

---

---

УДК 621.83.06

*М. Е. Лустенков*

---

---

**КОМБИНИРОВАННАЯ ПЛАНЕТАРНАЯ ПЕРЕДАЧА: ОСНОВЫ КИНЕМАТИКИ**

---

---

UDC 621.83.06

*M. E. Lustenkov*

---

---

**COMBINED PLANETARY TRANSMISSION: FUNDAMENTALS OF KINEMATIC**

---

---

**Аннотация**

В статье предложены конструкции комбинированной планетарной передачи, расширяющие кинематические возможности редукторов с традиционным зубчатым зацеплением. В двухвенцовый сателлит планетарной зубчатой передачи встроена передача с промежуточными телами качения. Венцы сателлита имеют возможность относительного вращения. Проанализированы кинематические зависимости разработанного механизма. Определены рациональные кинематические схемы, обеспечивающие большие передаточные отношения и высокий КПД.

**Ключевые слова:**

планетарная передача, тела качения, редуктор, сателлит, водило, КПД, передаточное отношение, угловая скорость.

**Abstract**

The designs of a combined planetary transmission expanding kinematic possibilities of reducers with traditional gearing are suggested in the paper. The transmission with intermediate rolling elements is built in the double-wheel satellite of a planetary gear. Ring gears of the satellite have a possibility of relative rotation. Kinematic dependencies of the developed mechanism are analyzed. Rational kinematic schemes providing high values of reduction ratios and high efficiency are determined.

**Key words:**

planetary transmission, rolling elements, reducer, satellite, drove, efficiency factor, reduction ratio, angular velocity.

---

**Введение**

Передачи с промежуточными телами качения (ППТК) с осевым их перемещением (передачи цилиндрического типа) [1] обладают рядом преимуществ: малыми габаритами в радиальном направлении, полной динамической уравновешенностью, высокой нагрузочной способностью. Передача состоит из двух кулачков, внутреннего и наружного, на цилиндрических поверхностях которых изготовлены замкнутые периодические беговые дорожки. Дорожки могут образовываться торцевыми поверхностями составных

кулачков. По этим беговым дорожкам и по осевым пазам (прорезям) третьего звена – сепаратора (водила) перемещаются тела качения. Два кулачка и сепаратор образуют трехзвенный механизм с кинематикой, аналогичной кинематике планетарной передачи. Одно из звеньев является ведущим, другое – ведомым, а третье – остановленным (стойкой) при работе в редукторном (мультипликаторном) режиме. Передачи данного типа широко исследованы в [2]; за рубежом работы в данном направлении проводятся учеными Румынии [3] и Японии [4].

Одним из недостатков ППТК является относительно невысокий КПД, сопоставимый с КПД червячных передач. При этом одна секция ППТК с осевым перемещением тел качения имеет низкие кинематические возможности, т. к. в одной ступени можно реализовать небольшие значения передаточных отношений (рациональный диапазон от 0,25 до 9) при условии ограниченности диаметральных размеров (до 100...120 мм).

Планетарная зубчатая передача, сконструированная по схеме 2К-Н, имеет приблизительно такой же рациональный диапазон передаточных отношений. Увеличение степени редуцирования достигается применением более сложных конструкций. Достаточно широкое распространение получила планетарная передача с двумя внутренними зубчатыми зацеплениями, конструкция которой включает водило, соединенное с ведущим валом, двухвенцовый сателлит и два центральных колеса. Одно из центральных колес является неподвижным и соединено с корпусом, а второе – с ведомым валом [5, с. 216, схема 4]. При конструктивном увеличении значений передаточного отношения КПД данной передачи резко снижается, что наглядно демонстрируется в [5, с. 216, табл. 10.16]. Так, при передаточном отношении около 100 теоретический КПД рассматриваемого механизма составит около 0,64.

Задачей исследований являлась разработка конструкции малогабаритного механизма, обеспечивающей повышение кинематических возможностей передачи с промежуточными телами качения и планетарной зубчатой передачи при сохранении малых радиальных габаритов и высокого КПД.

#### **Конструкции комбинированной передачи и принцип ее работы**

Нами разработана конструкция передачи, представляющая собой соединение в одной конструкции ППТК и планетарной зубчатой передачи с двух-

венцовым сателлитом и традиционным зубчатым зацеплением. При этом возможно сохранение преимуществ обеих передач, а также использование положительных свойств, которые в данных передачах, применяемых независимо, преимуществами не являлись.

В предлагаемой комбинированной передаче с двумя внутренними зубчатыми зацеплениями в двухвенцовый сателлит встроена ППТК, причем одно из ее трех основных звеньев (внутренний кулачок, наружный кулачок или сепаратор) жестко соединено с водилом планетарной зубчатой передачи, а два других – с зубчатыми венцами двухвенцового сателлита, которые получают возможность относительного вращения.

Предлагаемая передача позволит использовать такое преимущество передачи-прототипа (планетарной зубчатой передачи с двухвенцовым сателлитом), как большие значения передаточных отношений при сохранении высокого КПД. У комбинированной планетарной передачи также сохраняется одно из основных преимуществ ППТК цилиндрического типа – малые габариты в радиальном направлении.

Проанализируем одну из кинематических схем на конкретном примере. Конструкция исследуемой передачи [6] (рис. 1) включает ведущий вал 1, связанный с водилом 2. На водиле жестко закреплен внутренний кулачок 3. В пазу (беговой дорожке) 10 внутреннего кулачка 3 располагаются тела качения 4. С наружным кулачком 5 жестко соединен зубчатый венец 6, который зацепляется с центральным зубчатым колесом 7 посредством внутреннего зацепления. Центральное (коронное) зубчатое колесо 7 закреплено в корпусе 8. Тела качения контактируют с беговой дорожкой 10 внутреннего кулачка 3, с торцовыми поверхностями 11 наружного кулачка 5, также образующими замкнутую периодическую беговую дорожку с односторонним контактом и с осевыми пазами 12

сепаратора 9. На сепараторе закреплен зубчатый венец 13, зацепляемый с центральным зубчатым колесом 14 по-

средством внутреннего зацепления. Зубчатое колесо 14 соединено с ведомым валом 15 передачи.

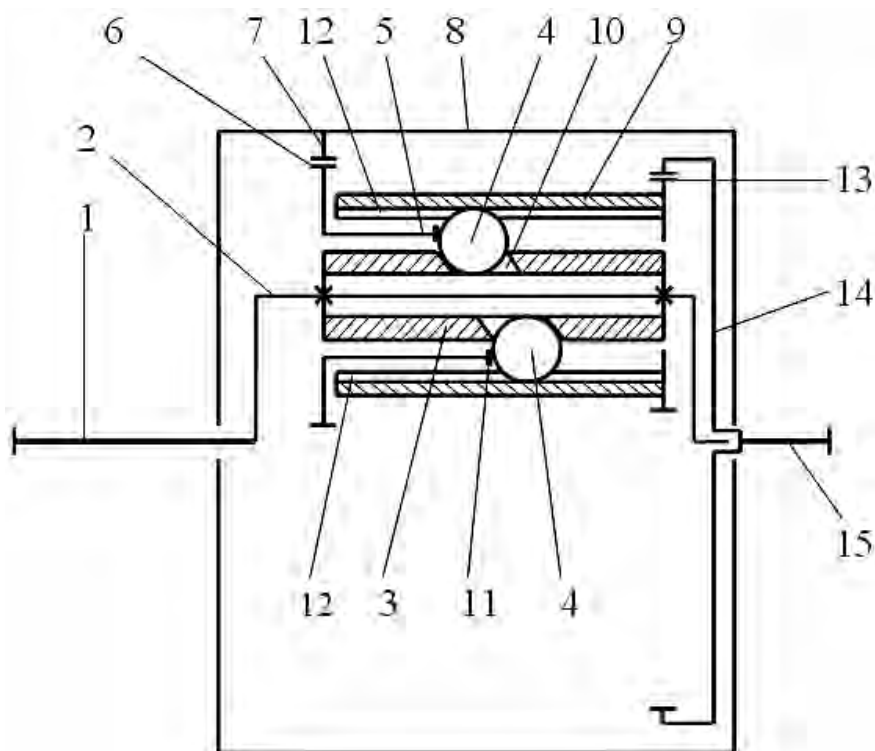


Рис. 1. Схема комбинированной передачи

Внутренний кулачок 3, наружный кулачок 5, сепаратор 9, тела качения 4 и зубчатые венцы 6 и 13 образуют двухвенцовый сателлит. При вращении входного вала 1 вращается водило 2 и жестко соединенный с ним внутренний кулачок 3. Зубчатый венец 6 зацепляется с неподвижным центральным зубчатым колесом 7, вынуждая наружный кулачок 5 поворачиваться относительно внутреннего кулачка 3. Тела качения 4 перемещаются по беговой дорожке 10 внутреннего кулачка 3, вдоль рабочих торцовых поверхностей 11 наружного кулачка 5 и вдоль пазов 12 сепаратора 9. Сепаратор 9 вращается относительно водила 2, внутреннего кулачка 3, наружного кулачка 5, вынуждая поворачиваться соединенный с сепаратором зубчатый венец 13. Последний зацепляется с центральным зубчатым колесом 14, вынуж-

дая его вращаться, и, соответственно, вращается ведомый вал 15. При этом зубчатые венцы 6 и 13 могут вращаться с разной угловой скоростью относительно водила 2.

#### **Исследование кинематики разработанной передачи**

Аналитически определим передаточное отношение разработанного редуктора. На рис. 2, а, б изображены схемы зацепления первого (6) и второго (13) зубчатых венцов планетарной передачи (первой и второй ступеней передачи) соответственно (нумерация звеньев согласно рис. 1 сохранена).

Предположим, что заданными являются угловая скорость  $\omega_1$  ведущего вала 1, числа зубьев  $Z_7$  и  $Z_{14}$  центральных зубчатых колес первой и второй

ступеней передачи (т. к. они определяют ее радиальные габариты), число зубьев венца сателлита  $Z_6$ , а также используются зубчатые зацепления без смещения и одинаковый модуль  $m$  в обеих ступенях. Исходя из этого, можно установить следующие зависимости для соосной передачи:

$$h = R_7 - R_6 = m(Z_7 - Z_6),$$

$$Z_{13} = Z_{14} - Z_7 + Z_6, \quad (1)$$

где  $h$  – высота эксцентриситета водила;  $R_6$  и  $R_7$  – радиусы зубчатых колес 6 и 7 соответственно.

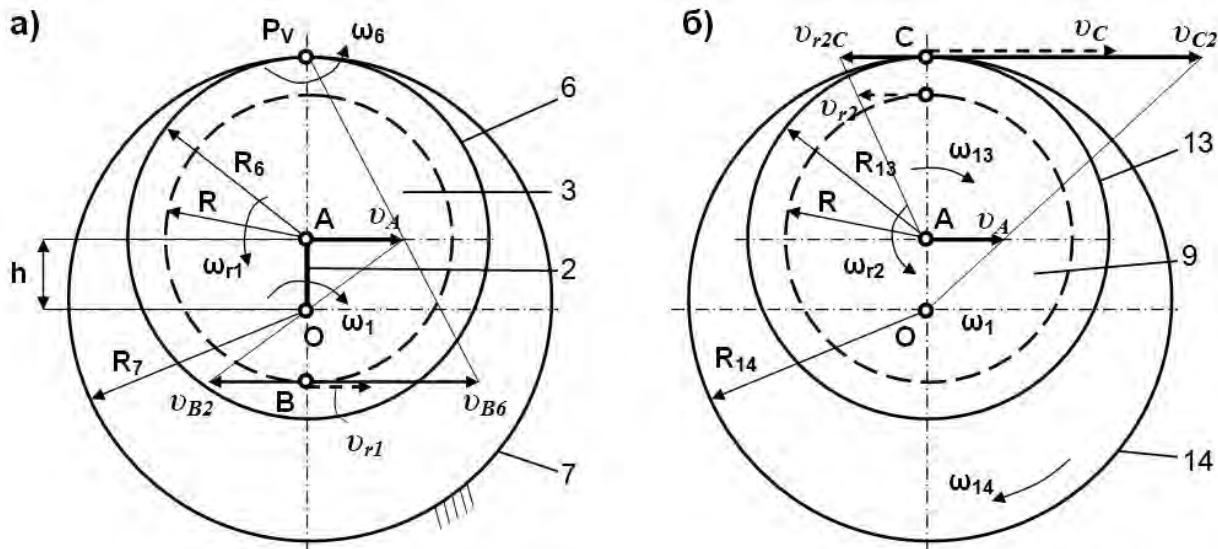


Рис. 2. К выводу кинематических зависимостей комбинированной планетарной передачи: а – для первой ступени; б – для второй ступени

Угловая скорость зубчатого венца 6 сателлита определится как

$$\omega_6 = \frac{v_A}{R_6} = \frac{\omega_1 h}{R_6} = \omega_1 \frac{R_7 - R_6}{R_6} = \omega_1 \frac{Z_7 - Z_6}{Z_6}. \quad (2)$$

Предположим, что на водиле жестко закреплена цилиндрическая деталь с радиусом  $R$ , а венец 6 может вращаться относительно этой детали. Относительную угловую скорость этого вращения определим через разницу линейных скоростей, перенеся их в точку  $B$  (рис. 2, а):

$$\omega_{r1} = \frac{v_{r1}}{R} = \frac{v_{B6} - v_{B2}}{R} = \frac{\frac{v_A}{R_6} (R_6 + R) - \frac{v_A}{h} (h - R)}{R} = \omega_1 \frac{Z_7}{Z_6}, \quad (3)$$

где  $v_{B6}$  и  $v_{B2}$  – скорости, сообщаемые точке  $B$  (условной границе контакта двух цилиндрических поверхностей) со стороны зубчатого венца 6 и водила 2.

В самом сателлите осуществляется редукция (или мультипликация) скорости, т. к. одно звено ППТК связано с водилом и по отношению к другим звеньям остановлено. Другое звено соединено с зубчатым венцом 6. Оно осуществляет вращение в относитель-

ном движении и является ведущим в данном механизме, встроенном в сателлит. Третье звено является для этого узла ведомым и связано с зубчатым венцом второй ступени 13 (рис. 2, б). Его угловая скорость в относительном движении (относительно звена 2) будет уменьшена в передаточное отношение ППТК:  $\omega_{r2} = \omega_{r1}/i_p$ , где  $i_p$  – передаточное отношение ППТК.

Угловая скорость колеса 14, связанного с ведомым валом всего механизма, определится как

$$\begin{aligned} \omega_{14} = \omega_{15} &= \frac{v_C}{R_{14}} = \frac{v_{C2} - v_{r2C}}{R_{14}} = \\ &= \frac{\omega_1(h + R_{13}) - \omega_{r2}R_{13}}{R_{14}}, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $\omega_{15}$  – угловая скорость ведомого вала механизма;  $v_C$  – абсолютная скорость точки  $C$ ;  $v_{C2}$  и  $v_{r2C}$  – переносная и относительная скорости, передаваемые в точку  $C$  посредством вращения водила 2 и вращения относительно сателлита соответственно;  $R_{13}$  и  $R_{14}$  – радиусы зубчатых колес 13 и 14 соответственно.

В предлагаемой комбинированной передаче передаточное отношение будет рассчитываться по формуле  $i = \omega_1/\omega_{15}$ . После подстановок в данное выражение формул (1)...(4) и преобразований окончательно получим [7]

$$i = \frac{1}{1 - \frac{Z_7 Z_{13}}{i_p Z_6 Z_{14}}}. \quad (5)$$

Передаточное число ППТК  $i_p$  определяется в зависимости от применяемой кинематической схемы. На рис. 1 показана встроенная ППТК, работающая согласно шестой кинематической схеме [8], в которой внутренний кулачок 3 установлен в относительном движении (относительно водила 2), наружный кулачок 5 является ведущим звеном, а сепаратор 9 – ведомым звеном. При

этом [8]  $i_p = \frac{Z_5 + Z_3}{Z_5}$ , где  $Z_3$  – число

периодов беговой дорожки внутреннего кулачка 3;  $Z_5$  – число периодов (выступов) профильной торцовой поверхности 11 наружного кулачка 5.

Передаточное отношение планетарной зубчатой передачи-прототипа с цельным двухвенцовым сателлитом рассчитывается по формуле [5, с. 216, схема 4]

$$i_z = \frac{1}{1 - \frac{Z_7 Z_{13}}{Z_6 Z_{14}}}.$$

При  $Z_6 = 35$ ,  $Z_7 = 48$ ,  $Z_{13} = 19$ ,  $Z_{14} = 32$  и при отсутствии встроенной в двухвенцовый сателлит ППТК передаточное отношение  $i_z$  составило бы 5,385. В предлагаемой комбинированной передаче с вышеуказанными параметрами и с параметрами ППТК  $Z_3 = 1$ ,  $Z_5 = 4$  передаточное отношение  $i = 2,7$  согласно формуле (5) при  $i_p = 1,25$ . Данный результат был подтвержден при помощи моделирования в системе Siemens NX. На рис. 3, а показана параметрическая модель механизма с шариковой передачей с синусоидальными беговыми дорожками, а на рис. 3, б – зависимость частот вращения ведущего и ведомого валов редуктора, полученная при симуляции движения механизма в модуле Motion simulation системы NX. Построение компьютерных моделей по чертежам автора и симуляцию движения осуществлял студент Белорусско-Российского университета Д. В. Непша.

### Совершенствование конструкции передачи

Как показали расчеты, шестая кинематическая схема ППТК не удовлетворяет условиям повышения кинематических возможностей комбинированной планетарной передачи. На основании анализа формулы (5) была получена графическая зависимость пере-

даточных отношений встроенного механизма и всей передачи (рис. 4). Из нее видно, что для получения больших значений передаточных отношений всего механизма  $i$  необходимо, чтобы передаточное отношение встраиваемой ППТК лежало в диапазоне  $i_p = 0,7 \dots 0,8$  (рис. 4, линия 1). Данный диапазон получен при конкретных значениях чисел зубьев венцов сателлитов, указанных

выше. При уменьшении разницы чисел зубьев венцов сателлитов до восьми для каждого из зацеплений ( $Z_6 = 40$ ,  $Z_7 = 48$ ,  $Z_{13} = 24$ ,  $Z_{14} = 32$ ) вышеуказанный диапазон сужается (рис. 4, линия 2) и смещается ближе к значению  $i_p = 1,0$ , однако в данном диапазоне можно получить большие значения передаточных отношений. Габариты передачи при этом остаются прежними.

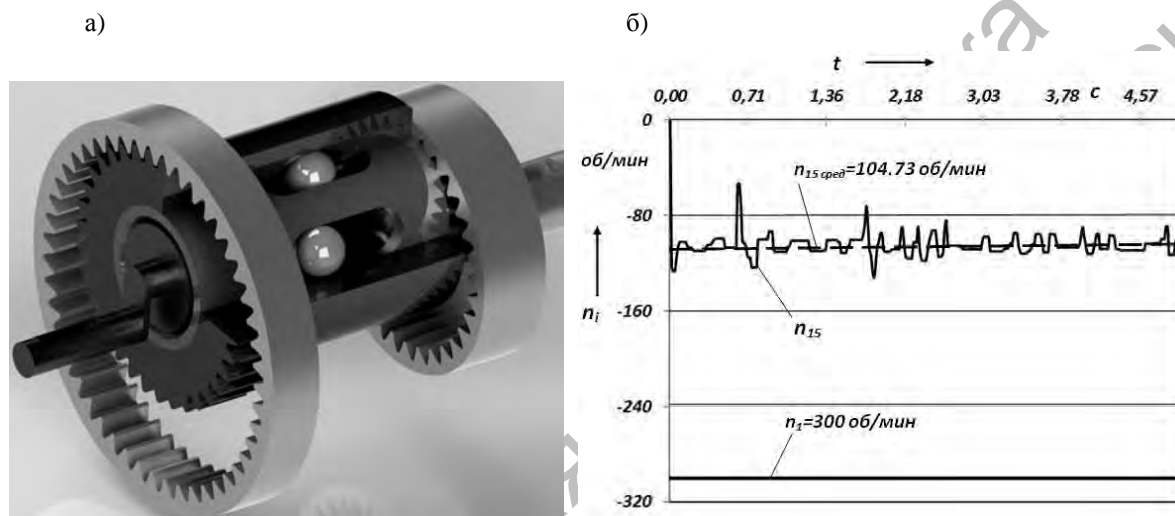


Рис. 3. Компьютерная модель передачи (а) и результаты исследований ее кинематических параметров (б)

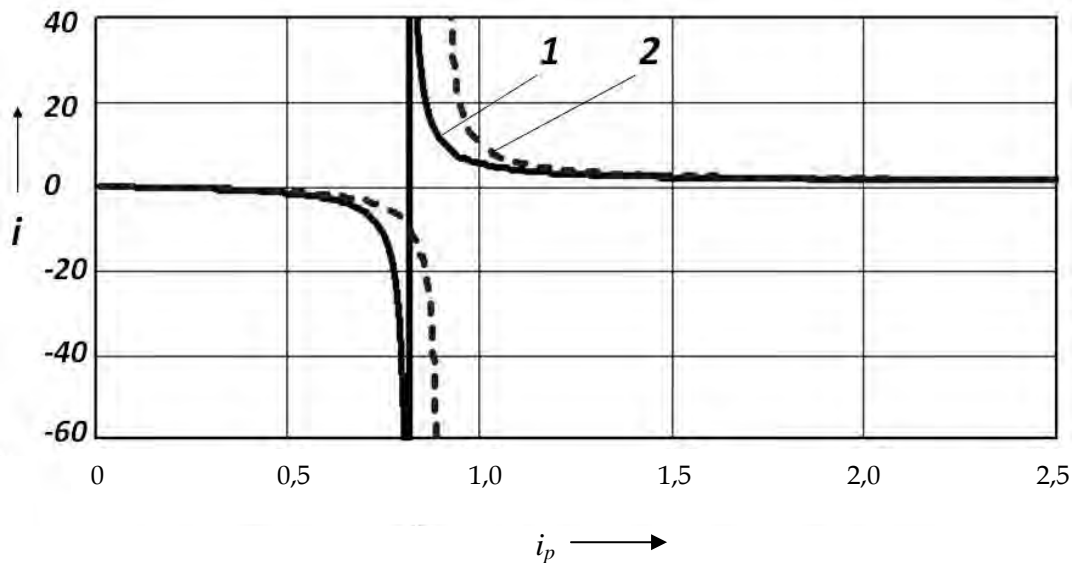


Рис. 4. Зависимость передаточного отношения комбинированной передачи от передаточного отношения ППТК

После анализа шести кинематических схем ППТК была разработана конструкция комбинированной планетарной передачи со встроенной в сателлит ППТК, работающей по четвертой кинематической схеме (рис. 5). Обозначение звеньев принято такое же, как и на рис. 1, за некоторым исключением. Рассмотрим усовершенствованную конструкцию комбинированной передачи. Была изменена структура механизма, а именно: сепаратор стал промежуточным звеном, а наружный кулачок вместо кулачковых поверхностей (см. рис. 1) контактирует с телами качения посредством замкнутой периодической беговой дорожки 11 (см. рис. 5). Это повышает нагрузочную способность передачи в 2 раза, т. к. осуще-

ствляется двухсторонний контакт наружного кулачка и тел качения, отсутствуют их холостые пробеги. Сами тела качения 4 выполнены в виде ступенчатых роликов. Ролик представляет собой стержень-основание, на котором размещены с возможностью относительного вращения две цилиндрические втулки [9] или втулки с полусферической поверхностью [10]. С соответствующим профилем должны изготавливаться беговые дорожки 10 и 11. Фрагментация ролика позволяет осуществлять качение по всем контактирующим поверхностям и повысить КПД зацепления, снизив потери на скольжение. Сепаратор 9 имеет сквозные пазы 12 для размещения и перемещения тел качения.

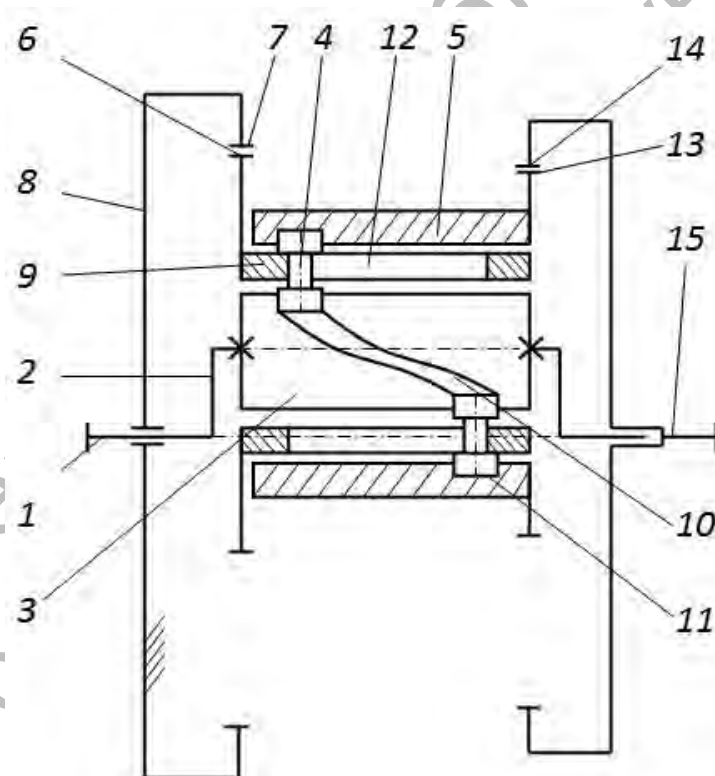


Рис. 5. Схема комбинированной передачи со встроенной роликовой ППТК

Заторможенным в относительном движении снова является внутренний кулачок 3, жестко соединенный с водилом 2. Сепаратор 9 соединяется с зубчатым венцом 6, а наружный кулачок 5 – с

зубчатым венцом 13. Передаточное отношение данной ППТК, встроенной в двухвенцовый сателлит, определится по формуле [8]  $i_p = Z_5 / (Z_3 + Z_5)$ . Рассматривая уже использованные выше

значения  $Z_3 = 1$  и  $Z_5 = 4$ , получим  $i_p = 0,8$ . В этом случае при числах зубьев венцов сателлита и центральных колес  $Z_6 = 35$ ,  $Z_7 = 48$ ,  $Z_{13} = 19$ ,  $Z_{14} = 32$  общее передаточное отношение  $i$  также определится по формуле (5) и составит  $i = -56$ . При отсутствии встроенной в двухвенцовый сателлит ППТК передаточное отношение, как уже отмечалось, составило бы 5,385. В предлагаемой комбинированной передаче оно равно  $-56$ , что свидетельствует о значительном расширении кинематических возможностей редуктора. Для сравнения: при  $Z_6 = 40$ ,  $Z_7 = 48$ ,  $Z_{13} = 24$ ,  $Z_{14} = 32$  и  $i_p = 0,8$  получим значение  $i = -8$ . Если при этом использовать 7-периодную беговую дорожку на наружном кулачке  $Z_5 = 7$ ,  $Z_3 = 1$ ,  $i_p = 0,889$ , получим  $i = -80$ .

Отдельно рассмотрим вопрос потерь мощности в зацеплениях. В комбинированной передаче КПД в зубчатых зацеплениях выше 0,98, т. к. передаточное отношение невелико (в рассматриваемых примерах разница в числах зубьев у зубчатых венцов с соответствующими центральными колесами больше 7), скольжение также не будет большим. Теоретический КПД ППТК составит около 0,85...0,90, т. к. четвертая кинематическая схема, наряду с шестой, обеспечивает наименьшие потери мощности [8]. Общий теоретический КПД предлагаемой комбинированной передачи можно определить как произведение КПД трех последовательно работающих зацеплений, внутреннего зубчатого, зацепления посредством промежуточных тел качения и снова внутреннего зубчатого. Численное значение КПД комбинированной планетарной передачи при этом составит около 0,85. При попытке реализовать такое же передаточное отношение, модуль которого равен 56 в передаче-прототипе (зубчатой передаче с двух-

венцовым сателлитом), КПД составил бы 0,78, согласно данным [5, с. 216, табл. 10.16], что ниже теоретического КПД предлагаемой передачи.

### Выводы

Предложены конструкции механизмов, объединяющих механические передачи разных типов в одной структуре, и определены основные принципы их проектирования. Преимуществами разработанных конструкций комбинированной планетарной передачи являются соосность, малогабаритность и относительно высокий КПД. Всего возможно реализовать шесть различных кинематических схем, поочередно соединяя с водилом, т. е. тормозя в относительном движении, одно из трех основных звеньев ППТК. Другое основное звено становится при соединении с зубчатым венцом ведущим, а третье основное звено является ведомым и соединяется со вторым зубчатым венцом сателлита. Передаточное отношение всего механизма (комбинированной передачи) будет определяться по формуле (5), а передаточное отношение  $i_p$  – по формулам, приведенным в [8, табл. 4.1]. Перспективы исследований комбинированных передач связаны с установлением совместного влияния чисел зубьев венцов сателлита, чисел зубьев центральных колес и чисел периодов беговых дорожек ППТК на кинематику всего механизма. Разработка несоосных передач может расширить его кинематические возможности. Несмотря на то, что ППТК полностью уравновешена на фундаменте, при использовании односателлитной передачи необходимо решать вопрос динамического уравновешивания всей передачи.



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лустенков, М. Е.** Планетарные шариковые передачи цилиндрического типа : монография / М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 123 с. : ил.
2. **Игнатищев, Р. М.** Синусошариковые редукторы / Р. М. Игнатищев. – Минск : Выш. шк., 1983. – 107 с. : ил.
3. **Bara, M.** Designing Aspects Of Cylindrical Transmission / M. Bara // ASME Conf. Proc. 5–10 Nov. 2006. – Chicago, Illinois, 2006. – P. 75–81.
4. **Terada, H.** Motion Analysis of a Reciprocating Motion Type Ball Reducer / H. Terada, T. Masuda, S. Yoshida / Proc. 12th IFToMM World Congress. – Besançon (France), June 18–21, 2007. – P. 414–418.
5. **Решетов, Д. Н.** Детали машин : учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с. : ил.
6. Планетарная зубчато-шариковая передача : пат. 14130 С 1 ВУ Респ. Беларусь, МПК (2009) F 16 H 25 / 00 / М. Е. Лустенков ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20090479 ; заявл. 02.04.09 ; опубл. 28.02.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011.
7. **Лустенков, М. Е.** Зубчато-шариковые передачи / М. Е. Лустенков, Л. Л. Сморгович, И. Ю. Хадкевич // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-тех. конф. : Белорус.-Рос. ун-т ; редкол. : И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – Ч. 1. – С. 118.
8. **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности : монография / М. Е. Лустенков. – Могилев : Белорус.- Рос. ун-т, 2010. – 274 с.
9. Совершенствование конструкции передач с промежуточными телами качения / И. С. Сазонов [и др.] // Горная механика и машиностроение. – 2012. – № 1. – С. 74–83.
10. **Прудников, А. П.** Кинематический анализ планетарных передач с составными роликовыми сателлитами / А. П. Прудников, М. Е. Лустенков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 4. – С. 90–97.

*Статья сдана в редакцию 22 января 2013 года*

**Михаил Евгеньевич Лустенков**, канд. техн. наук, доц. Белорусско-Российский университет. Тел. +375-222-25-36-71.

**Mikhail Yevgenyevich Lustenkov**, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-25-36-71.