

УДК 621.865

НОВЫЕ СХЕМЫ МАЛОГАБАРИТНЫХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ МЕХАТРОННЫХ УСТРОЙСТВ

Л. А. БОРИСЕНКО, Д. Н. КАЛЕЕВ

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

В ряде мехатронных устройств возникает необходимость применения малогабаритных передаточных механизмов с большим передаточным отношением. Примером тому являются электромеханические роботы. С целью уменьшения массы рабочего органа целесообразно применение высокооборотных двигателей. С другой стороны, исполнительный орган совершает повороты со скоростью порядка $20\text{--}50 \text{ мин}^{-1}$. Отсюда следует, что необходим редуктор с передаточным отношением порядка 100 и выше. Поэтому в промышленных роботах находят применение волновые редукторы, характеризующиеся малыми габаритами и массой при большом передаточном отношении. Так, например, в выпускавшемся на одном из Могилевских предприятий роботе ТУР-10 (аналог шведского робота АСЕА) использовался планетарный редуктор с передаточным отношением порядка 100 при числе зубьев неподвижного колеса 200 и модуле 0,5 мм. В качестве двигателя использовался двигатель постоянного тока с плоским якорем ПЯ-250ф мощностью 250 Вт при скорости 3000 мин^{-1} . Практика использования показала, что даже такой редукции в ряде режимов недостаточно для обеспечения требуемого крутящего момента. Волновые редукторы успешно применяются в зарубежных электромеханических роботах.

Приводятся сведения о редукторах с характеристиками близкими к характеристикам волнового редуктора, но созданными на принципиально другой основе, разработанных на кафедре основы проектирования машин университета. Схемы являются оригинальными и защищены рядом патентов Республик Беларусь. Предложенные схемы названы планетарными редукторами с зубчато-цепной гибкой связью. Один из вариантов схемы представлен на рис. 1.

Ведущий эксцентриковый вал 1 приводит в движение сателлит 2, который взаимодействует с гибкой зубчатой связью 3, которая, в свою очередь, обкатывается по зубьям неподвижного зубчатого колеса 4. В результате того, что число зубьев гибкой зубчатой связи на единицу больше числа зубьев неподвижного колеса, а число зубьев сателлита на один зуб меньше числа зубьев неподвижного колеса, сателлит получает замедленное собственное вращение, которое посредством карданного вала или другого механизма того же назначения передается на выходной вал.

Передаточное отношение этого механизма рассчитывается по формуле

$$i = (Z_2 / Z_1) / (Z_2 / Z_1 - 1),$$

где Z_2 – число зубьев сателлита; Z_1 – число зубьев неподвижного колеса. Обычно $Z_2 < Z_1$, тогда $i < 0$.

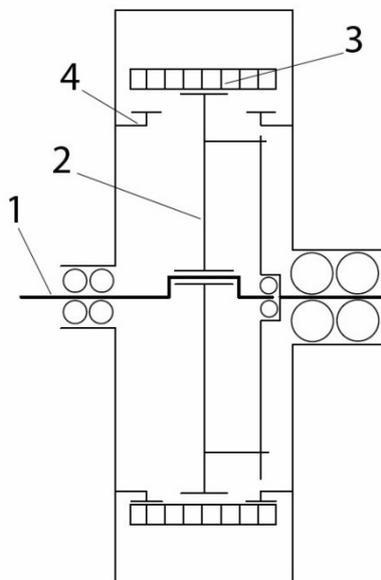


Рис. 1. Схема планетарного редуктора с зубчато-цепной гибкой связью

Неподвижное колесо выполнено из двух половин, что обеспечивает равномерное нагружение цепи без перекосов.

Конструкция выглядит как один из вариантов волновой зубчатой передачи. Однако эта передача принципиально отличается от волновой прежде всего по кинематике, поскольку в процессе передачи движения гибкое звено покоится на полуокружностях сателлита и неподвижного опорного зубчатого колеса как в обычной рядовой цепной передаче. Кроме того, в обычной волновой передаче зубья гибкого колеса и зубья жесткого колеса входят на полную высоту только в двух зонах, постепенно изменяя глубину захода до полного выхода из зацепления. А это означает наличие трения по большому числу зубьев. В предложенной передаче зубья входят сразу на всю глубину как это имеет место в любой цепной передаче, и затем покоятся на дуге обхвата до момента выхода из зацепления.

Основная проблема при реализации такого механизма состоит в создании мелко модульной зубчатой цепи, так как такие цепи серийно не выпускаются. Минимальный шаг изготавливаемой промышленностью стандартной зубчатой цепи равен 12,7 мм. Серийные зубчатые цепи хорошо зарекомендовали себя в работе, они обеспечивают плавную работу с меньшим шумом, чем роликовые цепи. В рядовой схеме они обеспечивают высокий КПД – порядка 0,99 .

В разработках авторов, в одном из вариантов мелко модульная зубчатая цепь выполнена на основе набора пластин шарнирно-соединенных между собой. На внутренней стороне пластин нарезаны мелко модульные эвольвентные зубья. Технология нарезания зубьев аналогична технологии нарезания зубьев обычного колеса с внутренними зубьями.

Зубчатая цепь совершает волновое движение, удерживаясь неподвижным колесом. В итоге волнового движения зубчатая цепь поворачивается относительно корпуса. Поскольку здесь использован один сателлит необходимо предусматривать меры для его уравнивания. В частности, разработана конструкция эксцентрикового вала, которая позволяет разместить дебаланс в плоскости сателлита, тем самым обеспечить полное уравнивание сателлита.

Вторая схема планетарного редуктора с мелко модульной зубчатой цепью, удерживаемой от поворота относительно корпуса, представлена на рис. 2.

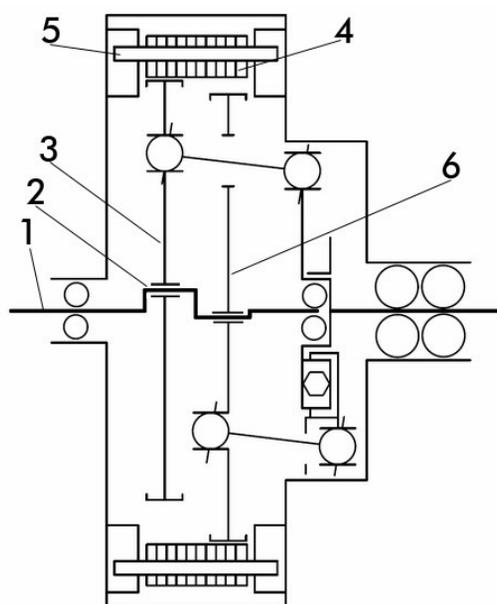


Рис. 2. Схема уравнивающего механизма с двумя сателлитами и зубчатой цепью, удерживаемой от поворота относительно корпуса

При вращении входного вала 1 через эксцентрик 2 получает движение подвижное зубчатое колесо 3, которое находится в зацеплении с мелко модульной зубчатой цепью 4. Зубчатая цепь удерживается от вращения выступающими за ее габариты пальцами 5, входящими в соответствующие пазы на корпусе передачи. Коренное отличие от предыдущей схемы, в которой цепь перемещается относительно корпуса, состоит в том, что здесь цепь не поворачивается. Дополнительное подвижное зубчатое колесо 6 выполняет задачу уравнивания сил инерции вращающихся сателлитов. Благодаря такому исполнению улучшается уравниваемость передачи, уменьшается эксцентриситет подвижного звена и улучшаются условия

работы устройства передачи вращения от подвижного звена на выходной вал.

Передаточное отношение этого механизма рассчитывается по формуле

$$I = 1 / (1 - Z_2 / Z_1),$$

где Z_2 – число зубьев цепи.

Из анализа формулы вытекает, что при минимальной разности чисел зубьев Z_2 и Z_1 равной единице, передаточное отношение примерно равно числу зубьев цепи. В реальных конструкциях модуль зубьев может быть принят 1 мм или даже 0,5 мм – при этом благодаря участию в передаче усилия большого числа зубьев могут быть переданы существенные крутящие моменты, достаточные для многих мехатронных устройств. Заметим, что в волновой передаче лимитирующим критерием прочности является не модуль зубьев, а толщина оболочки волнового колеса.

В обеих схемах могут быть применены зубчатые цепи различных конструкций. Помимо упомянутой выше конструкции предложены и другие варианты цепей. В частности изготовлена и испытана зубчатая цепь, состоящая из жестких сегментов, снабженных с внутренней стороны зубьями и шарнирно-соединенных пальцами. В этом случае усилие передается от сегмента к сегменту через пальцы, а цепь работает не на растяжение, как это имеет место в пластинчатой цепи, а на сжатие, что гораздо благоприятнее для прочности передачи. Несмотря на то, что такая цепь состоит из отдельных сегментов, шарнирно-соединенных пальцами, и в свободном состоянии не может существовать как единое целое, после установки ее на место в механизме, она удерживается зубьями колес от распада на отдельные звенья. В еще одной конструкции цепи использованы цилиндрические ролики плотно прижатые друг к другу и охваченные снаружи упругим кольцом. Все эти идеи защищены патентными документами, реализованы в макетах и прошли лабораторные испытания.