

МАШИНОСТРОЕНИЕ . МЕТАЛЛУРГИЯ

УДК 621.865

Л. А. Борисенко, д-р техн. наук, доц., В. Л. Комар, канд. техн. наук,
А. А. Горшкова, И. В. Маевский

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ БЕЗЛЮФТОВЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ ДВИЖЕНИЯ

В статье приводятся результаты теоретических и экспериментальных исследований в области создания высокоточных, малогабаритных зубчатых передаточных механизмов на базе планетарных механизмов схемы К–Н–V, которые могут найти применение при создании модулей движения разнообразных мехатронных устройств. Предложена методика проектирования безинтерференционной передачи внутреннего эвольвентного зацепления с разностью чисел зубьев, равной единице. Рассмотрен ряд усовершенствований традиционной схемы планетарного механизма с целью повышения точности передачи и удешевления ее производства. Приведены результаты экспериментальной апробации разработанных предложений.

Мехатроника – новое направление современной науки и техники, целью которого является создание интеллектуальных движущихся систем, обладающих новыми функциями и свойствами. В ней органически слиты воедино устройства прецизионной механики, электротехнические, электронные и компьютерные компоненты. Важнейшей составной частью мехатронного устройства является электромеханический приводной (силовой) модуль, технический уровень которого в значительной мере определяет совершенство всей системы. В состав приводного мехатронного модуля входит управляемый электродвигатель (чаще всего это двигатель постоянного тока) с соответствующей системой управления и механический редуктор, согласующий выходные параметры электродвигателя с параметрами исполнительного органа мехатронного устройства [1].

Для создания современных движущихся систем и технологических машин необходимы разнообразные мехатронные модули движения. Требования к развиваемым силам, точности и скорости дви-

жения диктуются особенностями технологической операции, а требование минимизации размеров мехатронного модуля движения – необходимостью встраивания его в технологическую машину. Отсюда возникает необходимость поиска новых решений, учитывающих специфику данного класса устройств.

Среди большого числа специфических требований, предъявляемых к мехатронным модулям, в первую очередь следует выделить такие:

- компактность модулей;
- высокая точность с целью реализации прецизионных технологий;
- реализация больших передаточных отношений.

В наибольшей степени этим требованиям удовлетворяют планетарные передаточные механизмы.

В настоящее время во многих ответственных устройствах используется планетарная передача с цевочным (циклоидальным) зацеплением. К достоинствам планетарных редукторов с цевочным зацеплением относится многопарность зацепления (при точном изготов-

лении основных деталей до 30 % зубьев колеса участвуют в передаче усилия) и, как следствие, малая удельная металлоемкость на единицу передаваемой мощности и малые габариты. Кроме того, циклоидальные редукторы при должном качестве изготовления обладают повышенной долговечностью.

Однако они имеют ряд недостатков. Прежде всего, они сложны в технологическом отношении и, следовательно, достаточно дороги. Помимо чрезвычайно высоких требований к точности изготовления деталей, при которой обеспечивается многоконтактность кинематических пар, и наличия специального инструмента, эта передача имеет ряд особенностей, ограничивающих ее применение в мехатронных устройствах. Следовательно:

- нельзя получить большое передаточное отношение в одной ступени из-за больших габаритов колес. Циклоидальные зубья имеют большой шаг по сравнению с эвольвентными зубьями, отсюда – большие диаметры колес;

- нельзя осуществить редуктор с малым модулем зубьев (например, с модулем 0,5 мм) из-за сложности изготовления цевок малого диаметра.

В мехатронных устройствах может быть использована схема с эвольвентными зубчатыми колесами, для которой в специальной литературе принято обозначение К–Н–V. У основной схемы есть еще ряд модификаций. Достоинства планетарных механизмов, выполненных по этим схемам, – простота устройства, высокая жесткость, точность, реализация больших передаточных отношений при высоком КПД (до 0,95) и малых габаритах. Интервал передаточных отношений таких механизмов от 7 до 70 [2].

Обязательным дополнительным устройством для таких передач является механизм, осуществляющий передачу движения между параллельными валами, с передаточным отношением, равным единице. Этот механизм получил название

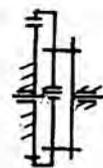
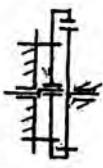
механизма W. В качестве такого механизма может использоваться карданный вал, крестовая муфта (муфта Ольдгейма), механизм параллельных кривошипов, гибкий вал, шарнир равных угловых скоростей и другие устройства аналогичного назначения. Конкретная реализация механизма W также вносит разнообразие в конструкции механизмов.

Авторами предложен ряд новых схемных решений усовершенствованных планетарных механизмов, обеспечивающих возможность использования их в мехатронных устройствах.

В табл. 1 представлены все возможные модификации механизма К–Н–V. Механизм W показан условно в обобщенном виде. Схемы различаются тем, как выполнен сателлит (с внутренними зубьями или внешними), характером движения сателлита (вращательное или плоскопараллельное) и характером движения колеса (колесо может быть неподвижным или вращаться).

Здесь и далее принято, что сателлит имеет число зубьев Z_1 , а колесо – Z_2 . На схемах а и б (табл. 1) сателлит имеет внешние зубья и, следовательно, $Z_2 > Z_1$, на схемах в и г (табл. 1) – сателлит имеет внутренние зубья, в таком случае $Z_2 < Z_1$. На рис. 1 представлены графики зависимости передаточного отношения планетарного механизма от передаточного отношения сопутствующего рядового зубчатого механизма (или, что одно и то же, от отношения чисел зубьев колес Z_2 / Z_1). Из анализа графиков следует, что механизмы обеспечивают как положительное, так и отрицательное передаточное отношение. При увеличении разности чисел зубьев передаточное отношение резко уменьшается по гиперболической зависимости. Наибольшее передаточное отношение и, следовательно, наименьшие габариты передачи обеспечиваются при наименьшей возможной разности чисел зубьев колеса и сателлита, равной единице.

Табл. 1. Модификации планетарного механизма схемы К-Н-V

Схема механизма	Число зубьев колес	Знак передаточного отношения	Формула для передаточного отношения
а 	$Z_2 > Z_1$	$i < 0$	$i = 1 / (1 - Z_2 / Z_1)$
б 	$Z_2 > Z_1$	$i > 0$	$i = Z_2 / Z_1 / (Z_2 / Z_1 - 1)$
в 	$Z_2 < Z_1$	$i > 0$	$i = 1 / (1 - Z_2 / Z_1)$
г 	$Z_2 < Z_1$	$i < 0$	$i = Z_2 / Z_1 / (Z_2 / Z_1 - 1)$

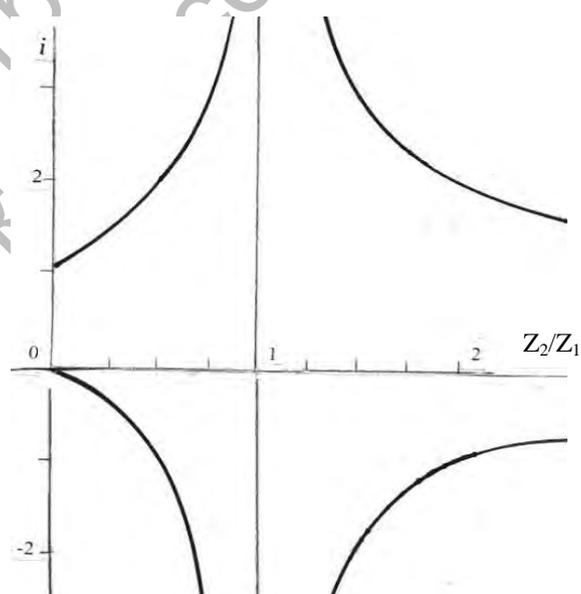


Рис. 1. Графики зависимости передаточного отношения планетарного механизма от отношения Z_2/Z_1 для схем а, б, в, г

Известно, что при реализации передач внутреннего зацепления при малой разности чисел зубьев имеет место интерференция двух видов: интерференция первого рода и интерференция второго рода.

При интерференции первого рода возникает пересечение окружностей вершин зубьев колес, в результате чего оказывается невозможным вставить внутреннее колесо и собрать передачу. При интерференции второго рода имеет место заклинивание зубьев. Такая передача хотя и может быть собрана, но не допускает перекачивания колес и тоже неработоспособна. В процессе выполнения исследований было изготовлено несколько десятков комплектов колес с различными модулями, числами зубьев и смещениями с разностью чисел зубьев, равной единице.

Осуществление внутреннего зацепления с разностью в один зуб без смещения исходного контура при использовании зацепления, соответствующего исходному контуру с $\alpha_w = 20^\circ$, ограничивается возможностью возникновения пересечения головок шестерни и колеса (интерференции).

Исследованиями авторов установлено, что при надлежащем выборе параметров смещения колес можно добиться получения передачи, в которой отсутствует интерференция первого и второго рода. Для этого нужно назначить соответствующие значения радиального и бокового смещений для каждой пары чисел зубьев колес. Под боковым смещением по аналогии с радиальным смещением понимается отношение удаляемой толщины зуба по делительной окружности к модулю. Боковое смещение выполняется только для шестерни.

В результате проведенного исследования на физических моделях передач установлены параметры передач внутреннего зацепления, при которых отсутствует интерференция первого и второго рода при различных числах зубьев колес. Были ис-

следованы передачи в диапазоне передаточных отношений 33–180 при модуле колес 1 мм. Поскольку колеса, изготовленные долбяком стандартного профиля, для каждого числа зубьев геометрически подобны, то картины зацепления передач, собранных из колес при одних и тех же параметрах (одинаковых числах зубьев и одинаковых смещениях), но с различным модулем, также подобны. Поэтому выводы, полученные для передач с модулем 1 мм, могут быть распространены на передачи с теми же параметрами, но с другим модулем.

На рис. 2 представлена картина зацепления для передачи внутреннего зацепления с модулем 1 мм, числом зубьев колеса 90, числом зубьев шестерни 89. Установлено, что передача обеспечивает зацепление колес с наличием небольшого зависания порядка 5–6 зубьев в районе полюса, т. е. имеет место интерференция, которую мы называем интерференцией третьего рода. Она существенно не отражается на работоспособности передачи, т. к. зубья заходят достаточно глубоко, обеспечивая приемлемое их перекрытие. Как видно на рис. 2, здесь осуществляется беззаворное зацепление. Передача обеспечивает высокую плавность движения и многопарность зацепления. В одновременном зацеплении находится от 3 до 10 пар зубьев. Передача усилия происходит в одной из зон зацепления; вторая зона обеспечивает выборку зазора в зацеплении и безударное реверсирование движения. Анализ картины зацепления позволяет утверждать, что принятое боковое смещение существенно не отражается на толщине, а значит и прочности зуба, но позволяет улучшить качественные показатели зацепления: уменьшить «зависание» зубьев, увеличить глубину захода зубьев в зацепление, что должно положительно сказываться на кинематических и динамических свойствах передачи. Этот прием может быть рекомен-

дован как дополнительное средство модификации передачи при внутреннем зацеплении с разницей зубьев в один зуб; при этом основным средством модификации зубьев, устраняющим интерференцию, остается радиальное смещение. Большие ре-

зервы в повышении качества передачи содержатся в использовании косозубых колес – это позволяет повысить коэффициент перекрытия и улучшить динамику передачи.



Рис. 2. Внутреннее зацепление с разностью чисел зубьев в один зуб

В процессе многолетних исследований авторами предложены новые схемы двухсателлитных планетарных механизмов повышенной точности с принудительной выборкой зазоров во всех кинематических парах [3–8], а также опубликован ряд статей [9, 10]. По некоторым предложениям созданы макеты модулей движения. На рис. 3 представлена фотография макета привода подвижного звена, реализующего неполноповоротное движение, в котором в первой ступени использован планетарный редуктор с передаточным отношением 65. Вторая ступень реализована в виде прецизионной фрикционной валиковой передачи.

Разработанная передача внутреннего зацепления применена в планетарном мотор-редукторе с короткими кардан-

ными валами и устройством выборки зазора в кинематической цепи механизма (рис. 4). Две шестерни-сателлита связаны с дисками, закрепленными на выходном валу, посредством коротких карданных валов. Концы карданных валов выполнены в виде двухколовальных универсальных шарниров. На дисках выходного вала установлены нажимные винты. Выборка зазоров в кинематической цепи производится путем ввинчивания нажимных винтов, вследствие чего происходит относительный разворот дисков, а вместе с ними через карданные валы и шестерен-сателлитов. Это обеспечивает выборку зазоров в кинематической цепи от зубчатого зацепления до ведомого вала.



Рис. 3. Прецизионный модуль неполноповоротного движения с планетарной передачей в первой ступени

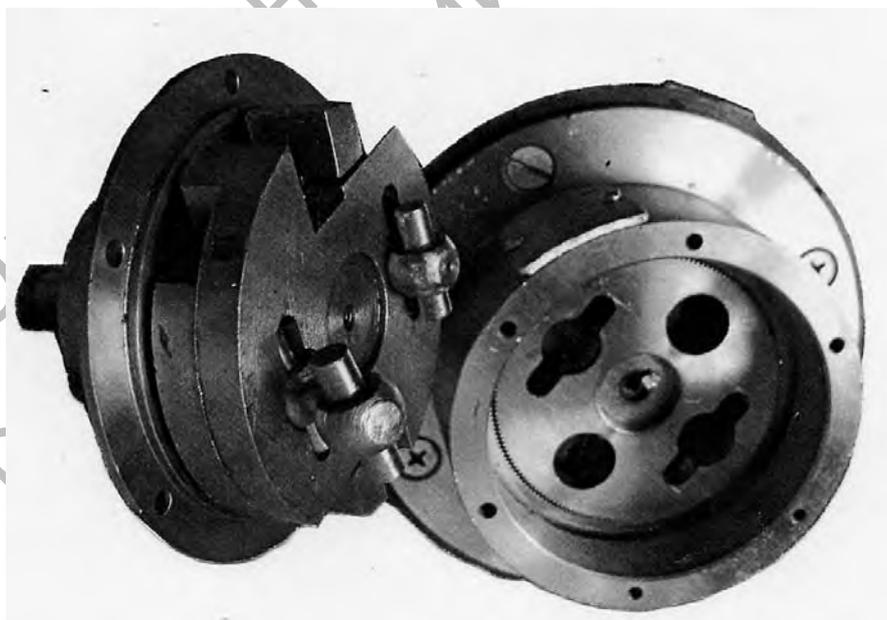


Рис. 4. Планетарный механизм с двумя карданами и механизмом выборки люфта

Выборка зазоров в самом зубчатом зацеплении происходит вследствие свойств двухстороннего зацепления – боковые профили зубьев сателлита при надлежаще выбранном межосевом расстоянии одновременно касаются левыми и правыми сторонами профилей зубьев колеса. При этом в зацеплении каждой пары зубьев сохраняется боковой зазор, необходимый для компенсации неточности изготовления зубьев и тепловых деформаций. Если не предусмотреть этот зазор, передача может заклинить. Если межосевое расстояние меньше требуемого и контакта профилей зубьев нет, выборка зазора в зацеплении происходит за счет действия разворачиваемых карданных валов.

Исследованная схема планетарного редуктора явилась основой для разработки ряда редукторов специального назначения.

В ряде случаев требуется большое передаточное отношение, превышающее 200. Использование колес с числом зубьев более 200 нецелесообразно с конструктивной точки зрения. Более удобен двухступенчатый планетарный механизм, в первой ступени которого использован трехколесный планетарный механизм по схеме 2К–Н, а во второй – один из вариантов описанного выше планетарного механизма по схеме К–Н–V. На базе этой схемы авторами создан макет двухскоростного редуктора, реализующего передаточные отношения 90 и 360.

Выводы

Планетарные механизмы схемы К–Н–V с эвольвентными зубчатыми колесами могут быть положены в основу разработки модулей движения для разнообразных мехатронных устройств благодаря их компактности, высокой точности, возможности реализации больших передаточных отношений, простой технологии изготовления и относительно низкой стоимости. Найдены решения, обеспечивающие создание безытерференционных

передач внутреннего зацепления с разностью чисел зубьев в один зуб, что позволяет минимизировать габариты передачи при обеспечении высокого коэффициента перекрытия. Установлены условия существования двух зон зацепления при разности чисел зубьев колес в один зуб и, как следствие, возможность реализации безлюфтового зацепления. Традиционная схема планетарного механизма дополнена специальным устройством для выборки люфтов. Проведенные теоретические и экспериментальные исследования подтверждают возможность использования для этих целей коротких карданных валов с устройством выборки зазоров во всех кинематических парах. Такое решение механизма W является принципиально новым и более эффективным, чем использование механизма параллельных кривошипов, в котором происходит консольное нагружение пальцев. Оно может быть использовано, например, в циклоидальном планетарном редукторе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Подураев, Ю. В. Мехатроника : основы, методы, применение / Ю. В. Подураев. – М. : Машиностроение, 2006. – 256 с.
2. Кудрявцев, В. Н. Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. – М. : Машиностроение, 1966. – 307 с.
3. А. с. 1704535 СССР, МКИ F 16 H 57/12. Планетарная передача / Л. А. Борисенко (СССР). – № 445251/28 ; заявл. 30.06.88 ; опубл. 08.09.91. – 3 с.
4. А. с. 1690308 СССР, МКИ B 25 J 17/00. Привод подвижного звена / Л. А. Борисенко (СССР). – № 439970/08 ; заявл. 29.03.88 ; опубл. 08.06.91. – 2 с.
5. А. с. 1768830A1, МКИ F 16 H 1/32. Планетарная передача / Л. А. Борисенко (СССР). – № 4681348/28 ; заявл. 15.10.92 ; опубл. 15.06.92. – 3 с.
6. А. с. 1764984, МКИ B 25 J 11/00. Привод подвижного звена / Л. А. Борисенко (СССР). – № 4677189/08 ; заявл. 30.09.92 ; опубл. 01.07.92. – 3 с.
7. А. с. 1768853, МКИ F 16 H 57/12.

Планетарная передача / Л. А. Борисенко (СССР). – № 4677190/28 ; заявл. 11.04.89 ; опубл. 15.06.92. – 3 с.

8. Пат. 8691 РБ, F 16 H 1/32. Планетарная зубчатая передача / Л. А. Борисенко, А. А. Горшкова. – № 20040232 ; заявл. 22.03.2004 ; опубл. 30.09.2005. – 3 с.

9. Борисенко, Л. А. Обоснование возможности применения внутреннего зубчатого зацепления с малой разностью чисел зубьев в планетарных

редукторах / Л. А. Борисенко, А. А. Горшкова // Современные методы проектирования машин : сб. тр. – Минск, 2004. – С. 59–64.

10. Борисенко, Л. А. Исследование и моделирование двухступенчатого планетарного редуктора с большим передаточным отношением для мехатронных устройств / Л. А. Борисенко, А. А. Горшкова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та.– 2005. – № 4. – С. 55–59.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 23.03.2007

**L. A. Borisenko, V. L. Komar,
A. A. Gorshkova, I. V. Maevskij**
**Investigation into kinematics of planetary
gear mechanisms without clearance
for movement of mechatronics moduls**
Belarusian-Russian University

Given in the paper are the results of theoretical and experimental studies in the field of the development of highly precise, small-size gearing based on the planetary mechanisms of the K-H-V circuit. These gear mechanisms can find application in making movement moduli of various mechatron devices. It is proposed a design method of non-interferent gearing with internal involute engagement differing in the number of gears equal to one. Under consideration is a series of improvements of the traditional circuit of the planetary mechanism with a view of increasing the accuracy of gearing and lowering its production costs. The results of experimental tests of the developed proposals are given in the paper.