



Создание самоустанавливающихся многосателлитных планетарных передач

Л.Н. Гудимова^{1✉}, И.А. Серебряков², А.А. Суджаян³

¹⁻³Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, Россия

Резюме. Цель – выявление недостатков в работе многосателлитных планетарных редукторов и обоснование новых структур планетарных самоустанавливающихся механизмов, в которых возможна передача крутящего момента через все установленные сателлиты. Объектами исследования явились отечественный планетарный трехсателлитный редуктор МПЗ, установленный на магнитном сепараторе, предназначенном для мокрого разделения сильномагнитных руд и материалов на магнитные и немагнитные продукты, и планетарный редуктор особой структуры. Построение трехмерной модели классического трехсателлитного и одноподвижного самоустанавливающегося редукторов осуществлялось с помощью программного комплекса T – Flex в модуле «3D». Работоспособность механизмов оценивалась с точки зрения структурного анализа и формулы подвижности П.Л. Чебышева. На построенных трехмерных моделях изучен процесс зацепления классического трехсателлитного и одноподвижного самоустанавливающегося редуктора, отличающегося тем, что в нем помимо трех сателлитов дополнительно введены два рычага. При проведении исследования боковой зазор между парами зубьев сателлитов и центральных колес принят соответственно требованию ГОСТ 1643-81. Согласно проведенному анализу контактов при повороте центрального ведущего колеса на 30°, 110°, 200° и 310° доказано, что дальнейшее проектирование применяемых планетарных передач нецелесообразно в силу невозможности осуществления передачи мощности одновременно через все сателлиты. Установлено, что основным недостатком работы многосателлитных редукторов является требование к выбору бокового зазора, который должен обеспечить работоспособность передачи в момент передачи движения. Показано, что для создания многосателлитных одноподвижных самоустанавливающихся планетарных механизмов необходимо вводить в структуру дополнительные рычаги, количество которых должно равняться числу сателлитов. Таким образом, применение самоустанавливающихся планетарных передач дает возможность уменьшить габариты за счет равномерного распределения передаваемого крутящего момента, так как величина момента при расчете может быть уменьшена на число сателлитов, адаптироваться зубчатым колесам в условиях рабочего нагружения, что существенно улучшает работу всей машины или агрегата.

Ключевые слова: планетарный механизм, сателлиты, зацепление, водило, подвижность, боковой зазор, самоустанавливающийся механизм

Для цитирования: Гудимова Л.Н., Серебряков И.А., Суджаян А.А. Создание самоустанавливающихся многосателлитных планетарных передач // iPolytech Journal. 2024. Т. 28. № 3. С.408.–417. <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2024-3-408-417>. EDN: PLNXAG.

MECHANICAL ENGINEERING

Original article

Creation of self-aligning multisatellite planetary gears

Lyudmila N. Gudimova^{1✉}, Igor A. Serebryakov², Aram A. Sudzhayan³

¹⁻³Siberian State Industrial University, Novokuznetsk, Russia

Abstract. In this study, we aim to identify shortcomings in the operation of multisatellite planetary gearboxes and to justify improved designs of planetary self-aligning mechanisms, which allow torque to be transmitted through all installed satellites. To that end, we studied a domestic planetary three-satellite MPZ gearbox installed on a magnetic separator, designed for wet separation of strongly magnetic ores and materials into magnetic and non-magnetic products, and a planetary gearbox of a special structure. 3D models of the classical three-satellite and single-sliding self-aligning gearboxes were constructed in the 3D module of the T-Flex CAD software. The performance of the mechanisms was evaluated by structural analysis and Chebyshev's mobility formula. The constructed 3D models were used to study the engagement process of the classical three-satellite and single-sliding self-aligning gearbox. The latter is distinguished by the presence of two levers, which are introduced additionally to three satellites. During

the research, the lateral clearance between the pairs of satellite teeth and center wheels was accepted according to GOST 1643–81. The conducted analysis of contacts at rotation of the central driving wheel by 30°, 110°, 200°, and 310° established further designing of the applied planetary gears to be inexpedient due to impossibility of realization of power transfer simultaneously through all satellites. The main disadvantage of the operation of multi-satellite gearboxes was found to be the requirement for the side clearance selection, which should ensure the operability of the transmission at the moment of motion transfer. When designing multi-satellite single-slide self-aligning planetary mechanisms, additional levers should be introduced into the structure, the number of which should be equal to the number of satellites. Hence, the use of self-aligning planetary gears makes it possible to reduce the dimensions due to the uniform distribution of the transmitted torque, since the calculated value of the torque can be reduced by the number of satellites. This allows the gears to be adapted to the working loading conditions, which significantly improves the performance of the entire machine or unit.

Keywords: planetary gear, satellites, gearing, carrier, mobility, backlash, self-aligning mechanism

For citation: Gudimova L.N., Serebryakov I.A., Sudzhayan A.A. Creation of self-aligning multisatellite planetary gears. *iPolytech Journal*. 2024;28(3):408-417. (In Russ.).<https://doi.org/10.21285/1814-3520-2024-3-408-417>. EDN: PLNXAG.

ВВЕДЕНИЕ

На современном этапе развития машиностроения одной из задач является создание отечественных механизмов передач, которые максимально должны удовлетворять требованиям развивающейся промышленности как легкой, так и тяжелой, при этом обеспечивая импортозамещение. Наиболее распространенными механизмами передач являются зубчатые, к которым «относятся и планетарные, дифференциальные зубчатые передачи, нашедшие применение в металлообрабатывающих, транспортных, сельскохозяйственных, текстильных, грузоподъемных машинах, а также в военной и морской технике»⁴. Согласно стратегии развития промышленности, принято решение до 2035 г. только в судостроении довести использование до 75% комплектующими исключительно российского производства. Учитывая специфические конструктивные особенности планетарных механизмов и области их применения, одной из актуальных задач является задача не только усовершенствования существующих [1–4], но и создания новых структур механизмов [5, 6]. В работах [1, 8, 9] профессором Л.Т. Дворниковым дан подробный и обоснованный анализ, связанный с проблемой используемых в настоящее время структур многосателлитных планетарных механизмов.

Цель исследования. Основываясь на изучении работ в исследовании многосателлитных механизмов ведущими учеными-осно-

воположниками, такими как В.Н. Кудрявцев [10], Н.Ф. Руденко [11], В.П. Яглинский [12] и нашими современниками В.Б. Шеломовым [13], Ю.А. Алюшиным, Вержанским [14], Л.Н. Решетов⁵, в том числе и авторами данной статьи [16] можно утверждать, что вопросы, связанные с более глубоким исследованием работы планетарных механизмов⁶, являются своевременными и актуальными.

В работе поставлена и решена задача, связанная с передачей движения зубчатыми колесами (сателлитами) в планетарном механизме. Рассмотрим планетарную передачу со структурной точки зрения на примере трехсателлитного планетарного механизма (рис. 1 а).

Механизм состоит из пяти подвижных звеньев ($n = 5$), соединенных между собой пятью одноподвижными парами-шарнирами ($p_5 = 5$) и шестью двухподвижными ($p_4 = 6$). Подвижность, определенная по формуле П.Л. Чебышева, равна

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 15 - 10 - 6 = -1, \quad (1)$$

т.е. механическая система является статически неопределимой, а, следовательно, неработоспособной.

Однако если учесть, что при работе планетарных передач с числом сателлитов более одного, «мощность от ведущего звена к ведомому передается до 80% только одним сателлитом, то согласно (1) подвижность бу-

⁴Козырев В.В. Планетарные редукторы в составе роботов и мехатронных систем: учеб. пособ. Владимир: Владим. гос. ун-т, 2008. 48 с.

⁵Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы: справочник. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1985. 272 с.

⁶Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин: учебник и практикум для вузов. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Юрайт, 2024. 432 с.

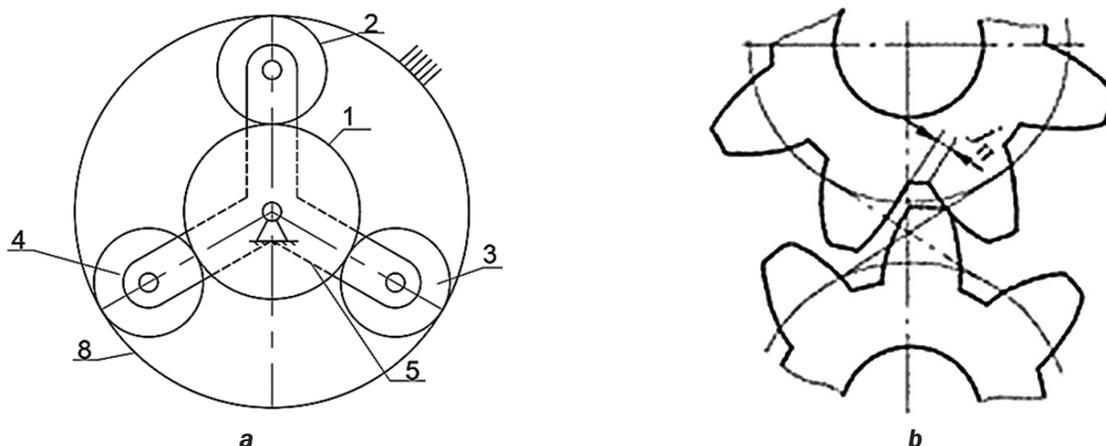


Рис. 1. Параметры планетарной передачи; а – структурная схема; б – боковой зазор j_n между парой зубчатых колес
Fig. 1. Planetary gear parameters; а – block diagram; б – backlash j_n between a pair of gears

дет равна $W = 3n - 2p_5 - p_4 = 15 - 10 - 4 = 1$ и механизм можно считать вполне работоспособным. Это утверждение подтверждается методикой, в которой расчет на прочность основных геометрических параметров планетарных передач основан на передаче мощности от ведущего к ведомому колесу через один сателлит» [14]. В то же время необходимо отметить, что в передаче нагрузки в разные промежутки времени могут участвовать разные сателлиты, а, следовательно, каждый из сателлитов должен обладать достаточной прочностью, соответствующей условию нагружения. Наличие остальных сателлитов только усиливает прочность и долговечность редуктора в целом.

Заставить механизм работать при отрицательной подвижности можно, но как показывает история (параллелограммный механизм паровой машины Дж. Уатта), с низким коэффициентом полезного действия и быстрым износом основных деталей. В работе приведен пример трехсателлитной структуры планетарного механизма, который решает проблему передачи усилий через все установленные сателлиты.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для обоснования утверждения о том, что существующие структуры многосателлитных механизмов являются работоспособными только при этом утверждении, проведено изучение процесса зацепления на параметрической модели трехсателлитной планетарной

передаче (см. рис. 1 а), созданной в программном комплексе T-Flex PLM с использованием переменных. При проектировании зубчатых колес в работе учитывается зависимость степени точности от бокового зазора между парой зубчатых колес (рис. 1 б). Известно, что боковой зазор формирует пространство для свободного вращения зубчатых колес в момент передачи движения, а также устраняет возможность заклинивания при нагреве и обеспечивает поступление смазочного материала. «Кроме того, система допусков на зубчатые передачи устанавливает гарантированный боковой зазор j_{nmin} , который является наименьшим предписанным боковым зазором, не зависящим от степени точности колес и типа передачи. Выбранный зазор при создании модели планетарной передачи установлен по допуску T_{jn} , который определяется разностью между наибольшим и наименьшим зазорами» [18–20].

Гарантируемый боковой зазор в созданной водильной трехсателлитной планетарной передаче с межосевым расстоянием $a_w = 90$ мм, согласно ГОСТ 1643–81⁷, для вида сопряжения В, которое обеспечивает минимальную величину бокового зазора, исключающего возможность заклинивания передачи, равен $j_{nmin} = 140$ мкм, а допуск на боковой зазор равен $T_{jn} = \pm 80$ мкм. По параметрам трехсателлитной планетарной передачи по числам зубьев, модулю, диаметрам зубчатых колес и межцентровому расстоя-

⁷ГОСТ 1643–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. Введ. 01.07.1981. М.: Гос. комитет СССР по стандартам, 1981.

нию (таблица), с помощью программного комплекса T-FLEX PLM в модуле «2D», построена параметрическая двумерная модель водильной трехсателлитной планетарной передачи с боковыми зазорами между парами зубьев первого сателлита $j_{n1} = 140$ мкм, второго сателлита $j_{n2} = 180$ мкм, третьего сателлита и центрального колеса $j_{n3} = 220$ мкм.

Боковые зазоры между парами зубьев двумерной модели водильной трехсателлитной планетарной передачи обеспечивались масштабированием делительных диаметров сателлитов, переменными « K_3 », « K_4 » и « K_5 » для каждого сателлита, соответствующие программному обеспечению комплекса T-Flex PLM, таким образом, чтобы при задании движения центральному ведущему колесу переменной « $tetta$ » зубья сателлитов обкатывались по зубьям центральных колес и передавали движение на водило передачи.

Исследование процесса поворота сателлитов в трехсателлитной планетарной передаче основывалось на анализе контактов между парами зубьев колес при повороте центрального ведущего колеса (ЦВК) на 30, 110, 200 и 310°. Рассмотрим более подробно контакты между парами зубьев колес в положении, когда ЦВК водильной трехсателлитной планетарной передачи повернуто относительно начального положения на 30° (рис. 2 а).

На рис. 2 красными цветом и латинскими символами А, В, С обозначены точки контактов между парами зубьев сателлитов и ЦВК, а D – между сателлитами и неподвижным центральным колесом (НЦК). При повороте на 30° (рис. 2 а) сателлиты 3, 4 и 5 с ЦВК имеют по одной точке контакта, однако в тот же самый момент с НЦК точку контакта D имеет лишь сателлит 3.

Параметры трехсателлитной планетарной передачи*
 Parameters of a three-satellite planetary gear

z_a	z_b	z_g	m, MM	$d_{aг}, \text{MM}$	$d_{gг}, \text{MM}$	$d_{bг}, \text{MM}$
18	54	18	5	90	90	270
d_{aa}	d_{ga}	d_{ba}	$d_{afг}$	d_{gf}	d_{bf}	a_w
100	100	260	77,5	77,5	282,5	90

* z_a – число зубьев центрального ведущего колеса;
 z_b – число зубьев центрального неподвижного колеса;
 z_g – число зубьев сателлита;
 m – модуль;
 d_a – делительный диаметр центрального ведущего колеса;
 d_g – делительный диаметр сателлита;
 d_b – делительный диаметр неподвижного колеса.

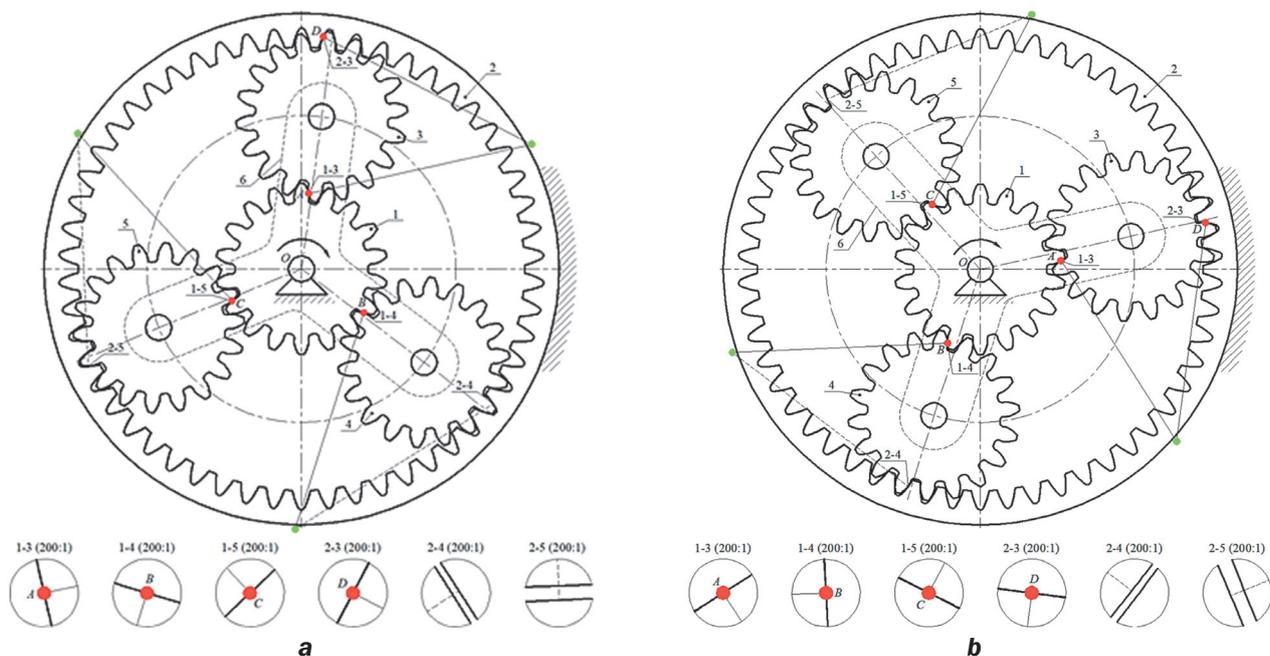


Рис. 2. Анализ контактов при повороте центрального ведущего колеса: а – на 30°; б – на 310°
 Fig. 2. Analysis of contacts when turning the central drive wheel: a – by 30°; b – by 310°

Чтобы окончательно убедиться в том, что мощность именно в водильных многосателлитных планетарных передачах; при рекомендуемых боковых зазорах в основном передается лишь через один сателлит, покажем контакты между парами зубьев колес в положении, когда центральное ведущее колесо водильной трехсателлитной планетарной передачи повернуто относительно начального положения на 310° (см. рис. 2 *b*). Как видно из рис. описанная ранее картина, при которой все три сателлита контактируют своими зубьями с центральным ведущим колесом, а ЦНК контактирует своими зубьями лишь с одним третьим сателлитом, полностью повторяется.

Таким образом, исследование процесса поворота сателлитов водильных многосателлитных планетарных передач на основе анализа контактов между парами зубьев сателлитов и центральных колес доказывает утверждение профессора В.Н. Кудрявцева о невозможности передачи мощности водильными многосателлитными планетарными механизмами через все установленные на водило сателлиты одновременно.

Смоделируем теперь на построенной двухмерной модели случай, при котором два сателлита (третий и четвертый) будут находиться в зацеплении с ЦВК. Со структурной точки зрения, когда появляется дополнительный контакт двухподвижной пары p_4 , то со-

гласно формуле (1) $W = 0$, т.е. структура механизма является неподвижной. Полученная картина зацепления (рис. 3) наглядно показывает, что контакта между ЦНК не происходит ни с одним из сателлитов. В реальных условиях работы при таком варианте возможно появление «заклинивания», устранения которого можно добиться за счет выбора зазоров между зубчатыми колесами.

При создании компьютерной двухмерной модели с контактом всех трех сателлитов наблюдалась аналогичная картина. Оценка работоспособности компьютерных моделей проводилась по динамическим параметрам используемой программы, которые фиксировали полную остановку движения при появлении дополнительного контакта. Для этой цели была создана трехмерная твердотельная модель исследуемого механизма.

Основным условием построенных сборочных трехмерных твердотельных моделей трехсателлитной планетарной передачи является наличие бокового зазора между парами зубьев сателлитов и центральных колес, соответствующего требованиям⁷:

- для первого случая при $W = 1$ боковые зазоры между парами зубьев сателлита и центральных колес принимались равными: первого $j_{n1} = 140$ мкм, второго сателлита $j_{n2} = 180$ мкм, третьего сателлита $j_{n3} = 220$ мкм;
- «для второго случая при условии $W = 0$ боковой зазор между парами зубьев перво-

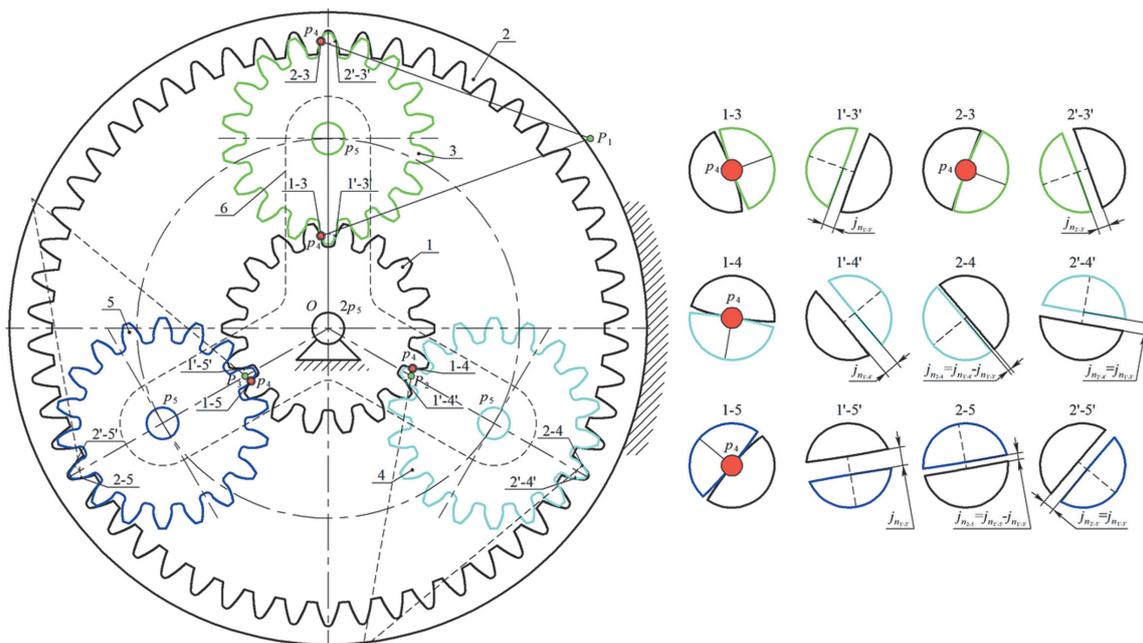


Рис. 3. Состояние «заклинивания»
Fig. 3. «Jamming» state

го и второго сателлитов и центральных колес $j_{n1} = j_{n2} = 140$ мкм, а между парами зубьев третьего сателлита и центральных колес прием равным $j_{n3} = 220$ мкм»;

– «для третьего случая при $W = -1$ боковой зазор между парами зубьев всех сателлитов и центральных колес» $j_{n1} = j_{n2} = j_{n3} = 140$ мкм.

Результатом решения задачи динамического анализа стало «оживление» сборочных трехмерных твердотельных моделей планетарной передачи. Пример демонстрации работы трехсателлитной планетарной передачи при передаче одним сателлитом (когда $W = 1$) показан на рис. 4.

Учитывая, что при проведении динамического анализа задавались параметры контактов, нагружения и ограничения, то «оживить» модели в двух других случаях не удалось.

Проведенные испытания, хотя и являются исследованиями, основанными на использовании возможностей автоматизированной программы, тем не менее позволяют сделать вывод о том, что «заклинивание» в многосателлитных планетарных передачах в реальных условиях работы возникает по двум причинам. В первом случае тогда, когда в зацеплении находится более одного сателлита, а во-втором – когда значение бокового зазора между зубьями одного из сателлитов и центрального колеса становится равным значению бокового зазора между зубьями других сателлитов, т.к. в этом случае также возможно появление дополнительных контактов зубьев.

Поставим задачу создания планетарного механизма, свободного от описанных выше недостатков, в котором все сателлиты способны участвовать в передаче усилий. Согласно новому подходу к проектированию одноподвижных планетарных передач, разра-

ботанному профессором Л.Т. Дворниковым, по которому единственно правильным путем для создания совершенных машин является метод, основанный на полном удовлетворении формул (1). «Основываясь на этом утверждении в (1), теоретически обосновано требование об обеспечении определенности движения в многосателлитных планетарных зубчатых передачах, при котором в структуру механизма необходимо вводить дополнительные рычаги ($n_{др}$) в количестве, равном числу сателлитов ($n_{дс}$), т.е. $n_{др} = n_{дс}$. Тогда в трехсателлитном механизме должно быть семь подвижных звеньев ($n = 7$).

На рис. 5 а приведена новая структура трехсателлитного планетарного зубчатого механизма, построенного по методике Л.Т. Дворникова. Предложенный механизм содержит подвижные звенья ($n = 7$), кинематические пары – шарниров ($p_5 = 7$) и 6 двухподвижные пары ($p_4 = 6$). Тогда, согласно формуле (1), $W = 21 - 14 - 6 = 1$. В отличие от существующих структур планетарных механизмов, приведенный механизм создан таким образом, что крутящий момент от центрального колеса 1 равномерно передается на все три сателлита через две группы нулевой подвижности, представленные в виде трехпарных шатунов, у которых шарниры, соединяющие их в пары, выполнены соосно с сателлитами передачи.

Для изучения контакта в зацеплении зубчатых колес при работе планетарного механизма новой конструкции был проведен анализ зацепления каждого сателлита. Для этого в системе автоматизированной программы CAD T-Flex создана 3D модель механизма (рис. 5 б) с уникальным сбалансированным водилом, заданная скорость вращения которого 500 об/мин. При пово-

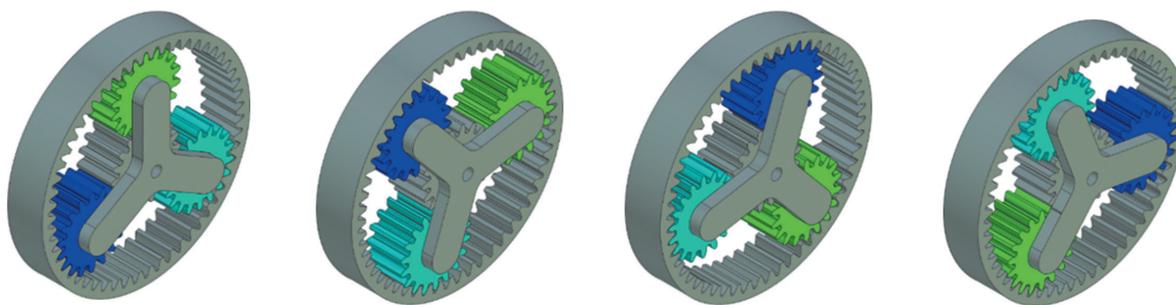


Рис. 4. Положение сателлитов трехмерной твердотельной модели планетарной передачи
Fig. 4. Position of satellites in the planetary gear three-dimensional solid-state model

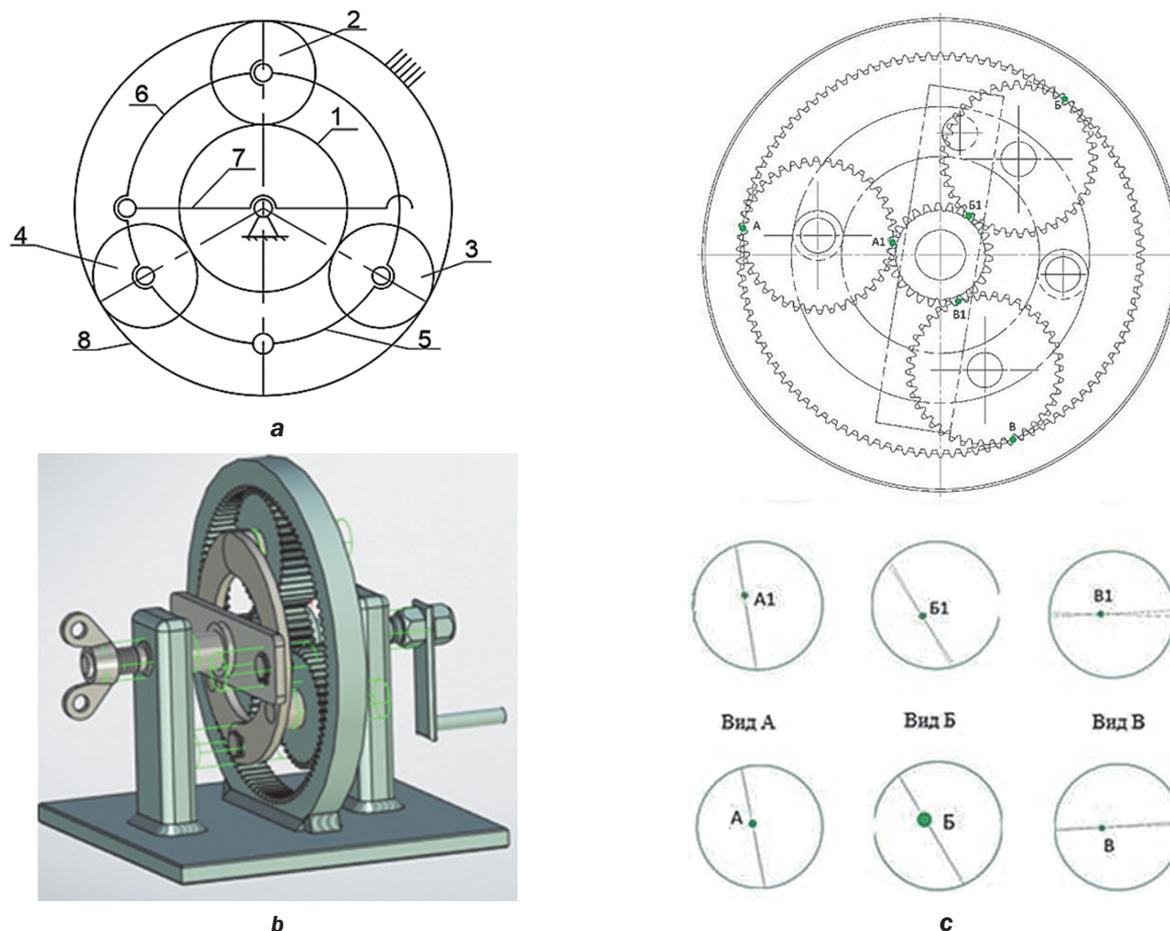


Рис. 5. Кинематическая схема одноподвижной трехсателлитной планетарной зубчатой передачи:

1 – солнечная шестерня, 2, 3 и 4 – сателлиты, 5 и 6 – трехпарные промежуточные звенья, 7 – водило, 8 – эпицикл

Fig. 5. Kinematic diagram of a one-degree-of-freedom three-satellite planetary gear train:

1 – sun gear, 2, 3 and 4 – satellites, 5 and 6 – three-pair extensions, 7 – carrier, 8 – epicycle

роте на ранее принятые углы центрального колеса планетарного механизма вся конструкция приводится в определенный момент в неподвижное состояние. После этого выполнялось тысячекратное увеличение числа зубьев колес, соприкасающихся друг с другом (рис. 5 с). Увеличение количества зубьев колес показало следующее: пара зацепления сателлит (4) – коронная шестерня – имеет плотное пятно контакта (см. вид А), в паре солнечная шестерня – сателлит (4) (см. вид А), разрыва в зацеплении зубьев колес не происходит [19].

Анализ вида Б показывает аналогичную ситуацию, при которой зацепление сателлита (3) и с коронной, и с солнечной шестерней В1 имеет плотные контакты. На виде В и В1

имеется плотное пятно контакта в каждой паре зацепления.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные лабораторные испытания на одноподвижном трехсателлитном планетарном редукторе [9], созданном по методу Л.Т. Дворникова, позволяют утверждать, что только при таком подходе к проектированию возможно осуществлять передачу мощности через все установленные сателлиты. Следовательно, равномерное распределение передаваемой мощности позволит существенно уменьшить габариты редуктора, применять рекомендуемые боковые зазоры как для обычной зубчатой передачи, обеспечивая самоустановку всех звеньев.

Список источников

1. Дворников Л.Т., Герасимов С.П. Принципиальные проблемы многосателлитных планетарных зубчатых передач и возможные пути их разрешения // *Фундаментальные исследования*. 2017. № 12-1. С. 44–51. EDN: ZXPVQT.

2. Miladinović S., Gajević S., Stojanovic B., Milojević S. Optimization of Ravigneaux planetary gear set // Conference on Mechanical Engineering Technologies and Applications: 4th international scientific conference COMETA (Sarajevo, 27–30 November 2018), Sarajevo, 2018. P. 366–373.
3. Плеханов Ф.И., Грахов В.П., Сунцов А.С. Рациональные конструкции планетарных передач строительных и дорожных машин и их технико-экономические показатели // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 4. С. 22–25. EDN: VTYZKZ.
4. Веденеев С.А. Ошибки теории расчета планетарных передач // Портал научно-практических публикаций. Режим доступа: <https://portalnp.snauka.ru/2016/03/3323> (дата обращения: 26.11.2023).
5. Плеханов Ф.И., Молчанов С.М. Вопросы проектирования высоконагруженной планетарной передачи с роликовым механизмом снятия движения // Интеллектуальные системы в производстве. 2012. № 2. С. 45–47. EDN: PJPJCJ.
6. Пивоваров А.О. Разработка конструкции планетарной передачи без избыточных связей // Фундаментальные исследования. 2013. № 6-3. С. 556–560. EDN: PZQFNB.
7. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т., Ткаченко В.Н. К вопросу проектирования планетарных передач // Современные методы проектирования машин: республиканский межведомственный сборник научных трудов: в 7 т. / под общ. ред. П.А. Витязя. Минск: Технопринт, 2004. Т. 3. Вып. 2. С. 42–43.
8. Дворников Л.Т., Жуков И.А. Обоснование начал единой теории планетарных передач // Вестник машиностроения. 2022. № 3-1. С. 24–32.
9. Дворников Л.Т., Жуков И.А. Обоснования начал единой теории планетарных передач // Вестник машиностроения. 2022. № 3. С. 3–9. <https://doi.org/10.36652/0042-4633-2022-3-3-9>. EDN: NMBHMG.
10. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. М.: Машиностроение, 1966. 307 с.
11. Руденко Н.Ф. Планетарные передачи. Теория, расчет, применение и проектирование. 3-е изд. испр. и доп. М.; Л.: Машгиз, 1947. 756 с.
12. Яглинский В.П., Гутьря С.С., Чанчин А.Н. Частотный анализ колебаний планетарного колесного редуктора // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого. 2015. № 2. С. 3–10. EDN: UAOMET.
13. Шеломов В.Б. Структурный синтез кинематических схем планетарных коробок передач // Теория механизмов и машин. 2010. Т. 8. № 15. С. 52–61. EDN: MOUFWL.
14. Алюшин Ю.А., Вержанский П.М. Кинематика планетарных передач // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2009. № S16. С. 463–473. EDN: MDWYUJ.
15. Серебряков И.А., Гудимова Л.Н. Решение проблемы распределения сил по сателлитам в многосателлитных планетарных передачах // Наука и молодежь: проблемы, поиски, решения: тр. Всерос. науч. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых (г. Новокузнецк, 16–17 мая 2023 г.). Новокузнецк: Сибирский государственный индустриальный университет. 2023. С. 80–84. EDN: SSBVQK.
16. Абрамчук М.В. Рекомендации по организации контроля бокового зазора в зубчатых передачах // Научно-технический вестник Санкт-Петербургского государственного университета информационных технологий, механики и оптики. 2006. № 28. С. 206–210. EDN: JURYVX.
17. Дворников Л.Т., Жуков И.А. Принципиальные уточнения понятия перекрытия зацепления эвольвентных зубчатых передач // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. 2022. № 16. С. 37–45. <https://doi.org/10.26160/2658-3305-2022-16-37-45>.
18. Hu Yong, Talbot D., Kahraman A. A load distribution model for planetary gear sets. In: Proceedings of the ASME 2017 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference (Cleveland, 6–9 August 2017). Cleveland: ASME, 2017. Vol. 10. P. DETC2017-68354; V010T11A008. <https://doi.org/10.1115/DETC2017-68354>.
19. Гудимова Л.Н., Серебряков И.А. Исследование плавности хода зубчатого одноподвижного плоского планетарного механизма при применении уравновешенной конструкции водила // Черные металлы. 2023. № 10. С. 49–54. <https://doi.org/10.17580/chm.2023.10.08>. EDN: FDRYXY.
20. Vullo V. Gear trains and planetary gears // Gears. Springer Series in Solid and Structural Mechanics. Cham: Springer, 2020. Vol. 10. P. 695–772. https://doi.org/10.1007/978-3-030-36502-8_13.

References

1. Dvornikov L.T., Gerasimov S.P. The fundamental problem megasatellite planetary gear sets and possible ways of their permission. *Fundamental research*. 2017;12-1:44–51. (In Russ). EDN: ZXPVQT.
2. Miladinović S., Gajević S., Stojanovic B., Milojević S. Optimization of Ravigneaux planetary gear set. In: *Conference on Mechanical Engineering Technologies and Applications: 4th international scientific conference COMETA*. 27–30 November 2018, Sarajevo. Sarajevo; 2018, p. 366-373.
3. Plekhanov F.I., Grahov V.P., Suncov A.S. Planetary gear transmissions of build and travelling machines: rational design, cost and performance data. *Mekhanizaciya stroitel'stva*. 2016;77(4):22-25. (In Russ). EDN: VTYZKZ.
4. Vedeneev S.A. Errors in the planetary gear calculation theory. *Portal nauchno-prakticheskikh publikacij*. Available from: <https://portalnp.snauka.ru/2016/03/3323> [Accessed 26th November 2023]. (In Russ.).
5. Plekhanov F.I., Molchanov S.M. Design issues of high-loaded planetary gear with roller mechanism of movement withdrawal. *Intellektual'nye sistemy v proizvodstve*. 2012;2:45-47. (In Russ.). EDN: PJPJCJ.

6. Pivovarov A.O. Development of the construction of planetary gear without redundant links. *Fundamental research*. 2013;6-3:556-560. (In Russ.). EDN: PZQFHB.
7. Kurmaz L.V., Skojbeda A.T., Tkachenko V.N. On planetary gear design. *Sovremennye metody proektirovaniya mashin: respublikanskij mezhdedomstvenyj sbornik nauchnyh trudov = Modern methods of machine design: Republican Interdepartmental Collection of Scientific Papers*. Minsk: Tekhnoprint; 2004, vol. 3, iss. 2, p. 42-43. (In Russ.).
8. Dvornikov L.T., Zhukov I.A. Substantiation of the beginnings of a unified theory of planetary gears. *Russian Engineering Research*. 2022;3-1:24–32. (In Russ.).
9. Dvornikov L.T., Zhukov I.A. Substantiations of the beginnings of a unified theory of planetary gears. *Russian Engineering Research*. 2022;3:3-9. (In Russ.). <https://doi.org/10.36652/0042-4633-2022-3-3-9>. EDN: NMBHMG.
10. Kudryavtsev V.N. *Planetary gears*. Moscow: Mashinostroenie; 1966, 307 p. (In Russ.).
11. Rudenko N.F. *Planetary gears. Theory, calculation, application and design*. Moscow; Leningrad: Mashgiz; 1947, 756 p. (In Russ.).
12. Yaglinskii V.P., Gutrya S.S., Chanchin A.N. Frequency analysis of planetary wheel reducer oscillations. *Sukhoi State Technical University of Gomel*. 2015;2:3-10. (In Russ.). EDN: UAOMET.
13. Shelomov V.B. Structural synthesis of kinematic schemes of planetary gearboxes. *Teoriya mekhanizmov i mashin*. 2010;8(15):52-61. (In Russ.). EDN: MOUFWL.
14. Alyushin Yu.A., Verzhanskij P.M. Planetary gear kinematics. *Mining Informational and Analytical Bulletin*. 2009;S16:463-473. (In Russ.). EDN: MDWYTJ.
15. Serebryakov I.A., Gudimova L.N. Solving the problem of force distribution among satellites in multi-satellite planetary gear. In: *Nauka i molodezh': problemy, poiski, resheniya: trudy Vserossijskoj nauchnoj konferencii studentov, aspirantov i molodyh uchenyh = Science and youth: problems, searches, solutions: Proceedings of All-Russian scientific conference of students, postgraduates and young scientists*. 16–17 May 2023, Novokuznetsk. Novokuznetsk: Siberian State Industrial University; 2023, p. 80-84. (In Russ.). EDN: SSBVQK.
16. Abramchuk M.V. Recommendations for control organization in gear backlash. *Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics*. 2006;28:206-210. (In Russ.). EDN: JURYVX.
17. Dvornikov L.T., Zhukov I.A. Fundamental clarifications of the concept of overlapping engagement of involute gears. *Transportnoe, gornoe i stroitel'noe mashinostroenie: nauka i proizvodstvo*. 2022;16:37-45. (In Russ.). <https://doi.org/10.26160/2658-3305-2022-16-37-45>.
18. Hu Yong, Talbot D., Kahraman A. A load distribution model for planetary gear sets. In: *Proceedings of the ASME 2017 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. 6–9 August 2017, Cleveland. Cleveland: ASME; 2017, vol. 10, p. DETC2017-68354; V010T11A008. <https://doi.org/10.1115/DETC2017-68354>.
19. Gudimova L.N., Serebryakov I.A. Study of the smooth running of a geared single-moving flat planetary mechanism when using a balanced carrier design. *Chernye Metally*. (In Russ.). 2023;10:49-54. <https://doi.org/10.17580/chm.2023.10.08>. EDN: FDRYXY.
20. Vullo V. Gear trains and planetary gears. In: *Gears. Springer Series in Solid and Structural Mechanics*. Cham: Springer; 2020, vol. 10, p. 695-772. https://doi.org/10.1007/978-3-030-36502-8_13.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ**INFORMATION ABOUT THE AUTHORS****Гудимова Людмила Николаевна,**

к.т.н., доцент,
доцент кафедры механики и машиноведения,
Сибирский государственный индустриальный
университет,
654007, г. Новокузнецк, ул. Кирова, 42, Россия
✉ lyu-gudiova@yandex.ru

Lyudmila N. Gudimova,

Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor,
Associate Professor of the Department of Mechanics
and Machine Science,
Siberian State Industrial University,
42 Kirov St., Novokuznetsk 654007, Russia
✉ lyu-gudiova@yandex.ru

Серебряков Игорь Александрович,

аспирант,
Сибирский государственный индустриальный
университет,
654007, г. Новокузнецк, ул. Кирова, 42, Россия
serebryackow.ig@yandex.ru

Igor A. Serebryakov,

Postgraduate Student,
Siberian State Industrial University,
42 Kirov St., Novokuznetsk 654007, Russia
serebryackow.ig@yandex.ru

Суджаян Арам Александрович,

аспирант,
Сибирский государственный индустриальный
университет,
654007, г. Новокузнецк, ул. Кирова, 42, Россия
aramzes@mail.ru

Aram A. Sudzhayan,

Postgraduate Student,
Siberian State Industrial University,
42 Kirov St., Novokuznetsk 654007, Russia
aramzes@mail.ru

Заявленный вклад авторов

Все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Информация о статье

Статья поступила в редакцию 18.08.2024 г.; одобрена после рецензирования 09.09.2024 г.; принята к публикации 12.09.2024 г.

Authors' contribution

The authors contributed equally to the article.

Conflict of interests

The authors declare no conflict of interests.

The final manuscript has been read and approved by all the co-authors.

Information about the article

The article was submitted 18.08.2024; approved after reviewing 09.09.2024; accepted for publication 12.09.2024.