

А. М. Даньков, д-р техн. наук, доц.

ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

К СОЗДАНИЮ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ ДЛЯ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

В статье представлена классификация поколений механических передач. Предложено направление, позволяющее повышать ремонтпригодность, экономичность, устранять погрешности механической обработки, обеспечивать беззазорное зацепление в течение всего срока службы.

Поколением механических передач можно назвать совокупность их типов, обладающих сходными техническими характеристиками и эксплуатационными возможностями. Каждое из поколений механических передач отражает переломные изменения в областях применения, эффективности использования, уровня развития теорий функционирования и проектирования, связанные с научно-техническим развитием, возникновением и развитием новых технологий, появлением принципиально новых возможностей.

Исходя из этой концепции и учитывая все более возрастающую роль зубчатых передач в развитии общего и специального машиностроения, можно, в частности, выделить следующие их поколения:

- с деревянными колесами и деревянными же зубьями-штырями;
- с бронзовыми зубчатыми колесами и вручную нарезанными зубьями (антикитерский зубчатый механизм);
- со стальными зубчатыми колесами и образованными механической обработкой зубьями (современные передачи);
- с регулируемыми эксплуатационными характеристиками и управляемыми функциональными возможностями, прежде всего, регулируемым передаточным отношением.

Учитывая, что время существования зубчатых передач насчитывает несколько тысячелетий, надо отметить, что смена поколений происходит не одномоментно, а сильно растянута во времени, поэтому элементы нового поколения можно наблюдать в существующих передачах задолго до его фактического становления. Остановимся на последнем поколении, для которого характерно, что его признаки могут быть реализованы только на основе фрагментации как зубчатого колеса, так и зубчатого венца. Это же, как будет показано далее, характерно и для других видов механических передач.

Так как простейшим фрагментом (блоком) зубчатого колеса (после зуба) является зубчатый сектор, то венцы составных зубчатых колес нового типа должны быть образованы набором зубчатых секторов, равномерно расположенных на их периферии. При этом зубчатые сектора должны быть жестко связаны с телом зубчатого колеса и в то же время должны иметь

возможность изменять свое положение относительно оси симметрии (оси вращения) зубчатого колеса, так как только в этом случае возможно изменение преобразующей способности (передаточного отношения) передачи с составным колесом. Т. е. при определенных обстоятельствах делительные дуги секторов могут не совпадать с начальной окружностью (которую в этом случае следует называть условной) зубчатого колеса (соответственно условного, в отличие от реального составного).

Изложенная концепция может быть принята только в том случае, если выполняется предположение, заключающееся в том, что при зацеплении зубьев жестко зафиксированных симметричных зубчатых секторов, вращающихся относительно геометрической оси, проходящей через центр окружности, огибающей делительные дуги секторов, с диаметром, превышающим диаметр делительной окружности колеса-заготовки, из которого изготовлены эти сектора, не происходит существенного ухудшения качества функционирования и уменьшения нагрузочной способности образующейся при этом зубчатой передачи.

С помощью подобного составного зубчатого колеса можно комплексно решать следующие второстепенные задачи:

- повышать ремонтпригодность зубчатых колес и передач с составными колесами;
- осуществлять экономию дорогостоящих материалов;
- изготавливать крупногабаритные зубчатые колеса с помощью оборудования для изготовления зубчатых колес средних размеров;
- устранять погрешности механической обработки зубчатого венца простейшими средствами;
- обеспечивать беззачерное зацепление в течение всего срока службы передачи;

а также главную:

- бесступенчато изменять передаточное отношение передачи, объективная необходимость чего подтверждается как ведущимися в технически развитых странах исследованиями, так и достигнутым уровнем использования плавнорегулируемых передач в трансмиссиях транспортных средств.

Таким образом, стремление обеспечить соответствующий мировому технический уровень зубчатых передач и приводов, объективно формирует потребность в составных зубчатых колесах нового типа.

Априори констатировать отсутствие значительного ухудшения функциональных или эксплуатационных свойств передачи с зубчатым колесом, конструкция которого отвечает изложенной концепции, невозможно. Это может быть установлено только в результате опытно-экспериментальной проверки, предполагающей испытания не только макетов и опытных образцов, но и натуральных объектов: задача, выполняемая только при участии современного, с высокой технической культурой машиностроительного предприятия.

Плавнорегулируемая зубчатая передача, выполненная по развернутой

схеме представлена на рис. 1. В макете передачи (рис. 1, а) воплощены основные технические решения по ее конструкции: передача содержит два составных зубчатых колеса с изменяемыми синхронно, но в противофазе условными начальными диаметрами (рис. 1, в), сопряженных с промежуточным зубчатым колесом (рис. 1, б). Самой существенной проблемой функционирования этой передачи является некратность окружного шага зубьев секторов составных зубчатых колес окружному шагу зубьев секторов, возникающая в процессе регулирования передаточного отношения. Эта проблема решается за счет разделения силового потока и упругой связи между элементами трехсекционного (при 2-х силовых потоках) промежуточного зубчатого колеса с постоянным числом внешних и внутренних зубьев цельных зубчатых венцов. Из рис. 1, б следует, что промежуточное зубчатое колесо имеет основу 1 с кососимметрично (в сечении А – А) расположенными зубчатыми венцами с внешними и внутренними зубьями и упругоподвижно связанными с ней зубчатыми венцами 2 с внешними и 3 с внутренними зубьями. Упругая связь подвижных в окружном направлении зубчатых венцов 2 и 3 с основой 1 осуществляется цилиндрическими пружинами 4.

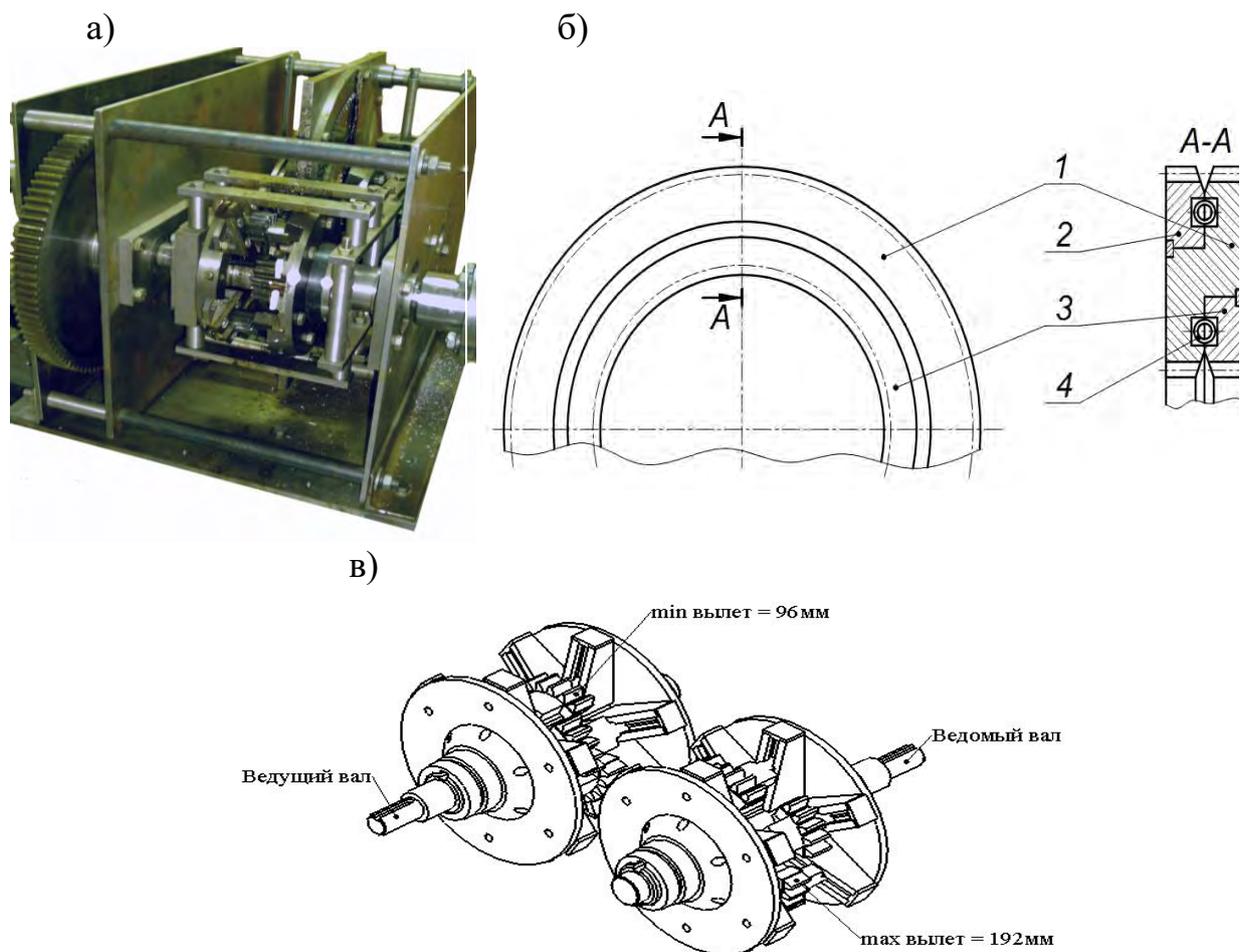


Рис. 1. Развернутая зубчатая плавнорегулируемая передача: а – макет передачи; б – центральное зубчатое колесо; в – составные зубчатые колеса

Недостатком передачи являются значительные габаритные размеры, обусловленные наличием как двух составных зубчатых колес, так и промежуточного зубчатого колеса, а также повышенное влияние на точность регулирования передаточного отношения погрешностей изготовления и зазоров в сопряжениях.

Используя изложенный выше принцип изменения передаточного отношения передачи и основные технические решения по конструкции, можно сконструировать фрикционный вариатор с поликлиновым ремнем (рис. 2) и цепной вариатор с приводной роликовой цепью (рис. 3), в которых фрагментация элементов позволяет улучшить эксплуатационные характеристики по сравнению с прототипами, уже обладающими способностью плавно изменять передаточное отношение.

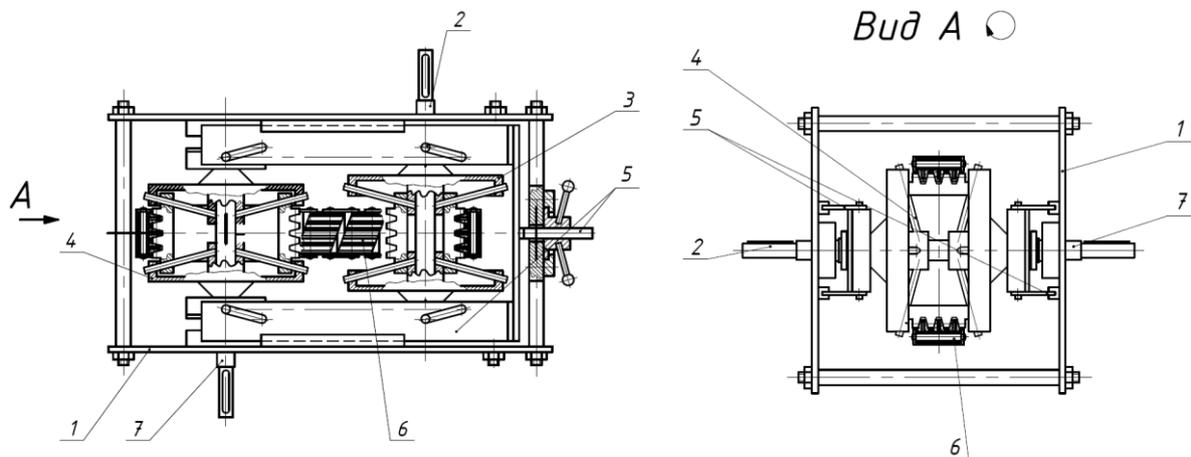


Рис. 2. Вариатор с поликлиновым ремнем: 1 – корпус; 2 – ведущий вал; 3 – ведущий составной шкив; 4 – ведомый составной шкив; 5 – механизм регулирования передаточного отношения в виде плоского многопоточного кулачка; 6 – поликлиновой ремень; 7 – ведомый вал

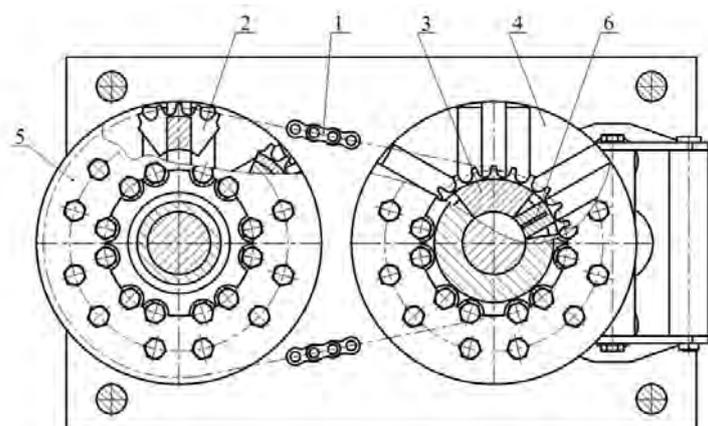


Рис. 3. Вариатор с приводной роликовой цепью: 1 – приводная роликовая цепь; 2 – зубчатый сектор ведомой звездочки; 3 – зубчатый сектор ведущей звездочки; 4 – составная ведущая звездочка; 5 – составная ведомая звездочка; 6 – пластинчатая пружина

Вариатор с поликлиновым ремнем обладает повышенной тяговой способностью, но его конструкции присущи все недостатки фрикционной передачи. Используемая в цепном вариаторе нового типа двухрядная приводная роликовая цепь имеет гораздо более высокие эксплуатационные характеристики, чем применяемая в современных цепных вариаторах пластинчатая цепь. Связывающая составные звездочки цепного вариатора цепь не допускает упругих смещений рядов, поэтому половина секторов каждой из составных звездочек имеет осуществляемую пластинчатыми пружинами (поз. 6 на рис. 3) упругую связь с основаниями, на которых они установлены, для компенсации неkratности окружного шага секторов окружному шагу зубьев.

Использование описанных передач в мобильных машинах принципиально возможно, но сдерживается, прежде всего отсутствием законченных компоновочных проработок агрегатов на базе этих передач, экспериментально подтвержденных эксплуатационных характеристик этих передач, а также неочевидностью их преимуществ при достигнутом уровне их реализации.

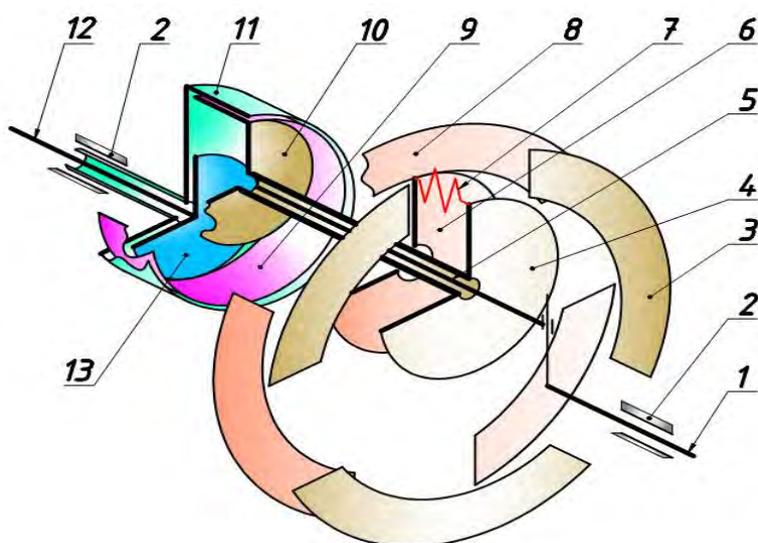


Рис. 4. Схема зубчатой планетарной плавнорегулируемой передачи: 1 – ведущий вал; 2 – корпус; 3 – зубчатый сектор первого силового потока центрального зубчатого колеса; 4 – зубчатый венец первого силового потока сателлита; 5 – водило; 6 – зубчатый венец второго силового потока сателлита; 7 – упругая связь; 8 – зубчатый сектор второго силового потока центрального зубчатого колеса; 9 – зубчатое колесо с внутренними зубьями вспомогательной планетарной передачи для съема вращения с сателлита; 10 – вспомогательный зубчатый венец сателлита-сателлит вспомогательной зубчатой передачи; 11 – обойма для поддержания зубчатого колеса с внутренними зубьями вспомогательной планетарной передачи; 12 – выходной вал; 13 – зубчатый венец выходного вала

Если конструкция фрикционного и цепного вариаторов нового типа укладывается в привычные представления, созданные их аналогами, то конструкция зубчатой плавнорегулируемой передачи представляется из-

лишне громоздкой, вследствие необходимости использования промежуточного зубчатого колеса. Этот недостаток устраняется в зубчатой планетарной плавнорегулируемой передаче, выполненной по схеме К – Н – V. В передачах подобной схемы ведущим является водило, а выходным звеном может быть цельный сателлит (при неподвижном центральном зубчатом колесе – схема 1) (см. рис. 4) или центральное зубчатое колесо (при исключении вращения цельного сателлита вокруг собственной оси – схема 2) (см. рис. 6).

В передачах обеих схем силовая кинематическая цепь предельно проста, но передача имеет разделяющийся силовой поток, причем упругая связь для компенсации некратности окружного шага секторов центрального зубчатого колеса шагу их зубьев осуществляется между элементами с цельными зубчатыми венцами (наиболее простой по конструкции вариант).

В плавнорегулируемой передаче по схеме 1 должны быть решены три проблемы, перечисленные ниже в порядке важности их решения:

- балансировки сателлита;
- управления передаточным отношением;
- съема вращения с сателлита.

Компоновка передачи, в которой решены эти проблемы, приведена на рис. 5.

Особенностью конструкции этой передачи является то, что при наличии разделяющегося силового потока нивелирование последствий возникающей при этом кинематической погрешности осуществляется трубчатыми торсионными 8, связывающими зубчатые венцы сателлита первого 4 и второго 5 силовых потоков. Полная балансировка сателлита осуществляется с помощью механизма балансировки 3, состоящего из двух противовесов, имеющих жесткую кинематическую связь с сателлитом и перемещающихся по собственным направляющим. Механизм регулирования передаточного отношения 2 имеет две кинематические цепи: первая сообщает радиальные перемещения секторам не вращающегося центрального зубчатого колеса, а вторая – зубчатым венцам сателлита и включает замыкающую и управляющую вспомогательные планетарные передачи. Съем вращения с сателлита осуществляется еще одной вспомогательной планетарной передачей 10, сателлит которой является дополнительным венцом 9 сателлита плавнорегулируемой передачей. Его консольная установка, усугубляемая наличием трубчатых торсионов, устраняется с помощью специальной опорной вставки 11. Конструктивная сложность приведенной на рис. 5 передачи очевидна.

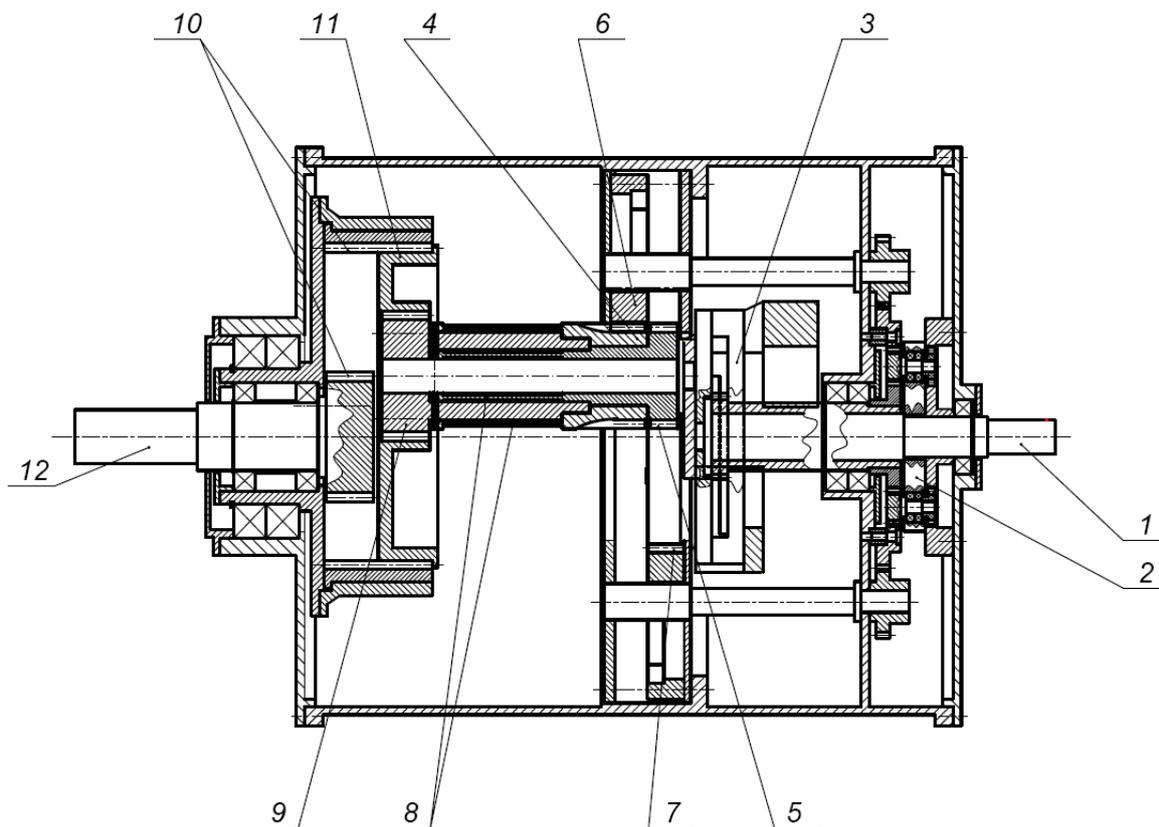


Рис. 5. Компонновка планетарной плавнорегулируемой передачи по схеме 1: 1 – ведущий вал, 2 – механизм регулирования передаточного отношения; 3 – механизм балансировки сателлита; 4 – зубчатый венец сателлита первого силового потока; 5 – зубчатый венец сателлита второго силового потока; 6 – сектор центрального зубчатого колеса первого силового потока; 7 – сектор центрального зубчатого колеса второго силового потока; 8 – трубчатые торсионы; 9 – дополнительный зубчатый венец сателлита; 10 – планетарная передача съема вращения с сателлита; 11 – опорная вставка; 12 – выходной вал

Плавнорегулируемая передача по схеме 2 приведена на рис. 6. Зубчатые венцы 6 сателлита оппозитно установлены с возможностью вращения на подвижных в окружном направлении эксцентричных втулках 7, в свою очередь смонтированных на эксцентричных шейках 8 ведущего вала 1. Передаточное отношение передачи регулируется за счет изменения вылета зубчатых венцов сателлита в результате поворота втулок 7 и соответствующего ему изменения вылета зубчатых секторов 5 центрального зубчатого колеса. Поскольку в работающей передаче втулки 7 вращаются вместе с ведущим валом, а сектора 5 совместно с выходным валом, для изменения вылета и тех и других в передаче предусмотрены механизмы управления вылетом сателлита 2 и секторов центрального зубчатого колеса 4, приводимые в действие одним управляющим валом 3. Так как ведущий и ведомый валы вращаются с различными скоростями, каждый из механизмов 2 и 4 имеет замыкающую и управляющую вспомогательные передачи. Радиальные перемещения секторам 5 можно сообщать через зубчато-реечный

механизм, что усложнит кинематику механизма управления и потребует его независимого привода, и через эксцентриковый механизм, позволяющий управлять обоими механизмами посредством одного управляющего вала. На схеме не показан стопорный механизм, исключающий вращение зубчатых венцов сателлита вокруг собственной оси, благодаря чему преобразованное вращение сообщается центральному зубчатому колесу и связанному с ним выходному валу 9. Но даже в этом случае видна конструктивная простота схемы 2 по сравнению со схемой 1 планетарной плавнорегулируемой передачи при значительном сокращении осевых габаритов.

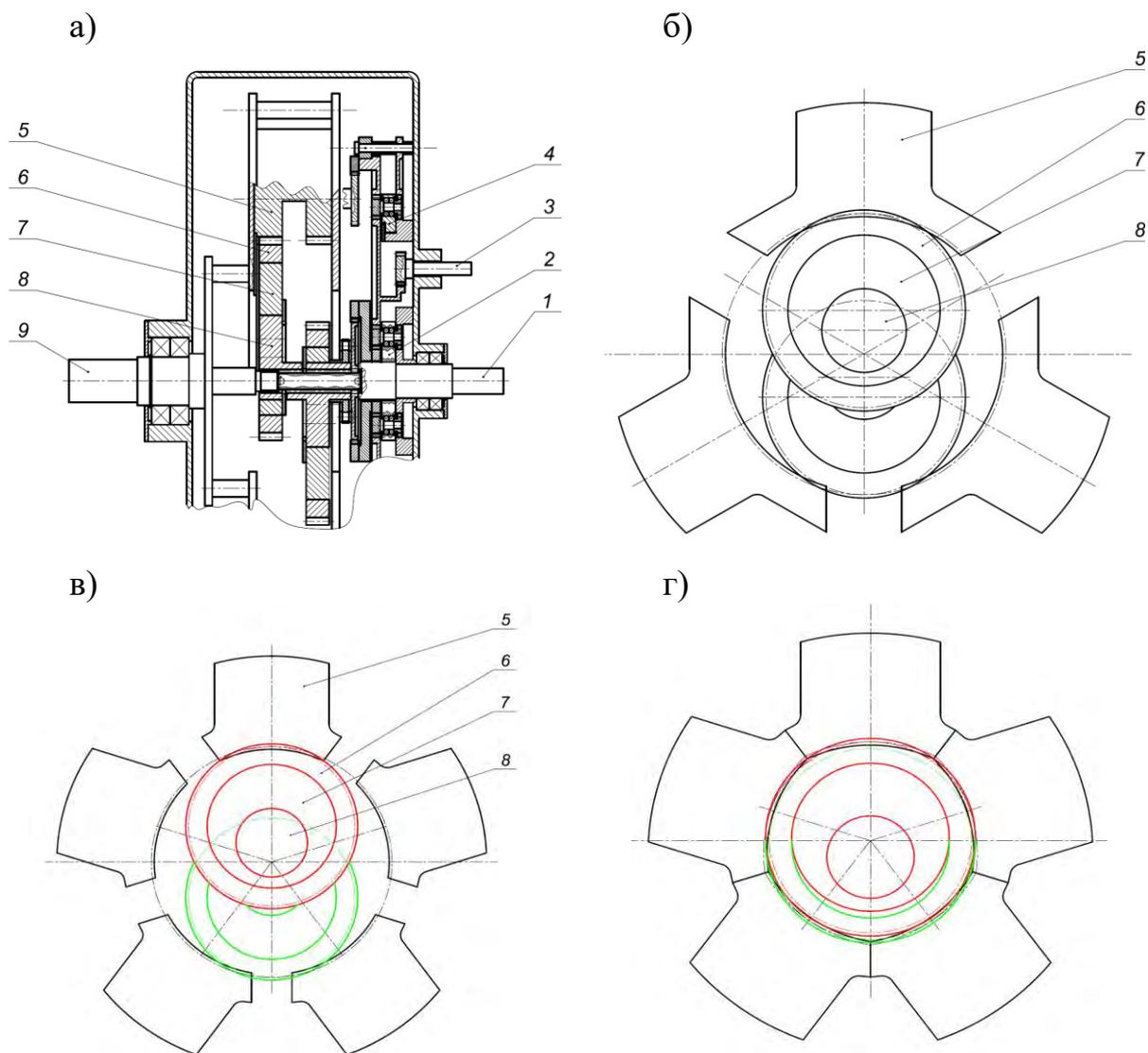


Рис. 6. Компонка планетарной плавнорегулируемой передачи по схеме 2: а – принцип действия передачи; б – схема расположения секторов центрального зубчатого колеса; в – пятисекторное центральное зубчатое колесо при минимальном передаточном отношении передачи; г – пятисекторное центральное зубчатое колесо при максимальном передаточном отношении передачи

Вследствие оппозитной установки не вращающихся вместе с ведущим

валом зубчатых венцов сателлита снижается острота проблемы балансировки масс, связанных с ведущим валом и, кроме того, зубчатые сектора центрального зубчатого колеса, принадлежащие к различным силовым потокам, нецелесообразно размещать в шахматном порядке, как этого требует схема 1 передачи. Они могут быть расположены друг за другом, как на рис. 6, б, из которого легко усматривается возможность использовать в каждом силовом потоке до 5 секторов вместо трех. На рис. 6, в представлена схема их расположения при минимальном передаточном отношении передачи, а на рис. 6, г – при максимальном передаточном отношении.

Очевидным недостатком передачи является невозможность выполнить зубчатые венцы сателлита с минимальным по условиям прочности начальным диаметром.

Выводы.

1. Использование принципа фрагментации основных функциональных элементов механических передач позволяет компоновать основанные на трении и зацеплении плавнорегулируемые передачи.

2. Функциональный анализ конструкций предложенных передач позволяет констатировать как улучшение их эксплуатационных характеристик (повышение нагрузочной способности у фрикционного и цепного вариаторов), так и наличие у них новых функций (плавное регулирование передаточного отношения зубчатых развернутой и планетарной передач).