

УДК 621.805

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

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦЕПНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ С МЕЛКОМОДУЛЬНЫМИ ЗУБЧАТЫМИ ЦЕПЯМИ

В статье излагается опыт разработки и исследования принципиально нового вида планетарных механизмов с мелкомодульными зубчатыми цепными гибкими связями. Предложенные схемы прошли опытную проверку на макетах при различных конструкциях гибких связей и различных значениях реализуемых передаточных отношений.

Механизмы относятся к планетарным механизмам с гибкими связями, общие принципы построения которых изложены в [1]. Предложенные схемы защищены патентами РБ [2–8].

Известны попытки создания передаточных механизмов, в которых используются гибкие связи [9], однако механизмы такого типа имеют ограниченный диапазон применения и решают частные специфические задачи. Широкое признание получили так называемые

волновые передачи, которые, имея ряд достоинств, обладают определенными ограничениями. Рассматриваемый здесь планетарный механизм может быть осуществлен с диапазоном передаточных отношений 40...80, который нельзя реализовать в волновой передаче из-за слишком больших деформаций гибкого колеса.

Принципиальная схема передачи представлена на рис. 1.

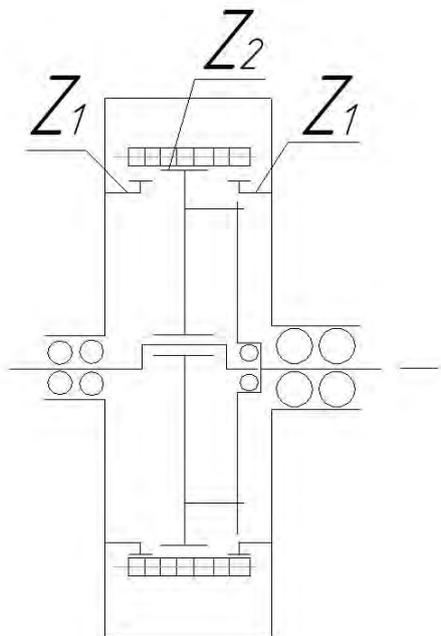


Рис. 1. Принципиальная схема планетарной передачи с гибкой связью

Ведущий эксцентриковый вал приводит в движение сателлит с числом

зубьев Z_2 , взаимодействующий с гибкой зубчатой связью, которая, в свою оче-

редь, обкатывается по зубьям неподвижного зубчатого колеса Z_1 . 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 Z_2 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.

В зависимости от соотношения чисел зубьев колес передаточное отношение может быть положительным или

отрицательным. Обычно $Z_2 < Z_1$, тогда $i < 0$.

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

Иногда высказывается мнение, что это волновая передача с одной волной деформации. Однако основным признаком волновой передачи, отличающим ее от планетарной, считается отсутствие звеньев с планетарным движением [10]. В рассматриваемой передаче в явном виде присутствует сателлит с планетарным движением.

В первоначальной конструкции в качестве гибкой связи использовался обычный зубчатый ремень из полимеров – вулканизированной резины или полиуретана (рис. 2; на рисунке не показан механизм съема вращения с сателлита).

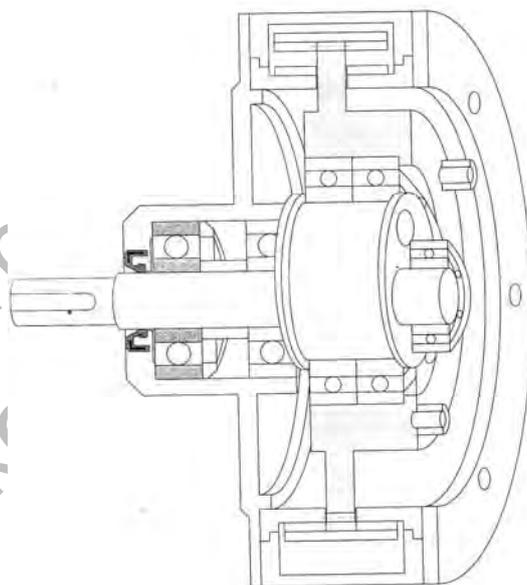


Рис. 2. Зубчато-ременный планетарный механизм

Были созданы и испытаны макеты механизмов, которые подтвердили ее работоспособность при малых нагрузках. Однако существенным недостатком этих механизмов была малая нагрузочная способность полимерного ремня. Ее можно повысить, если создать металли-

ческий аналог полимерного зубчатого ремня – однако эту задачу по технологическим причинам пока решить не удалось. Тем не менее, исследования передачи в этом направлении могут быть продолжены, так как в таком варианте она является близким аналогом

волновой передачи и может найти применение в разнообразных мехатронных устройствах, где требуется большое передаточное отношение.

На том же принципе основана ременная планетарная передача с использованием поликлинового ремня. Шкивы выполнены с соответствующими канавками под него. Для натяжения ремня необходимо устройство предварительного натяжения, которое выполнено в виде эксцентрика с регулируемым эксцентриситетом. Благодаря большому углу обхвата (при малой разности диаметров шкивов, близкой к 180°) можно передавать достаточно большие моменты. В обычной рядовой фрикционной передаче это невозможно, так как при большом передаточном отношении на

ведущем шкиве получается малый угол обхвата. Диапазон реализуемых передаточных отношений в этом механизме ограничен снизу из-за сложности съема движения с сателлита при большом эксцентриситете. Механизм может быть использован при относительно небольших нагрузках или в кинематических целях.

Разработан оригинальный вариант зубчатого ремня, в котором роль зубьев выполняют плотно прижатые друг к другу ролики, охваченные снаружи упругим кольцом [5]. Все описанные здесь схемы реализованы и испытаны на моделях.

На рис. 3 представлен один из вариантов механизма в разобранном виде: детали механизма с зубчатым ремнем с числом зубьев 42 и шагом зубьев 5 мм.



Рис. 3. Детали макета зубчато-ременного планетарного механизма с полимерным ремнем

Практически все детали этого механизма, за исключением валов, могут быть выполнены из полимерных материалов или легких сплавов, что является его существенным достоинством. Использование полимеров позволяет изготавливать основные детали по литьевым

технологиям, что удешевляет стоимость изделия и делает его конкурентоспособным по сравнению с аналогичными изделиями, выполненными из стали с применением механообработки.

Форма зуба ремня полукруглая, ширина ремня 25 мм. Поскольку ремней

с такими параметрами промышленность не выпускает, он был изготовлен нами самостоятельно. Для этого разработана специальная пресс-форма, позволившая в лабораторных условиях изготовить ремень. В качестве исходного материала в данной разработке была взята сырая резина, однако было бы предпочтительнее – полиуретан. В основе ремня в качестве арматуры использован металлокорд диаметром 0,3 мм с разрывным усилием 70 Н. Кроме того, для усиления в тело каждого зуба вмонтирована арматура в виде стального стержня диаметром 1 мм. Всего в металлической основе ремня содержится 50 витков металлокорда, намотанных вплотную, поэтому разрывное усилие ремня оценивается в 3500 Н. Ремень в пресс-форме вулканизировался при температуре 180⁰ в термошкафу. Прочность ремня в основном определяется прочностью основы, т. к. в передаче усилия, благодаря высокой упругости, в передаче рабочей нагрузки участвуют до половины зубьев. С учетом пятикратного запаса прочности на разрыв данная модель редуктора может передавать крутящий момент до 50 Н·м при общем весе порядка 250 г. Редуктор такого типа может найти применение в торговом оборудовании, в пищевой и фармацевтической промышленности, а также во многих других малогабаритных устройствах. Особым свойством редуктора является то, что он может быть использован без смазки в зацеплении, что позволяет применять его в чистых производствах (известно, что автомобильные зубчатые ремни успешно работают без смазки).

Помимо приведенного выше образца, были изготовлены и испытаны в лабораторных условиях зубчато-ременные планетарные механизмы с числом зубьев ремня 65 и шагом зубьев 5 мм, а также с серийным полиуретановым ремнем с числом зубьев 68 и шагом зубьев 5,5 мм. Всего было изготовлено около 10 макетов с различными конструктивными отличиями в части реали-

зации гибкой связи съема движения с сателлита. Более высокие качественные характеристики могут быть достигнуты при серийном производстве ремня с использованием высокопрочных полимеров или металла, которые обеспечивают достаточную нагрузочную способность при модуле зубьев 0,5 мм.

Поскольку съем движения осуществляется с прецессирующего сателлита, существенное значение для успешной реализации такого механизма имеет межосевое расстояние – чем оно меньше, тем проще уравновесить механизм (при использовании одного сателлита механизм статически неуравновешен). Межосевое расстояние в первую очередь определяется шагом зубьев, который, в свою очередь, определяется модулем зубьев. Поэтому предпочтительнее использовать гибкую связь с малым модулем зубьев. Ниже приводится схема к расчету межосевого расстояния при использовании зубчатой гибкой связи, в которой длина гибкой связи обязана быть кратной шагу зубьев.

При выводе зависимости для определения КПД будем исходить из аналогии данной передачи с планетарной передачей и руководствоваться общепринятым допущением, что при обращенном движении силы, действующие на механизм, не изменяются и поэтому и их отношения могут быть выражены через КПД обращенного механизма. Этот метод является приближенным, так как при обращении движения несколько меняются силы гидравлического сопротивления и не учитывается центробежная сила сателлита. Для расчета требуется лишь знать КПД обращенного механизма с неподвижными осями, в данном случае рядовой цепной передачи, экспериментальные значения которой определены с достаточной точностью. В частности известно, что КПД рядовой зубчато-цепной передачи при хороших условиях смазки достигает 0,99 [11].

Будем считать, что все подвижные звенья уравновешены и движутся рав-

номерно.

Постоянные моменты внешних сил, действующих на звенья 1, 2 и водило Н, обозначим M_1 , M_2 и M_H . Здесь M_1 – опорный момент, который действует со стороны основания на стойку. Моменты сил движущих считаем положительными, а моменты сил сопротивления – отрицательными. При положительном моменте его направление совпадает с направлением скорости звена, при отрицательном – направления противоположны.

Из условия равновесия, пренебрегая моментами сил трения в подшипниках, имеем

$$M_1 + M_2 + M_H = 0. \quad (1)$$

Поскольку ведущим является водило, а ведомым – сателлит Z_2 , то искомым КПД определится из условия

$$\eta_{H2} = M_2 \omega_2 / M_H \omega_H.$$

Воспользуемся уравнением (1) и выразим M_H через M_1 и M_2 , а также обозначим $i_{H2} = \omega_H / \omega_2$ – передаточное отношение планетарного механизма. Тогда

$$\eta_{H2} = M_2 / (M_1 + M_2) i_{H2}. \quad (2)$$

КПД обращенного механизма

$$\eta_H = -M_1 \omega_H / M_2 (\omega_2 - \omega_H).$$

Отсюда

$$M_1 / M_2 = \eta_H (1 - 1 / i_{H2}).$$

Принимая полученное отношение справедливым для планетарного механизма и подставляя его в формулу (2), получим формулу для определения КПД зубчато-цепного планетарного механизма

$$\eta_{H2} = 1 / \{ [\eta_H (1 / i_{H2} - 1) + 1] i_{H2} \}. \quad (3)$$

Принимая $\eta_H = 0,99$ и $i_{H2} = 80$, получим $\eta_{H2} = 0,56$, что вполне приемлемо для столь большого передаточного отношения. Следовательно, механизм может быть использован не только как кинематический, но и для передачи сравнительно небольших мощностей.

Характерной особенностью рас-

сматриваемых здесь передач является то, что выходным звеном выступает сателлит с подвижной осью вращения (заметим, что теоретически можно снять движение и с гибкой связи – так же как это делается в волновых передачах). Для того чтобы передать собственное вращение сателлита на выходной вал, необходимо использовать механизм передачи вращения между параллельными валами. В теории планетарных механизмов их принято обозначать символом W [12]. Известно несколько схем таких механизмов. Прежде всего следует отметить механизм параллельных кривошипов и его конструктивный аналог – шарнирно-пальцевую муфту, получившую наибольшее применение в циклоидально-цевочных редукторах. Известным и достаточно широко применяемым устройством того же назначения является крестовая муфта, ползуны которой выполнены в виде роликов на игольчатых подшипниках. Оба механизма имеют свои достоинства и недостатки, которые проявляются в конкретных случаях их использования. Еще одним вариантом механизма W является предложенный автором короткий карданный вал с пальцевыми шарнирами (пальцевый кардан), помещенными в соответствующие прорези на соединяемых деталях. Конструкция и кинематика такого вала подробно рассмотрена в [12]. Он может успешно заменить крестовую муфту.

В разработанных нами конструкциях нашли применение как пальцевый кардан, так и модифицированная схема крестовой муфты. Суть модификации крестовой муфты заключалась в том, что в отличие от классического решения, в котором крестообразный паз выполнен на промежуточном диске, здесь простые одинарные пазы выполнены на концах соединяемых валов, а шарниры на пальцах установлены крестообразно на обеих сторонах промежуточного диска. Такое решение дает более компактную и технологическую конструкцию, т. к. отпадает

необходимость делать фланцы на концах соединяемых валов.

Оба варианта прошли испытания в нескольких разработанных нами конструкциях. Крестовая муфта позволяет минимизировать продольные габариты передачи и ее следует предпочесть в случае необходимости их ограничения. Карданный вал позволяет уменьшить перемещения в концевых шарнирах и тем самым несколько повысить КПД передачи, при этом незначительно возрастает продольный габарит.

Для любого варианта механизма W существенное значение имеет величина межосевого расстояния между осью сателлита и центральной осью передачи. С его уменьшением улучшается динамика передачи. Так, в данной конструкции предполагается использование одного сателлита и, следовательно, должно быть произведено уравнивание возникающих сил инерции сателлита и

его подшипника.

Нами предложено следующее конструктивное решение этой проблемы. Подшипник сателлита, который установлен на эксцентричной шейке входного вала, принимается максимально возможным за счет использования тел качения в виде игл малого диаметра. Благодаря этому возникает возможность эксцентрик выполнить полым и внутри этой полости на стороне, противоположной эксцентриситету, разместить дебаланс достаточной массы. Центр тяжести сателлита и центр тяжести дебаланса должны размещаться в одной плоскости. Таким образом осуществляется полное уравнивание сателлита (на рис. 2 показано конструктивное решение статически уравновешенного сателлита).

Для вывода формулы расчета межосевого расстояния рассмотрим схему на рис. 4.

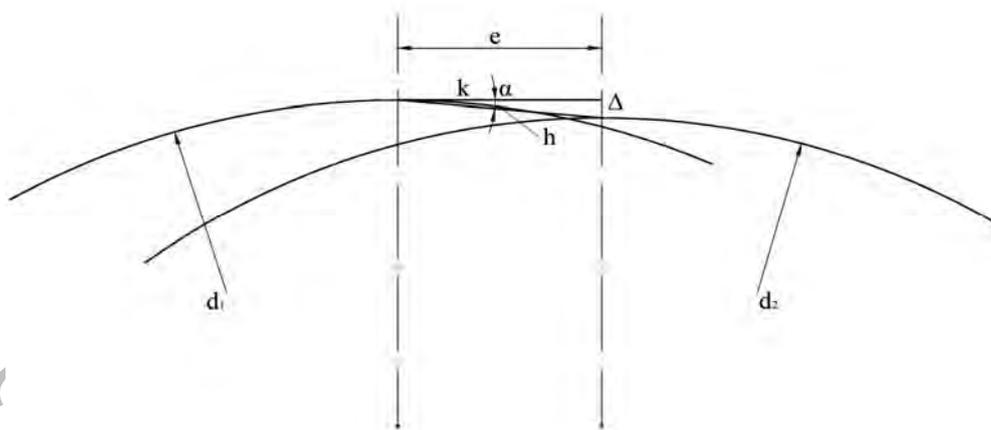


Рис. 4. Схема к расчету межосевого расстояния планетарного механизма с мелкомодульной цепной связью

При получении этой зависимости следует учитывать, что гибкая связь не может иметь произвольную длину – ее длина должна быть кратна шагу зубьев колес. Допустим, что делительные диаметры колес Z_1 и Z_2 одинаковы. Поскольку число зубьев гибкой связи на единицу больше числа зубьев колеса, ее длина больше длины делительной ок-

ружности колеса на величину шага зубьев $p = \pi m$. Следовательно, величина эксцентриситета в этом случае должна быть равна $p = \pi m / 2$.

За счет того, что диаметр колеса 2 меньше, охватываемая гибкой связью длина по делительной окружности меньше длины гибкой связи на два шага. Избыток длины гибкой связи ком-

пенсруется эксцентриситетом, который должен увеличиться на расстояние катета k .

Длина свободного участка гибкой связи увеличивается на один шаг, который делится на два отрезка $h = p / 2$, как показано на рис. 4, но эти отрезки располагаются под углом α к горизонтальной оси, вследствие чего дополнительный эксцентриситет будет меньше, чем полшага. Из построений на рис. 4 следует:

$$\Delta = r_1 - r_2;$$

$$\alpha = \arcsin (\Delta/h) = \arcsin (2(r_1 - r_2)/p).$$

Полная величина эксцентриситета вычисляется по формуле

$$e = p (1 + \cos \alpha)/2. \quad (4)$$

Заметим, что при выводе формулы принято допущение, что точки схода гибкой связи находятся на вертикальных диаметрах колес, что на самом деле не так. Из-за разности диаметров колес эти точки перемещаются, но поскольку разница диаметров колес незначительна, полученной незначительной погрешностью в инженерном расчете можно пренебречь.

При расчете эксцентриситета по приведенной формуле для гибкой связи с модулем зубьев 1 мм и числом зубьев 82, числами зубьев колес $Z_1 = 81$ и $Z_2 = 80$ получено значение эксцентриситета 3,2 мм. При практической реализации передачи с теми же данными получен эксцентриситет 3,15 мм, что полностью подтверждает справедливость формулы.

Основная проблема при реализации такого механизма состоит в создании мелко модульной зубчатой цепи, так как такие цепи серийно не выпускаются. Минимальный шаг 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, а в рядовой схеме дают высокий КПД – порядка 0,99 [11].

Нами разработана оригинальная конструкция и предложена технология изготовления такой цепи. На нее получен патент РБ [8] (рис. 5). Технология изготовления мелко модульной зубчатой цепи практически аналогична технологии изготовления зубчатого колеса.



Рис. 5. Две сборки зубчатых цепей с неподвижным колесом и сателлитом с числами зубьев цепей 142 и 82 и модулем 1 мм

Изготавливается обычное зубчатое колесо с внутренними зубьями, сверлятся отверстия диаметром 5 мм, а затем по центрам отверстий колесо разрезается на сегменты, в которые вставляются цилиндрические пальцы. Так образуются шарниры, обеспечивающие подвижность сегментов с зубьями. С наружной стороны собранное гибкое колесо охватывается упругим кольцом. В нашем случае оно выполнено из плотно намотанной металлокордной проволоки диаметром 0,35 мм и завулканизированной снаружи резиной. Это кольцо выполняет только монтажные функции и не участвует в передаче усилия гибкой связи. Усилия передаются зубьями сегментов в момент перехода гибкой связи с одного колеса на другое, в этом случае сегмент выполняет роль своеобразной зубчатой рейки, контактирующей одновременно с зубьями обоих колес.

Указанная конструкция зубчатой цепи обеспечивает ряд особенностей, характеризующих работу механизма.

Первая особенность заключается в том, что связь звеньев-сегментов односторонняя. Это значит, что усилие от одного сегмента к другому может передаваться только в одном направлении – в направлении от цилиндрического пальца, а следовательно, цепь может работать только на сжатие. Этим она принципиально отличается от обычных пластинчатых цепей. При нагружении крутящим моментом сателлита усилие со стороны зубьев сателлита передается контактирующим с ним зубьям цепи, которые, в свою очередь, через цилиндрические пальцы и последующие сегменты передают усилия на зубья неподвижного (опорного) зубчатого колеса. Опорное колесо играет роль связи, удерживающей цепь от простого поворота так, как если бы она была неподвижна. При этом цепь совершает волнообразное движение, обеспечивая возможность обкатывания сателлита по окружности.

Вторая особенность заключается в

том, что зубья цепи входят в контакт с зубьями сателлита на полную высоту, что обеспечивает более выгодные, чем в волновой передаче, условия нагружения зубьев. Заметим, что в традиционной волновой передаче только небольшая часть зубьев из общего числа контактирующих зубьев входит на полную высоту – на остальных зубьях постепенно уменьшается глубина захода вплоть до полного выхода зубьев из зацепления.

Третья особенность заключается в том, что для обеспечения полноты зацепления зубьев на участке сателлита, охватываемом цепью, при нарезании зубьев цепи следует назначать определенное положительное смещение, а зубьям сателлита – отрицательное. Требуемые величины смещений установлены экспериментально.

Коэффициент полезного действия рядовой цепной передачи зависит главным образом от работы сил трения в шарнирах, в меньшей степени – от динамических воздействий, вызванных неравномерностью движения цепи и ударами ее звеньев о зубья звездочек [11].

$$\eta = 1 / (1 + 2\pi k f (I + i) / Z i), \quad (5)$$

где k – отношение диаметра валика шарнира к шагу, $k = d / p$; i – передаточное число; f – коэффициент трения (для передач с постоянной смазкой, работающих в нормальных условиях, $f = 0,08 \dots 0,0124$); Z – число зубьев одной из звездочек. Примем, например, к расчету вариант цепной передачи с шагом цепи 3,14 мм, числами зубьев звездочек $Z_1 = 81$ и $Z_2 = 80$ с диаметром валика 5 мм. В таком случае передаточное отношение будет равно 1,0125, коэффициент $k = 0,37$. В результате расчета по формуле (5) коэффициент полезного действия рядовой цепной передачи при данных исходных условиях $\eta = 0,994$.

Из простого геометрического построения следует, что угол поворота в шарнире цепи между соседними звеньями при расположении цепи на звездоч-

ке определяется числом зубьев звездочки Z :

$$\beta = 90^\circ - \alpha / 2,$$

где $\alpha = 360^\circ / Z$.

Рассмотрим численный пример передачи с числами зубьев звездочек $Z_1 = 81$, $Z_2 = 80$. В таком случае $\beta_1 = 87,77^\circ$, а $\beta_2 = 87,75^\circ$.

При переходе цепи с одной звездочки на другую угол поворота в шарнире

$$\psi = \beta_1 - \beta_2 = 0,02^\circ.$$

Столь высокое значение КПД рассматриваемой рядовой передачи объясняется особенностями конструкции передачи. В ней обе звездочки имеют примерно одинаковый диаметр и поэтому при переходе цепи с одной звездочки на другую имеет место очень малый поворот звеньев в шарнире цепи.

Помимо подробно рассмотренной выше конструкции зубчатой цепи, разработана, изготовлена и испытана конструкция мелко модульной гибкой связи на основе использования пластин обычной втулочной цепи, на внутренней стороне которой нарезаны зубья [2]. Предложенная автором усовершенствованная конструкция мелко модульной зубчатой цепи может быть использована и в рядовых зубчато-цепных передачах.

В настоящее время спроектированы, изготовлены и испытаны различные конструкции планетарных механизмов с зубчатыми цепями. Фотографии этих механизмов для сокращения объема статьи здесь не приводятся, но по конструкции они аналогичны представленному выше макету на рис. 2 с той лишь разницей, что зубчатый ремень заменен на зубчатую цепь.

Выводы

Планетарная передача с мелко модульной зубчатой цепью представляет принципиально новое техническое решение. Ее технические возможности в основном объясняются особенностями предложенной конструкции мелко-

дульной зубчатой цепи. Технология изготовления такой цепи не представляет серьезных затруднений. Она полностью основана на технологии изготовления мелко модульного зубчатого колеса с внутренними зубьями. Благодаря изгибу цепь принимает форму огибаемого ею колеса, при этом отсутствуют проблемы интерференции зубьев во внутреннем зацеплении при разности чисел зубьев в один зуб, что характерно для планетарных механизмов схемы К–Н–V. Основная эксплуатационная особенность, отличающая ее от традиционных планетарных зубчатых механизмов, – высокая нагрузочная способность и долговечность при малых габаритах благодаря участию в передаче большого числа зубьев с мелким модулем. Передача может реализовывать широкий диапазон передаточных отношений, начиная с 40 и выше, при сохранении компактности. Она может найти применение во многих простых устройствах ограниченной мощности взамен применяемых в настоящее время традиционных передач. Мелко модульная зубчатая цепь, предложенная автором конструкции, может найти место и в обычных рядовых передачах, тем самым расширив диапазон применения зубчатых цепей в машиностроении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Борисенко, Л. А.** Принципы построения и классификация планетарных передаточных механизмов с гибкими связями / Л. А. Борисенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 4. – С. 23–30.
2. **Пат. 4250 РБ, F 16 H 55/00.** Планетарная передача с гибкой связью / Л. А. Борисенко, И. В. Маевский. – № 20070480 ; заявл. 29.06.07 ; опубл. 28.02.08. – 3 с.
3. **Пат. 11525 РБ, F16H 9/26.** Зубчато-цепная передача / Л. А. Борисенко, И. В. Маевский. – № 20060764 ; заявл. 21.07.06 ; опубл. 28.02.08. – 3 с.
4. **Пат. 5247 РБ, F 16H 55/00.** Планетарная передача с гибкой связью / Л. А. Борисенко. – № 2008070 ; заявл. 29.06.07 ; опубл. 14.10.08. – 3 с.
5. **Пат. 5965 РБ, F 16H 55/00.** Планетарная зубчатая передача / Л. А. Борисенко. – № и 20090650 ; заявл. 23.07.09 ; опубл. 28.02.10. – 2 с.

6. Пат. 4403 РБ, F 16H 1 / 32. Ременная планетарная передача / Л. А. Борисенко. – № а 19980569; заявл. 15.06.98; опубл. 30.06.02. – 2 с.

7. Пат. 5074 РБ, F 16H 53 / 00. Планетарная передача / Л. А. Борисенко. – № 20080623; заявл. 05.08.08; опубл. 28.02.09. – 3 с.

8. Пат. 7085 РБ, F 16H 9 / 26. Зубчато-цепная планетарная передача / Л. А. Борисенко. – № 200100702; заявл. 09.08.10; опубл. 28.02.11. – 2 с.

9. Пат. SU 1335757, F 16 H 1 / 00. Передача с промежуточными звеньями / К. П. Жуков, Е. А. Чуфистов, К. С. Серов. – № 3985921/25-28; заявл. 06.12.85; опубл. 07.09.87. – 4 с.

10. Иванов, М. Н. Волновые зубчатые передачи / М. Н. Иванов. – М.: Высш. шк., 1981. – 189 с.

11. Готовцев, А. А. Проектирование цепных передач / А. А. Готовцев, И. П. Котенок. – М.: Машиностроение, 1973. – 331 с.

12. Кудрявцев, В. Н. Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. – М.: Машиностроение, 1966. – 306 с.

13. Борисенко, Л. А. Кинематика планетарного редуктора с пальцевым карданом / Л. А. Борисенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 3. – С. 62–70.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 05.05.2011

L. A. Borisenko
Fundamentals of the design of chain
planetary reduction gear units with
fine-module toothed chains

The paper presents the results of the development and research into a basically new kind of planetary mechanisms with fine-module toothed chain flexible links. It develops the concept of planetary mechanisms with flexible links offered by the author. The schemes offered were tested on prototypes with various designs of flexible links and at different values of gear ratios used.