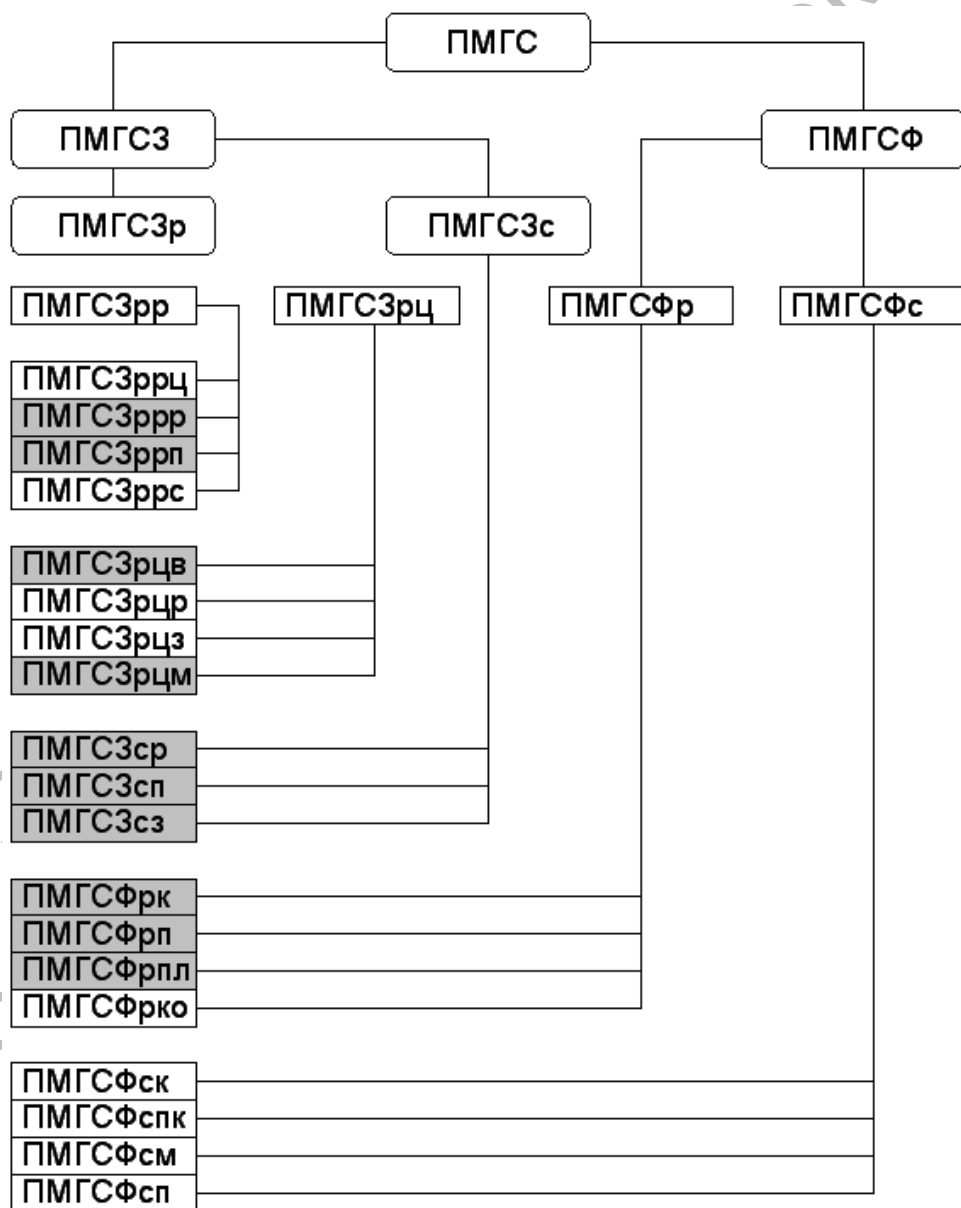


Рис. 3. Классификационная схема планетарных механизмов с гибкими связями

Планетарные механизмы с гибкими связями (ПМГС) классифицируются по следующим признакам (см. рис. 3).

Прежде всего ПМГС делятся на две категории: работающие по принципу зацепления (ПМГСЗ) и работающие на фрикционном принципе (ПМГСФ).

ПМГС зацепления подразделяются на две категории: работающие по принципу растяжения (ПМГСЗр) и по принципу сжатия гибкой связи (ПМГСЗс).

ПМГС зацепления, работающие по принципу растяжения, бывают с ремнем (ПМГСЗрр) и с цепью (ПМГСЗрц).

ПМГС зацепления, работающие по принципу растяжения с ремнем, по виду ремня бывают: с цельнометаллическим ремнем (ПМГСЗррц), с резиновым ремнем (ПМГСЗррр), с полиуретановым ремнем (ПМГСЗррп), с сборным ремнем (ПМГСЗррс).

ПМГС зацепления, работающие по принципу растяжения с цепью, бывают: с втулочной цепью (ПМГСЗрцв), с роликовой цепью (ПМГСЗрцр), с зубчатой цепью (ПМГСЗрцз), с многозубчатой цепью (ПМГСЗрцм).

ПМГС зацепления, работающие по принципу сжатия, бывают с роликами (ПМГСЗср), с пальцами (ПМГСЗсп), с зубчатыми сегментами (ПМГСЗсс).

ПМГС фрикционные (ПМГСФ) работают по принципу растяжения (ПМГСФр) и по принципу сжатия гибкой связи (ПМГСФс).

ПМГС фрикционные, работающие по принципу растяжения, бывают клиноремными (ПМГСФрк), поликлиновыми (ПМГСФрп), плоскоремными (ПМГСФрпл), комбинированными (ПМГСФрко).

ПМГС фрикционные, работающие по принципу сжатия гибкой связи (ПМГСФс), бывают с клиновыми сегментами (ПМГСФск), с поликлиновыми сегментами (ПМГСФспк), с металлическими сегментами (ПМГСФсм), с полимерными сегментами (ПМГСФсп).

Приведенная выше классификационная схема насчитывает 19 разновидностей механизмов и по-видимому еще не исчерпана, т. к. могут быть разработаны новые типы гибких связей, с появлением которых она может быть дополнена. Какие из схем являются эффективными и имеют право на существование покажут дальнейшие исследования.

ПМГС являются альтернативой волновым передачам и отличаются от них высокой технологичностью. Они могут использоваться в широком диапазоне передаваемых мощностей. ПМГС отличаются простотой устройства и широким спектром возможного применения.

На кафедре «Основы проектирования машин» Белорусско-Российского университета проводятся исследования в области создания редукторов для мехатронных устройств на основе использования гибких связей. В классификационной схеме на рис. 3 выделением отмечены уже спроектированные и реализованные макеты. К настоящему времени в наибольшей степени разработаны лабораторные образцы планетарных редукторов с зубчатыми ремнями различного вида с передаточными отношениями 25; 42; 65; 68, а также цепные передачи различного типа.

В случае применения зубчатых цепей в связи с одновременным участием в передаче усилия большого числа зубьев (до половины числа зубьев звездочки) уменьшаются габариты передачи при сохранении высокой нагрузочной способности. Особенно эффективно в этом случае применение зубчатых цепей. Поскольку основная часть цепи, участвующая в передаче усилия, покоится на звездочке, поворот в шарнирах в момент перехода с подвижной звездочки на неподвижную из-за малой разности диаметров невелик и соответственно невелика угловая скорость, а следовательно, и потери на трение в шарнире. Коэффициент полезного действия такой

передачи должен быть не ниже 0,9 (коэффициент полезного действия рядовой цепной передачи при хороших условиях смазки достигает 0,99 [5]). Зубчатые цепи обеспечивают более плавную работу с меньшим шумом, чем роликовые цепи. Они обеспечивают также высокую кинематическую точность передачи благодаря равномерному изменению шага в процессе работы и обладают повышенной надежностью вследствие отсутствия роликов и втулок, а также благодаря тому, что разрыв одной пластины не приводит к разрыву всего звена.

Зубчатая цепь с одним и тем же шагом может быть использована для передачи мощностей в большом диапазоне благодаря возможности изменения ширины цепи в больших пределах.

Сцепление цепи со звездочкой осуществляется зубьями пластин, набор которых образует две опорные поверхности. Угол наклона рабочих граней пластин по ГОСТ 13552–68 принят постоянным и равным 60° , что определяет малую кинетическую энергию удара набора пластин цепи о зуб звездочки в момент вхождения их в зацепление.

При работе цепных передач с зубчатыми цепями ввиду большого числа пластин в одном звене цепи не все пластины одновременно вступают в контакт с зубьями, что приводит к растягиванию по времени удара, в результате чего сила удара снижается. Это обуславливает небольшой шум передачи, уровень которого существенно снижается при больших скоростях при работе со звездочками, имеющими шлифованные зубья. Поэтому такие цепи иногда называют «бесшумными».

Выводы

Специфические требования, предъявляемые к приводам мехатронных устройств, обуславливают необходимость поиска новых передаточных механизмов,

осуществляющих передачу и преобразование движения от управляемых электродвигателей, в частности шаговых электродвигателей. Основным требованием при этом является высокая точность, низкая инерционность и высокие массогабаритные характеристики. В этом отношении представляет интерес изучение возможности использования нового вида механизмов – планетарных механизмов с гибкими связями. В качестве гибких связей используются поликлиновые и зубчатые ремни, а также различные цепи. Благодаря большому углу обхвата в передаче движения участвует большое число элементов, что вносит качественные изменения в процесс функционирования передачи. Этот класс механизмов занимает место в ряду известных планетарных механизмов с зубчатыми колесами и волновых передач. Представленный в статье материал систематизирует уже накопленный опыт создания таких механизмов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 4493 РБ, F16 H 1/32. Ременная планетарная передача / Л. А. Борисенко. – № a19980569 ; заявл. 15.06.98 ; опубл. 30.06.02. – 3 с.
2. Кудрявцев, В. Н. Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. – М. : Машиностроение, 1966. – 307 с.
3. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1974. – 638 с.
4. Справочник машиностроителя : в 4 т. – М. : Машгиз, 1963. – Т. 4. – 931 с.
5. Готовцев, А. А. Проектирование цепных передач / А. А. Готовцев, И. П. Котенок. – М. : Машиностроение, 1973. – 331 с.
6. Борисенко, Л. А. Новые передаточные механизмы для мехатронных устройств / Л. А. Борисенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2006. – № 4. – С. 61–69.
7. Борисенко, Л. А. Механика роботов и манипуляторов с электроприводом / Л. А. Борисенко, А. В. Самойленко. – Минск : Выш. шк., 1992. – 233 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 01.04.2008

L. A. Borisenko
Principles of construction and
classification of planetary gearing
mechanisms with flexible links

The paper outlines the principles of construction of planetary gear mechanisms and elements of the theory. Also, it gives a general classification of planetary mechanisms with flexible links, as well as some experience of design. Flat, semi-angle, cogged belts, as well as different types of chains are used as flexible links. It is quite a new, non-investigated type of planetary mechanisms taking place in the range of known planetary mechanisms with gearing wheels and wave gears.

Электронная библиотека
Белорусско-Российского университета