

## ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ПЛАВНО РЕГУЛИРУЕМЫМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ ОТНОШЕНИЕМ

Использование в трансмиссиях транспортных средств *вариаторов* [1] является одним из способов бесступенчатого изменения ее передаточного отношения. В трансмиссиях транспортных средств получили распространение фрикционные вариаторы (клиноременные и клиноцепные, а также тороидные). Как перспективные и использующие принцип зацепления упоминаются цепные, высокомоментные (разновидность импульсного вариатора) [2] и зубчатые адаптивные с цельными зубчатыми колесами [3].

Использование наиболее распространенных фрикционных вариаторов связано с целым рядом описанных в литературе [4] проблем, таких как большие радиальные нагрузки на валы и опоры, непостоянство передаточного отношения, невысокий КПД. Практически все эти проблемы решаются с применением зубчатых вариаторов. Сегодня предлагается ряд конструкций адаптивных зубчатых передач [3], не имеющих звеньев, управляющих передаточным отношением. Представляется, что это обстоятельство не позволяет использовать адаптивные вариаторы за пределами области, включающей приводы рабочих органов технологических машин, осуществляющих простые технологические процессы, допускающие колебания параметров режима работы.

Ниже описан ряд оригинальных технических решений, на базе которых может быть создана *плавно регулируемая зубчатая передача*, лишенная присущих фрикционным вариаторам недостатков, работа над которой ведется в Белорусско-Российском университете на протяжении 15 лет. В ее конструкции применены составные полисекторные зубчатые колеса, которые обеспечивают компоновку как зубчатого вариатора простой конструкции, выполненного по развернутой схеме, так и плавно регулируемой планетарной передачи, описанных в [5–7]. Схема планетарной плавно регулируемой передачи представлена на рис. 13.1, который иллюстрирует принцип регулирования передаточного отношения и передачи вращения сателлита выходному валу.

С помощью составного полисекторного зубчатого колеса можно комплексно решать следующие задачи:

- бесступенчато изменять передаточное отношение передачи;
- обеспечивать высокому ремонтуригодность зубчатых колес;

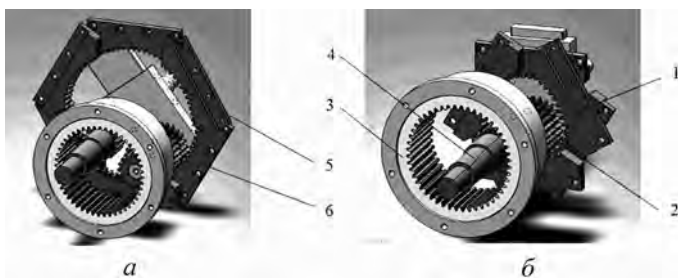


Рис. 13.1. Принципиальная схема планетарной плавнорегулируемой передачи: *а* – положение деталей передачи при минимальном передаточном отношении; *б* – положение деталей передачи при максимальном передаточном отношении: 1 – сектор центрального зубчатого колеса одного силового потока, 2 – двухпоточный сателлит, 3 – устройство для передачи вращения сателлита ведомому валу, 4 – выходной вал, 5 – входной вал, 6 – составное полисекторное (центральное) зубчатое колесо

- 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 беззазорное зацепление в течение всего срока службы передачи.

Принципы, на основе которых только и может быть построена плавно регулируемая зубчатая передача с составными полисекторными зубчатыми колесами, описаны в [5, 8], а их суть состоит в том, чтобы обеспечить многопоточность конструкции передачи, независимое функционирование силовых потоков и жесткую кинематическую связь между перемещающимися элементами при изменении геометрических размеров.

В основу передач с составными зубчатыми колесами [5] положен принцип фрагментации, а в результате последовательного поэтапного конструктивного преобразования планетарной передачи К-Н-V [9] она может быть представлена в виде двухколесной эксцентриковой передачи, в которой в форме составного полисекторного выполнено центральное зубчатое колесо.

### **13.1. Концепция и основной вариант конструкции планетарной плавно регулируемой передачи на базе составного полисекторного центрального зубчатого колеса**

Плавно регулируемая зубчатая передача может быть создана на базе зубчатых колес с переменным начальным диаметром. Единственным на сегодняшний день вариантом такого зубчатого колеса является составное полисекторное [8].

Зубчатые венцы этих зубчатых колес образованы набором зубчатых секторов, равномерно расположенных на их периферии, образуя два силовых пото-



ка. При этом зубчатые сектора должны быть жестко связаны с телом зубчатого колеса в окружном направлении 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. Изменение же геометрии зубчатой передачи идентично изменению ее передаточного отношения, а если изменение размеров осуществляется непрерывно в заданном диапазоне, то мы имеем *плавно регулирующую зубчатую передачу*.

К настоящему времени предложены и защищены патентами [10–13] три модификации этой передачи, причем две первых известны сравнительно давно и подробно описаны в литературе. **Первая модификация** – это передача, выполненная по развернутой схеме [10]. Она имеет два составных зубчатых колеса, взаимодействующих с промежуточным зубчатым колесом, и два силовых потока, позволяющих избежать поломок при регулировании передаточного отношения. Из-за громоздкости конструкции она исключается из дальнейшего рассмотрения. **Вторая модификация** – это планетарная плавно регулируемая передача типа К-Н-V с соосными зубчатыми венцами двухпоточного сателлита [11]. Каждая из этих модификаций имеет свои хорошо известные достоинства и недостатки. **В рамках второй модификации** можно выделить вариант конструкции передачи с зафиксированным от собственного вращения сателлитом [12].

**Третья модификация** – это также планетарная плавно регулируемая передача типа К-Н-V, но с оппозитными и невращающимися вокруг собственной оси зубчатыми венцами двухпоточного сателлита [13]. Выходным движением является вращение центрального зубчатого колеса, смонтированного на выходном валу. Благодаря оппозитной установке не вращающихся вокруг собственной оси зубчатых венцов сателлита эта модификация передачи имеет немаловажное достоинство – конструктивную простоту силовой кинематической цепи, достигаемую вследствие:

- отсутствия специального механизма для съема вращения с сателлита;
- возможности обеспечить балансировку сателлита с помощью противовесов, не совершающих поступательных перемещений при изменении радиуса водила передачи.

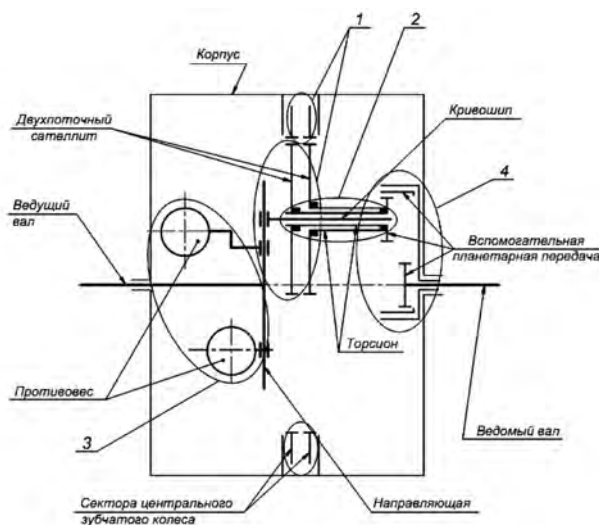
Недостатком модификации является невозможность выполнить зубчатые венцы сателлита с минимальным по условиям контактной прочности начальным диаметром.

Разработан ряд конструкций зубчатой плавно регулируемой передачи, приближенная классификация которых представлена на рис. 13.2.

Вариант конструкции планетарной плавно регулируемой передачи, представленный на рис. 13.3, принят за основной вследствие конструктивной простоты как силовой кинематической цепи, так и кинематической цепи управления.



Рис. 13.2. Классификация зубчатых плавно регулируемых передач, созданных на базе принятой концепции



*a*



*б*



*в*

Рис. 13.3. Зубчатая планетарная плавно регулируемая передача: *a* – структурная схема: 1 – механизм регулирования передаточного отношения, 2 – механизм исключения поломок и компенсации погрешности угла поворота сателлита, 3 – механизм балансировки неуравновешенных масс, 4 – механизм съема вращения с сателлита; *б* – центральное зубчатое колесо и вспомогательная планетарная передача; *в* – противовесы механизма балансировки сателлита (справа)



Это передача второй модификации (планетарная) со вдвоенными зубчатыми венцами сателлита, электромеханическим механизмом управления, торсионным механизмом компенсации кинематической погрешности и вспомогательной планетарной передачей для съема вращения с сателлита. Основными элементами, формирующими передаточное отношение, являются центральное зубчатое колесо, сектора которого, перемещаясь в радиальном направлении, изменяют диаметр его условной начальной окружности, и установленный на кривошипе с возможностью вращения двухпоточный (с двумя зубчатыми венцами, упруго связанными между собой) сателлит, перемещающийся вместе с кривошипом синхронно и синфазно с секторами таким образом, что начальные окружности его зубчатых венцов постоянно касаются условной начальной окружности центрального зубчатого колеса. То есть сателлит и центральное зубчатое колесо в любой момент времени образуют планетарную передачу типа К-Н-V с присущим ей мгновенным передаточным отношением, значение которого определяется числами их зубьев (условным – для центрального зубчатого колеса). Условное число зубьев центрального зубчатого колеса может быть любым в заданном диапазоне, в том числе и дробным.

Достоинства этой планетарной передачи – неподвижность регулируемого составного зубчатого колеса, благоприятная форма центрального зубчатого колеса, способствующая исключению заклинивания сателлита без коррекции параметров исходного контура при малой разности зубьев этого колеса и сателлита. Изменение ее передаточного отношения достигается изменением размеров *одного* из зубчатых колес, что невозможно ни в одной другой передаче, а ее конструктивными проблемами являются необходимость балансировки сателлита и синхронизации радиальных перемещений сателлита и зубчатых секторов центрального зубчатого колеса, а также съем вращения с сателлита и сообщение его ведомому валу при любом значении передаточного отношения.

Для обеспечения работоспособности передачи в ее составе предусматриваются вспомогательные механизмы, описанные в работах [11–15].

*Механизм 1 регулирования передаточного отношения* предназначен для изменения условного начального диаметра центрального зубчатого колеса и вылета оси сателлита относительно оси вращения водила, Работа и варианты конструкции этого механизма описаны в [16], а на рис. 13.4 представлена схема механической передачи этого механизма.

Представленная конструкция может быть упрощена в результате использования безззорного зацепления зубьев сателлита и центрального зубчатого колеса с силовым замыканием между ними, в результате чего станет ненужной кинематическая ветвь управления вылетом сателлита.

*Механизм 2 исключения поломки и компенсации погрешности угла поворота сателлита* предназначен для нивелирования внутренней динамики передачи, обусловленной некратностью окружного шага секторов центрального зубчатого колеса окружному шагу зубьев, а также отклонением зубьев секто-

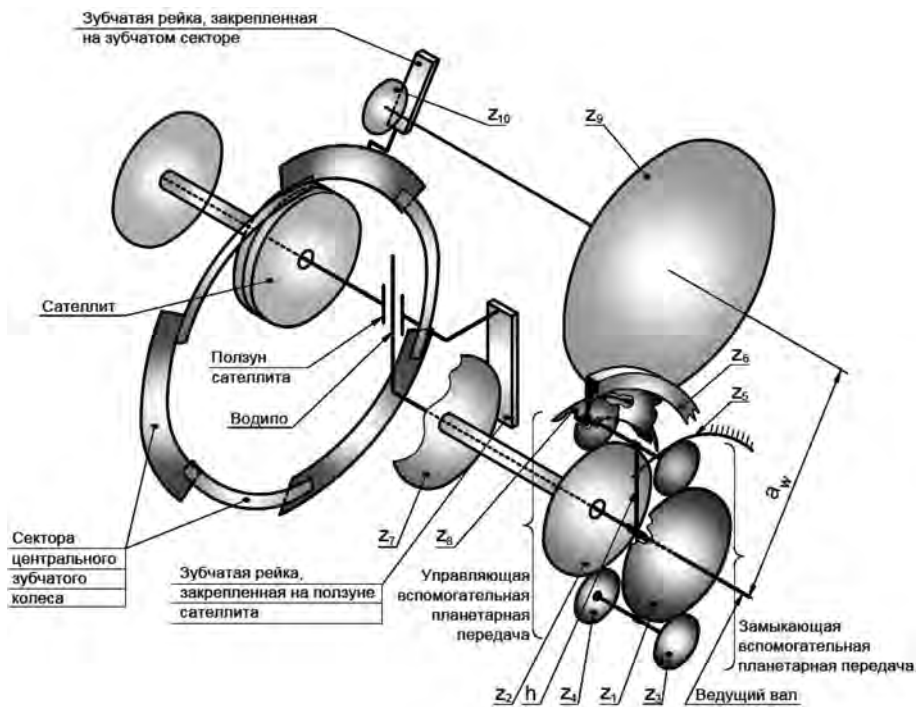


Рис. 13.4. Схема механической передачи механизма регулирования передаточного отношения

ров от номинального положения при регулировании передаточного отношения [17, 18], осуществляемой благодаря организации упругой связи между элементами плавно регулируемых передач [19]. Рисунок 13.5 иллюстрирует положение зубьев секторов различных силовых потоков центрального зубчатого колеса в начальной и промежуточной фазах регулирования передаточного

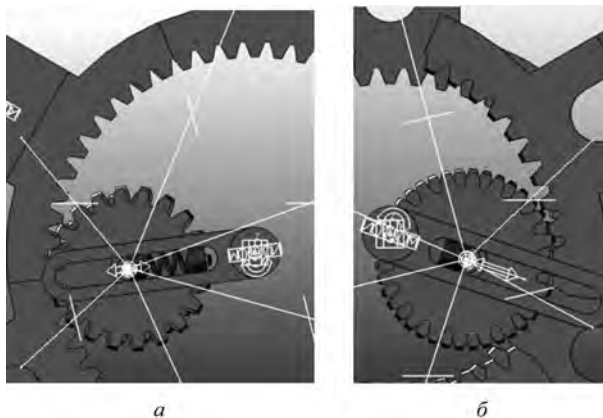


Рис. 13.5. Фазы регулирования передаточного отношения планетарной плавно регулируемой передачи (компьютерная модель): *а* – начальная; *б* – промежуточная



го отношения, причем начальная фаза характеризуется незначительными радиальным смещением секторов и отклонением зубьев на краях секторов от номинального положения, а промежуточная – видимым радиальным смещением секторов и значительным отклонением зубьев секторов от номинального положения, что обуславливает смещение зубчатых венцов сателлита в окружном направлении. На рис. 13.6 представлены варианты выполнения упомянутой упругой связи.

*Механизм 3 балансировки неуравновешенных масс* предназначен для полной балансировки вращающихся относительно оси водила масс, совершающих радиальные перемещения при регулировании передаточного отношения. В планетарной плавно регулируемой передаче для балансировки сателлита используются основной и дополнительный противовесы, алгоритм определения массы которых описан в [20], а конструкция передачи защищена патентом [11]. Компоновка сбалансированной планетарной плавно регулируемой передачи представлена на рис. 13.7.

*Механизм 4 съема вращения с сателлита* предназначен для сообщения собственного вращения сателлита, имеющего переменный радиус вращения относительно оси водила, стационарно установленному выходному валу. Из всех возможных вариантов такого механизма наиболее приемлемы разработанные в ходе исследований цепная планетарная [21] и вспомогательная зубчатая планетарная [22] передачи. Поясняющие работу последней кинематическая схема и упрощенная компьютерная модель, в которой составное центральное зубчатое колесо заменено цельным, представлены на рис. 13.8.

Вспомогательная планетарная передача, как описано в [22], обладает собственной преобразующей способностью, образуя вместе с плавно регулируе-

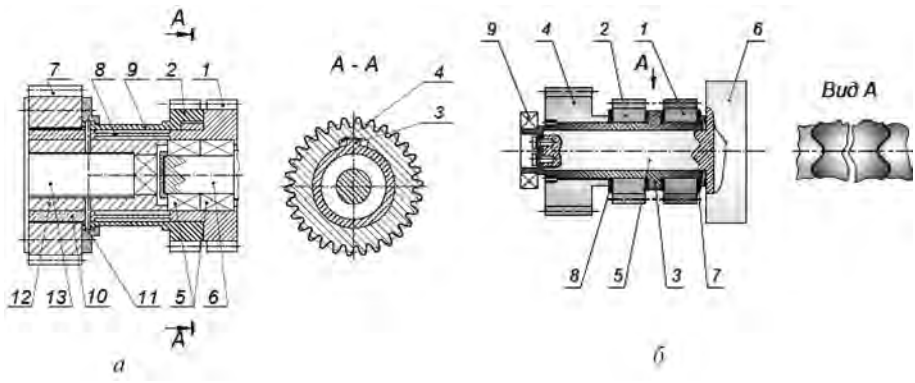


Рис. 13.6. Схемы узла сателлита с упругой связью между его зубчатыми венцами: *a* – торсионного типа [13, 19]: 1, 2 – зубчатые венцы сателлита, 3 – упор, 4 – ограничительный паз, 5 – подшипники качения, 6 – кривошип водила, 7 – дополнительный зубчатый венец, 8, 9 – трубчатые торсионы, 10, 11 – опоры торсионов, 12 – фиксирующая втулка, 13 – дополнительный торсион; *б* – осевого типа: 1, 2 – зубчатые венцы сателлита, 3 – втулка с «мышинным зубом» на торцах фланца, 4 – дополнительный зубчатый венец, 5 – кривошип, 6 – направляющие радиальных перемещений сателлита, 7, 8 – тарельчатые пружины

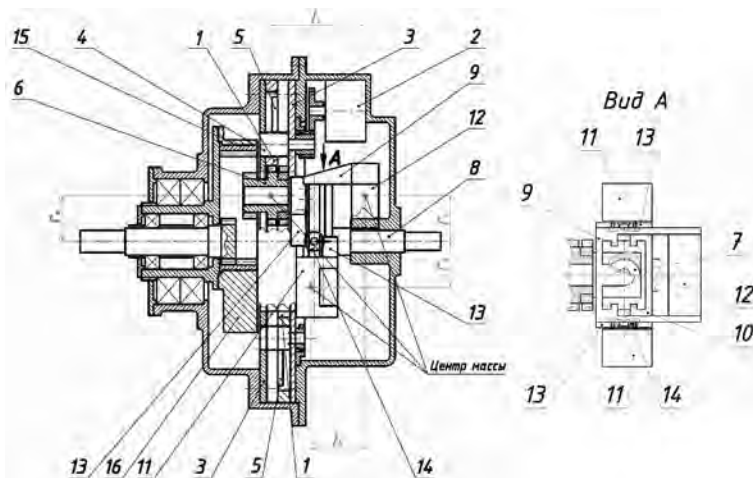


Рис. 13.7. Компонка сбалансированной планетарной плавно регулируемой передачи

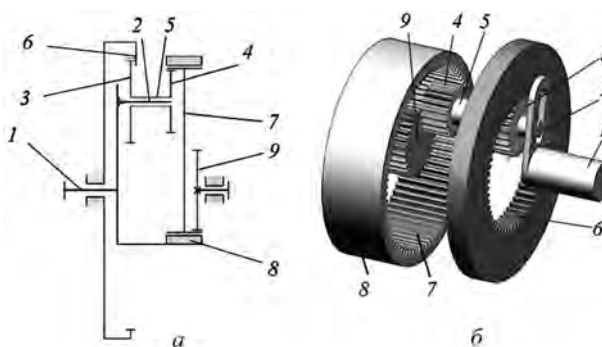


Рис. 13.8. Модель вариатор-редуктора: *a* – кинематическая схема; *б* – модель; 1 – ведущий вал; 2 – кривошип; 3 – сателлит; 4 – дополнительный зубчатый венец сателлита; 5 – втулка; 6 – центральное зубчатое колесо; 7 – вспомогательный зубчатый венец; 8 – обойма; 9 – выходное зубчатое колесо

мой ступенью вариатор-редуктор, передаточное отношение которого определяется по формуле

$$i = i_{1-9}^6 = i_{\text{осн}} i_{\text{вспом}}, \quad (13.1)$$

где  $i_{\text{осн}}$  – передаточное отношение основной (плавно регулируемой) ступени;  $i_{\text{вспом}}$  – передаточное отношение вспомогательной ступени.

Передаточное отношение основной ступени в соответствии с [9] выражается формулой

$$i_{\text{осн}} = -\frac{z_{\text{сат}}}{z_{\text{цзк}} - z_{\text{сат}}}, \quad (13.2)$$

где  $z_{\text{сат}}$  – число зубьев сателлита,  $z_{\text{цзк}}$  – условное число зубьев центрального зубчатого колеса.



Для определения передаточного отношения вспомогательной ступени выведена формула

$$i_{\text{вспом}} = \frac{z_{\text{цзк}} - z_{\text{сат}}}{z_{\text{сат}} - \frac{z_{\text{доп}}}{z_{\text{вых}}} z_{\text{цзк}}}, \quad (13.3)$$

где  $z_{\text{доп}}$  – число зубьев дополнительного зубчатого венца сателлита,  $z_{\text{вых}}$  – число зубьев выходного зубчатого колеса.

Из формулы (13.3) следует, что передаточное отношение вспомогательной ступени, кроме собственных, определяется также параметрами основной ступени и позволяет расширить диапазон регулирования вариатор-редуктора. Так при числе зубьев сателлита  $z_{\text{сат}} = 24$ , центрального зубчатого колеса  $z_{\text{цзк}} = 32-80$ , дополнительного зубчатого венца сателлита  $z_{\text{доп}} = 20$ , выходного зубчатого колеса  $z_{\text{вых}} = 28$  диапазон регулирования вариатор-редуктора, равный отношению максимального передаточного отношения к минимальному, составляет  $D = 21 / 0,72 = 29,17$ . Целенаправленным подбором чисел зубьев зубчатых колес полученный диапазон регулирования может быть значительно расширен.

Характер изменения передаточного отношения в планетарной плавнорегулируемой передаче с вышеприведенными числами зубьев зубчатых колес представлен на рис. 13.9. Изображенная на рисунке штрихами линия тренда описывается уравнением  $y = -4 \cdot 10^{-8} x^6 + 1 \cdot 10^{-5} x^5 - 0,0021x^4 + 0,1691x^3 - 7,6288x^2 + 182,85x - 1825,1$ .

Из графика на рис. 13.9 видно, что в вариатор-редукторе в зависимости от чисел зубьев зубчатых колес реализуются три режима работы: редукция, единичное преобразование и мультипликация. Единичное преобразование реализуется при условном числе зубьев центрального зубчатого колеса, равном удвоенному числу зубьев сателлита, и равенстве чисел зубьев дополнительного зубчатого венца сателлита и выходного зубчатого колеса

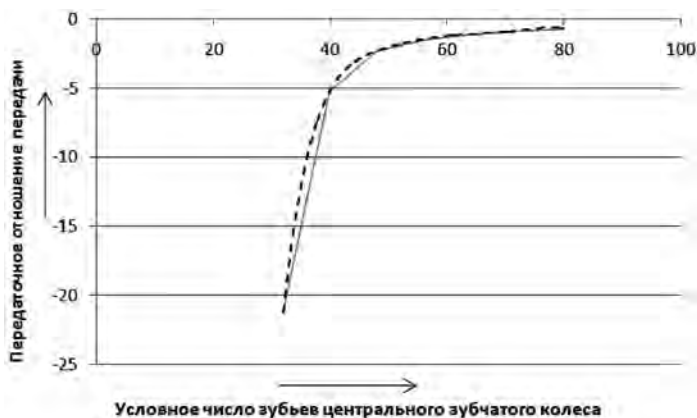


Рис. 13.9. Зависимость передаточного отношения планетарной плавнорегулируемой передачи от числа зубьев центрального зубчатого колеса



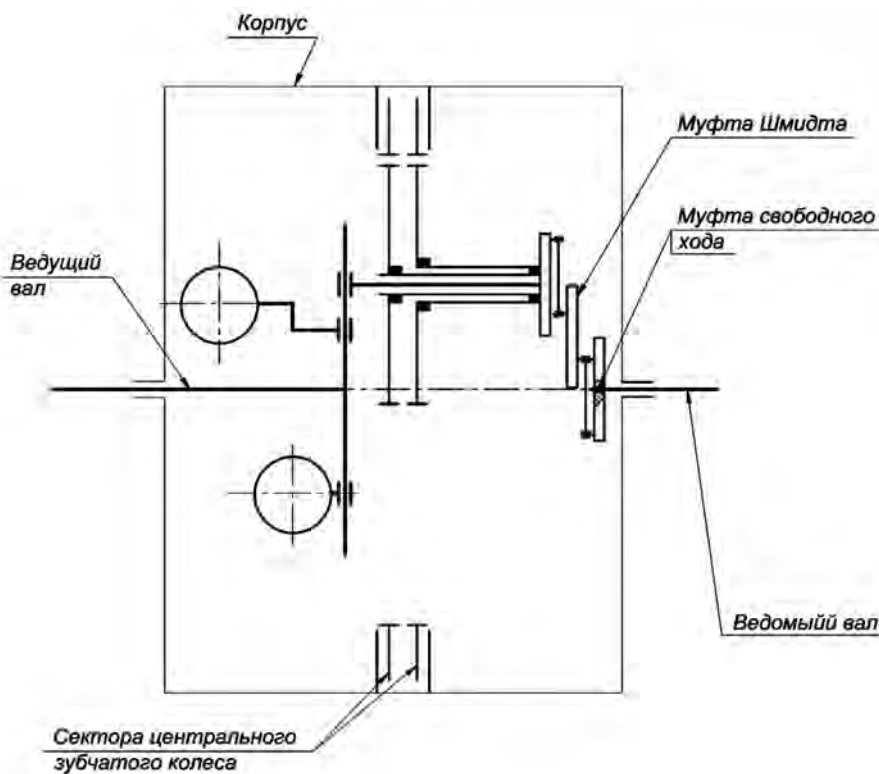


Рис. 13.10. Планетарная плавно регулируемая передача с муфтой Шмидта в качестве механизма съема вращения с сателлита

(см. рис. 13.8). Все зубчатые колеса силовой кинематической цепи участвуют в передаче нагрузки.

Наличие вспомогательной планетарной передачи снижает КПД планетарной плавно регулируемой передачи, который может быть оценен как произведение КПД трех внутренних зацеплений (0,98 с учетом потерь в опорах [23]) и подшипника скольжения (0,98 [24]), что составляет 0,922 при любом из трех режимов работы. Для сравнения: КПД коробки передач автомобиля на прямой передаче 0,98–0,99, а на понижающей передаче 0,94–0,96 [25].

Снимать вращение с сателлита можно также с помощью муфты Шмидта, позволяющей несколько упростить конструкцию описанного механизма съема вращения с сателлита, сократив при этом диапазон регулирования, и повысить КПД передачи (рис. 13.10).

### 13.2. Кинематика планетарной плавно регулируемой передачи

Вышеотмеченное отклонение зубьев секторов центрального зубчатого колеса от номинального положения, усугубляемое некратностью окружного шага его секторов угловому шагу их зубьев (см. рис. 13.5), приводит к нерав-

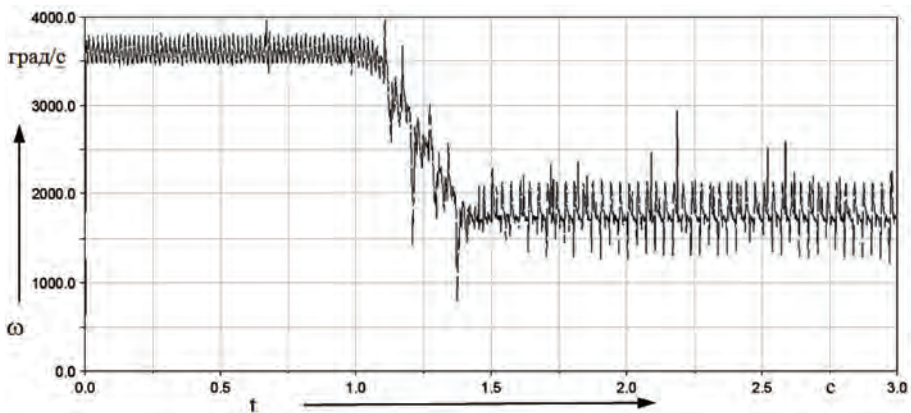


Рис. 13.11. Зависимость угловой скорости выходного вала имитационной модели передачи от времени

номерности вращения сателлита, алгоритм и результаты определения которой описаны в [18]. Эта неравномерность увеличивается по мере увеличения передаточного отношения передачи, причем не монотонно, а циклически в зависимости от числа зубьев условного центрального зубчатого колеса и минимальна при его числах зубьев, кратных 3 [17].

Это иллюстрируется графиком (рис. 13.11), на котором прослеживается увеличение амплитуды колебаний угловой скорости ведомого вала имитационной модели планетарной плавно регулируемой передачи в результате радиального перемещения секторов центрального зубчатого колеса и работы передачи с нецелым числом зубьев условного центрального зубчатого колеса, что способствует возрастанию отклонений зубьев сателлита от номинального положения [18].

При обкатке на стенде передачи с узлом сателлита, снабженном торсионной упругой связью между его зубчатыми венцами, при его положении, в ко-

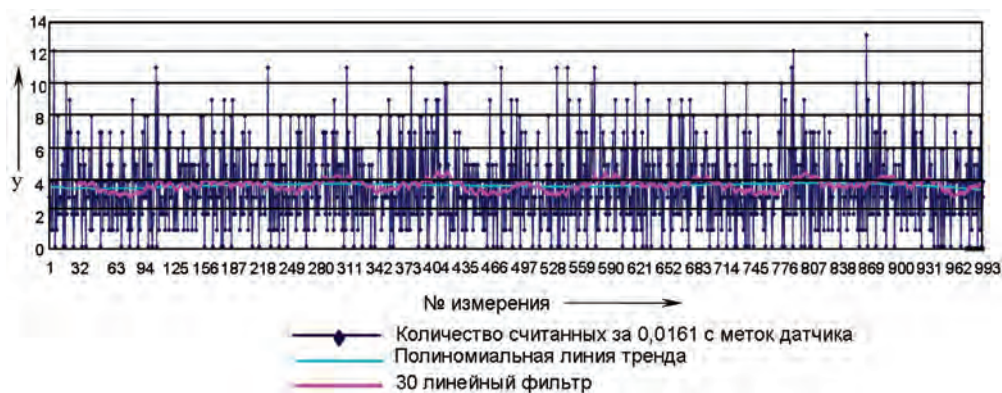


Рис. 13.12. График неравномерности вращения выходного вала зубчатой планетарной плавно регулируемой передачи с узлом сателлита по первому варианту конструкции

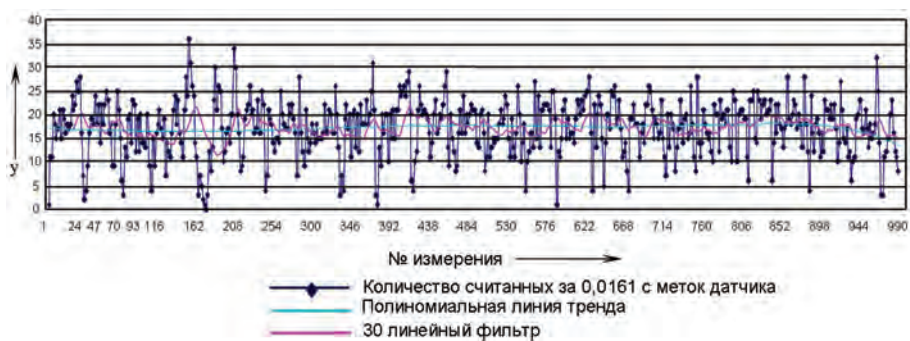


Рис. 13.13. График неравномерности вращения выходного вала зубчатой планетарной плавной регулируемой передачи с резиновым амортизатором

тором условное число зубьев центрального зубчатого колеса также не было кратно числу зубчатых секторов одного силового потока центрального зубчатого колеса, получен график, представленный на рис. 13.12.

Для сравнения на рис. 13.13 изображен график, полученный при обкатке передачи с обеспечивающими ее работоспособность резиновыми амортизаторами.

Полученные графики прежде всего подтверждают необходимость наличия упругой связи между зубчатыми венцами планетарной плавной регулируемой передачи, а также показывают качественные отличия различных методов ее организации. Критериями для анализа этих графиков являются положение полиномиальной линии тренда (среднее расстояние от оси абсцисс  $y$ ) и размах  $y_{\max}$  колебаний количества считанных за заданное время меток датчика углового положения. Очевидно, что торсионный узел спутника имеет преимущества перед узлом с одним упругим элементом – резиновым амортизатором.

Для улучшения кинематических характеристик плавной регулируемой зубчатой передачи число зубьев заготовки для изготовления секторов следует принять меньше максимального условного числа зубьев составного зубчатого колеса. На рис. 13.14 изображены элементы планетарной плавной регулируемой передачи для случая, когда максимальное значение числа зубьев условного цельного центрального зубчатого колеса равно 60, минимальное значение числа зубьев условного цельного центрального зубчатого колеса равно 30, число зубьев спутника равно 24, а число зубьев заготовки центрального зубчатого колеса равно 45, то есть равно среднему арифметическому значению максимального и минимального условных чисел зубьев.

Также мерами нивелирования погрешностей угла поворота спутника представляются увеличение числа зубьев спутника и соответствующее ему увеличение условного числа зубьев центрального зубчатого колеса, выбор формы и профиля зубьев, выполнение секторов центрального зубчатого колеса косозубыми, в то время как наиболее существенной и действенной мерой является наличие в конструкции узла спутника упругих компенсаторов.



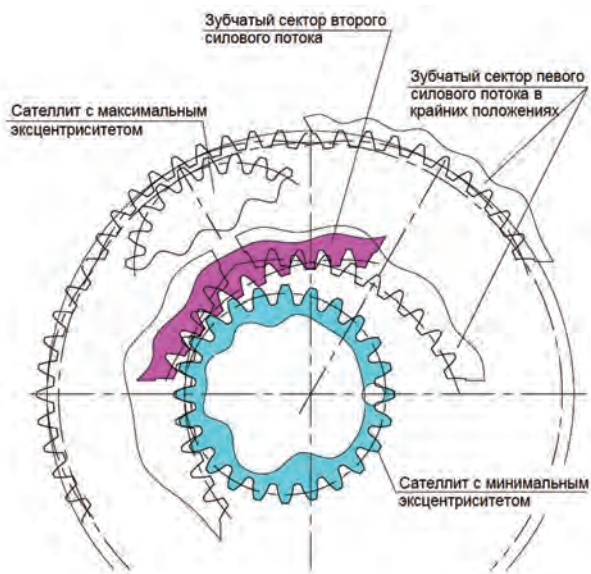


Рис. 13.14. Схема планетарной плавно регулируемой передачи для случая, когда число зубьев заготовки для изготовления секторов меньше максимального условного числа зубьев центрального зубчатого колеса

### 13.3. Выбор критериев работоспособности передачи

В результате анализа условий работы элементов планетарной плавно регулируемой передачи к элементам, способным лимитировать срок ее службы при заданных условиях нагружения, отнесены зубья и их рабочие поверхности, рабочие поверхности призматических направляющих зубчатых секторов и кривошип переменного радиуса, на котором смонтирован сателлит. Критериями работоспособности указанных элементов являются контактная выносливость, износостойкость и изгибная выносливость соответственно.

В качестве главного принимается критерий, по которому обеспечивается наименьший запас прочности в передаче, работающей в номинальном режиме, характеризующемся величиной крутящего момента на сателлите как выходном элементе плавно регулируемой передачи. Таким образом, величина крутящего момента на сателлите выбрана в качестве сравниваемого параметра при оценке работоспособности элементов передачи. Во всех приводимых зависимостях для силовых расчетов элементов передачи их размеры выражены в долях делительного диаметра  $d$  сателлита, получены эмпирически и проверены в различных модификациях планетарной плавно регулируемой передачи.

Крутящий момент на сателлите по условию контактной прочности рабочих поверхностей зубьев, определяется по трансформированной формуле из [26]:

$$T_{\text{сат}} = \frac{d^3 \psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}{K_d^3 K_{H\beta} (u \pm 1)}, \quad (13.4)$$

где  $K_d = 780 \text{ (МПа)}^{1/3}$  – вспомогательный коэффициент;  $T_{\text{сат}}$  – крутящий момент на спутнике, Н м,  $K_{H\beta}$  – коэффициент концентрации нагрузки,  $K_{H\beta} = 1,2$ ,  $\psi_{bd}$  – коэффициент ширины шестерни относительно диаметра, равный отношению  $\psi_{bd} = b_1 / d$ , в котором  $b_1$  – ширина венца зубчатого колеса,  $\psi_{bd} = 0,35$ ,  $[\sigma_H]$  – допускаемые контактные напряжения,

$$[\sigma_H] = (17HRC+200) K_{HL} / S_H,$$

здесь  $K_{HL} = 1$  – коэффициент долговечности при среднем равновероятном режиме,  $S_H = 1,2$  – коэффициент безопасности.

При принятых материале и термообработке зубчатых секторов (сталь 40Х, закалка до твердости HRC = 48)  $[\sigma_H] = 846,7 \text{ МПа}$ .

$\underline{U} = i_{\text{max}}$  – максимальное передаточное число передачи,  $u = 12$ .

После подстановки значений величин получаем:

$$T_{\text{сат}} = K_{T_{\text{сат}}} d^3 \text{ Нм}, \quad (13.5)$$

где  $K_{T_{\text{сат}}} = \frac{\psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}{K_d^3 K_{H\beta} (u \pm 1)} = \frac{0,35(846,7 \text{ МПа})^2 12}{[780(\text{МПа})^{1/3}]^3 1,2 \cdot 11} = 4,8067 \text{ МПа}$ .

В этом случае окружная сила  $F_t$  в зацеплении спутника и центрального зубчатого колеса может быть определена из выражения

$$F_t = \frac{2T_{\text{сат}}}{d} = \frac{2K_{T_{\text{сат}}} d^3}{d} = 2K_{T_{\text{сат}}} d^2 \text{ Н}. \quad (13.6)$$

Крутящий момент, создаваемый окружной силой  $F_{\text{тангр}}$  в зацеплении спутника и центрального зубчатого колеса, по условию отсутствия износа боковых направляющих поверхностей секторов (рис. 13.15) определим следующим образом. В первом приближении примем, что поворот сектора под действием этого момента происходит относительно точки  $O$ .

Условия работы этих поверхностей, площадь каждой из которых в соответствии с расчетной схемой  $A_{\text{см}} = l\delta = 0,42d \cdot 0,1d = 0,042d^2 \text{ м}^2$ , сходны с условиями работы шлицевых соединений, поэтому для их расчета применимы основные положения ГОСТ 21425 [20]. Допускаемое давление на рабочих поверхностях, равное максимальному давлению  $p_{\text{max}}$  на боковых направляющих поверхностях, по условию безыносной работы для деталей, подвергнутых закалке, определим из выражения

$$[\sigma]_{\text{би}} = p_{\text{max}} = 0,3HRC = 0,3 \cdot 48 \text{ МПа}. \quad (13.7)$$

Тогда реакции  $R$  определим из выражения



"U" необходимо  
заменить на u

колеса

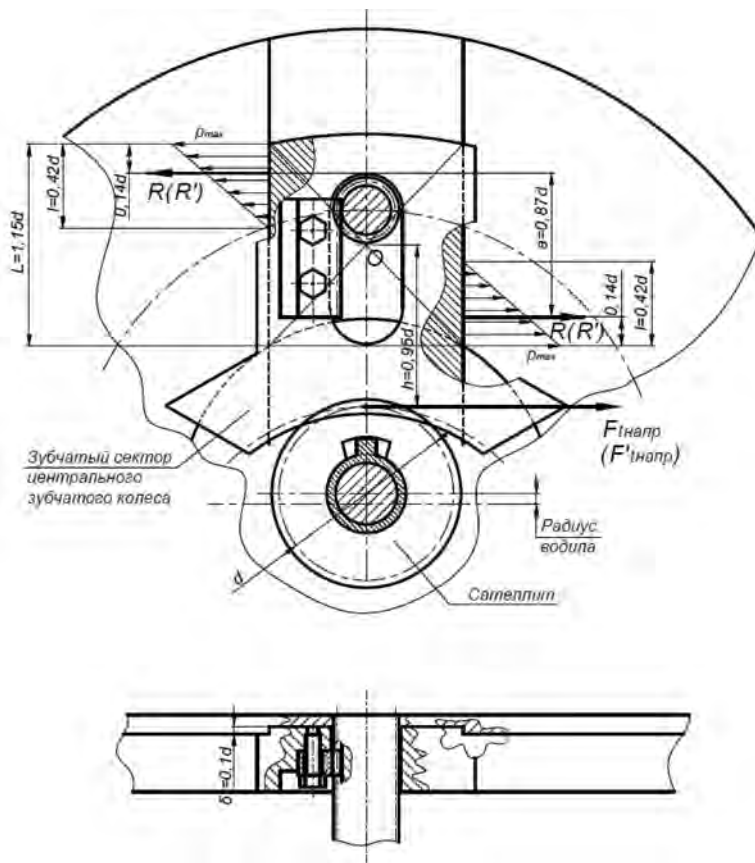


Рис. 13.15. Расчетная схема к расчету боковых направляющих поверхностей зубчатых секторов

$$R = \frac{[\sigma]_{\text{би}} A_{\text{см}}}{2} \text{ Н}, \quad (13.8)$$

а из выражения

$$M = Ra = \frac{[\sigma]_{\text{би}} A_{\text{см}} a}{2} = F_{\text{напр}} h, \quad (13.9)$$

где  $M$  – момент, стремящийся повернуть зубчатый сектор относительно точки  $O$ , найдем силу  $F_{\text{напр}}$ , которая может быть приложена к сектору по условию его безыносной работы его направляющих (см. рис. 13.15):

$$F_{\text{напр}} = \frac{Ra}{h} = K_{F_{\text{напр}}} d^2 \text{ Н}, \quad (13.10)$$

где  $K_{F_{\text{напр}}} = \frac{[\sigma]_{\text{би}} A_{\text{см}} a}{2hd^2} = \frac{(14,4 \text{ МПа})(0,042d^2 \text{ м}^2)(0,87d \text{ м})}{2(0,95d \text{ м})(d^2 \text{ м}^2)} = 0,277 \text{ МПа}$ .



Таким образом, параметры направляющих способны обеспечить следующую величину момента на сателлите

$$T_{\text{сатнапр}} = F_{\text{тнапр}} \frac{d}{2} = K_{F_{\text{тнапр}}} d^2 \frac{d}{2} = K_{T_{\text{сатнапр}}} d^3 \text{ Нм.} \quad (13.11)$$

где  $K_{T_{\text{сатнапр}}} = \frac{K_{F_{\text{тнапр}}}}{2} = \frac{0,277}{2} = 0,1385 \text{ МПа.}$

Поскольку величина  $T_{\text{сатнапр}}$  примерно в 35 ( $K_{T_{\text{сат}}} / K_{T_{\text{сатнапр}}} = 4,8067 / 0,1385 = 34,71$ ) раз меньше момента, полученного по условию контактной прочности зубьев, то обеспечивать безыносную работу направляющих поверхностей секторов, увеличивая их размеры, представляется малопродуктивным.

В соответствии с рекомендациями ГОСТ 21425 [27] определим нагрузочную характеристику плавно регулируемой передачи (момент на сателлите), при которой обеспечивается приемлемая износостойкость направляющих поверхностей зубчатого сектора. Для принятого материала зубчатых секторов допускаемые напряжения  $[\sigma]_{\text{усл}} = 176 \text{ МПа}$ , а допускаемое по износу давление, равное  $p_{\text{иmax}}$ , определяется по формуле

$$[\sigma]_{\text{изн}} = p_{\text{иmax}} = \frac{[\sigma]_{\text{усл}}}{K_{\text{изн}} K_{\text{долг}} K_p} = \frac{176}{1,1 \cdot 0,268 \cdot 1} = 597,015 \text{ МПа,} \quad (13.12)$$

где  $K_{\text{изн}} = 1,1$  – общий коэффициент концентрации нагрузки,  $K_p = 1$  – коэффициент условий работы,  $K_{\text{долг}} = -$  коэффициент долговечности

$$K_{\text{долг}} = K_n K_{\text{ц}} = 0,57 \cdot 0,45 = 0,268,$$

здесь  $K_n = 0,57$  – коэффициент переменности нагрузки,  $K_{\text{ц}} = 0,45$  – коэффициент числа циклов.

Определяем реакции  $R'$  по вновь принятому условию обеспечения приемлемой износостойкости направляющих

$R'$

$$R' = \frac{[\sigma]_{\text{изн}} A_{\text{см}}}{2} \text{ Н,} \quad (13.13)$$

и силу  $F'_{\text{тнапр}}$  по этому условию

$$F'_{\text{тнапр}} = \frac{R'a}{h} = K'_{F_{\text{тнапр}}} d^2 \text{ Н,} \quad (13.14)$$

где  $K'_{F_{\text{тнапр}}} = \frac{[\sigma]_{\text{изн}} A_{\text{см}} a}{2hd^2} = \frac{(597,015 \text{ МПа})(0,042d^2 \text{ м}^2)(0,87d \text{ м})}{2(0,95d \text{ м})(d^2 \text{ м}^2)} = 11,481 \text{ МПа.}$

Тогда момент на сателлите





$$T'_{\text{сатнапр}} = F_t \frac{d}{2} = K'_{F_t \text{напр}} d^2 \frac{d}{2} = K'_{T'_{\text{сатнапр}}} d^3 \text{ Нм}, \quad (13.15)$$

где  $K'_{T'_{\text{сатнапр}}} = \frac{K'_{F_t \text{напр}}}{2} = \frac{11,481}{2} = 5,7405 \text{ МПа}$ .

Момент  $T'_{\text{сатнапр}}$  больше момента, полученного по условию контактной прочности передачи, следовательно по критерию износостойкости направляющих передача имеет запас  $S_{\text{изн}}$  прочности ( $S_{\text{изн}} = K'_{T'_{\text{сатнапр}}} / K_{T_{\text{сат}}} = 5,7405 / 4,8067 = 1,194$ ). Полученные результаты свидетельствуют о том, что безыносная работа направляющих поверхностей зубчатых секторов при принятых размерах не может быть обеспечена, но достигается их приемлемая износостойкость.

Определим момент на сателлите по критерию изгибной прочности кривошипа водила с помощью представленной на рис. 13.16 расчетной схемы. Кривошип нагружен силами в зацеплении сателлита с сектором центрального зубчатого колеса: окружной  $F_{\text{кр}}$  и радиальной  $F_r$ , а также окружной силой  $F_{\text{тв}}$  в зацеплении дополнительного венца сателлита с зубчатым колесом планетарной передачи для съема вращения с сателлита (от радиальной силы в этом зацеплении кривошип водила разгружен). Необходимо отметить, что с увеличением передаточного отношения передачи указанные силы возрастают, а сила  $F_{\text{тв}}$  принимает положение близкое к параллельному к направлению силы  $F_r$  (в расчетах принято, что их направления противоположны). **положение,**

Элементарные расчеты позволяют установить следующие соотношения действующих сил:  $F_r = 0,364F_{\text{кр}}$ ,  $F_{\text{тв}} = 1,533F_{\text{кр}}$  при минимальном вылете зубчатых секторов центрального зубчатого колеса.

В этом случае на кривошипе действуют максимальные (реализуемые при наибольшем передаточном отношении) изгибающие моменты:

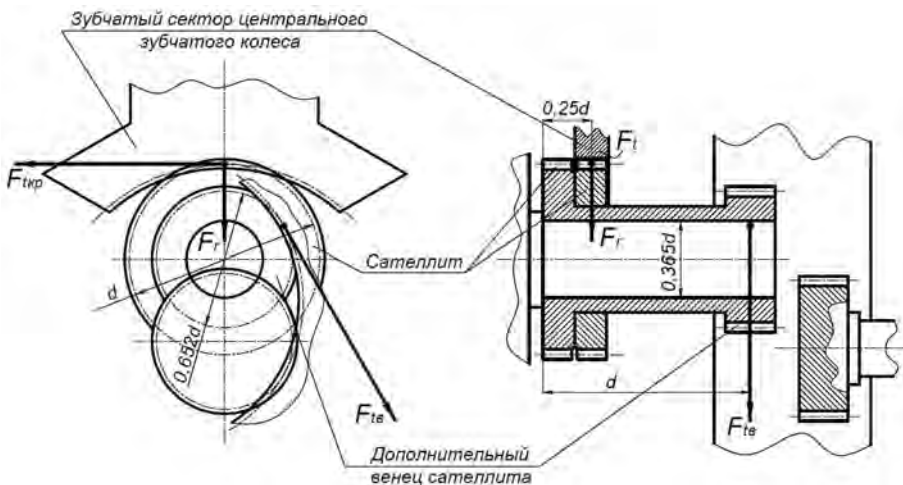


Рис. 13.16. Расчетная схема кривошипа планетарной плавно регулируемой передачи



– в горизонтальной плоскости

$$M_r = F_t \cdot 0,25d = 0,25F_{\text{ткр}} d \text{ Нм}, \quad (13.16)$$

– в вертикальной плоскости

$$M_b = F_{\text{тв}}d + F_r \cdot 0,25d = 1,533F_{\text{ткр}} d + 0,364F_{\text{ткр}} \cdot 0,25d = 1,624F_{\text{ткр}}d \text{ Н·мм}, \quad (13.17)$$

– суммарный

$$M_{\text{и}} = \sqrt{(0,25F_{\text{ткр}}d)^2 + (1,624F_{\text{ткр}}d)^2} = 1,806F_{\text{ткр}}d \text{ Н·мм}. \quad (13.18)$$

Найдем эквивалентный момент, характеризующий относительную нагрузку передачи в соответствии с реальным спектром нагрузок, по формуле

$$M_{uE} = M_u K_E = 1,806F_{\text{ткр}}d \cdot 0,036 = 0,065F_{\text{ткр}}d \text{ Нм}, \quad (13.19)$$

где  $K_E$  – коэффициент приведения режима с переменной нагрузкой к постоянному эквивалентному по усталостному воздействию, который может быть принят равным коэффициенту эквивалентности по числу циклов нагружения  $\mu_F = 0,036$ .

Примем в качестве материала для изготовления кривошипа сталь 40XH с пределом выносливости  $\sigma_{-1} = 490$  МПа и определим запас сопротивления изгибной усталости кронштейна по формуле

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a} = \frac{490 d^2}{2,2 K_{\sigma_a} F_{\text{ткр}}} = K_{S_{\sigma}} \frac{d^2}{F_{\text{ткр}}} = 1,5, \quad (13.20)$$

где  $K_{\sigma D} = 2,2$  – коэффициент концентрации напряжений при изгибе,  $K_{S_{\sigma}} = \frac{490 \text{ МПа}}{2,2 K_{\sigma_a}} = \frac{490 \text{ МПа}}{2,2 \cdot 13,374} = 16,654$  МПа,  $\sigma_a$  – амплитуда переменных напряжений изгиба, определяемая по формуле

$$\sigma_a = \frac{M_{uE}}{0,1d_{\text{кр}}^3} = \frac{0,065F_{\text{ткр}}d}{0,1(0,365d)^3} = K_{\sigma_a} \frac{F_{\text{ткр}}}{d^2} \text{ МПа},$$

здесь  $d_{\text{кр}} = 0,365 d$  – диаметр кривошипа,

$$K_{\sigma_a} = \frac{0,065}{0,1 \cdot 0,365^3} = 13,374.$$

Тогда определяемое прочностью кривошипа на изгиб окружное усилие найдем из выражения (13.20)

$$F_{\text{ткр}} = K_{S_{\sigma}} \frac{d^2}{1,5} = K_{F_{\text{ткр}}} d^2 \text{ Н}, \quad (13.21)$$

где  $K_{F_{\text{ткр}}} = \frac{K_{S_{\sigma}}}{1,5} = \frac{16,654 \text{ МПа}}{1,5} = 11,103$  МПа,

а момент на сателлите по формуле

$$T_{\text{саткр}} = F_{\text{ткр}} \frac{d}{2} = K_{F_{\text{ткр}}} d^2 \frac{d}{2} = K_{T_{\text{саткр}}} d^3 = 5,5515 d^3 \text{ Нм.} \quad (13.22)$$

где  $K_{T_{\text{саткр}}} = \frac{K_{F_{\text{ткр}}}}{2} = \frac{11,103 \text{ МПа}}{2} = 5,5515, \text{ МПа.}$

Следовательно, по критерию изгибной выносливости кривошипа имеется небольшой запас  $S_{\text{кр}}$  момента на сателлите ( $S_{\text{кр}} = K_{T_{\text{саткр}}} / K_{T_{\text{сат}}} = 5,5515 / 4,8067 = 1,155$ ), и это при том, что в качестве расчетной схемы взят худший вариант конструкции, не учитывающий возможность устранения консоли и замены торсионов тарельчатыми пружинами.

Поскольку величина нагружающего силового фактора (крутящего момента на сателлите), полученная при расчете направляющих поверхностей секторов центрального зубчатого колеса по износостойкости и кривошипа переменного радиуса по изгибной выносливости, больше полученной при расчете зубьев плавно регулируемой передачи на контактную прочность, то именно она (контактная прочность) является главным критерием работоспособности, определяющим размеры как самих составных зубчатых колес, так и передачи в целом.

#### 13.4. Дифференциально-замкнутая планетарная плавно регулируемая передача

Предоставим центральному зубчатому колесу планетарной плавно регулируемой передачи возможность вращения, а ее выходное зубчатое колесо будем рассматривать как центральное. Соединив центральные колеса полученной дифференциальной передачи зубчатой передачей с неподвижными осями колес, получим замкнутую дифференциальную передачу, имеющую одну степень подвижности и большие передаточные отношения при малых габаритах. Кинематика дифференциально-замкнутой планетарной плавно регулируемой передачи (рис. 13.17), включающей вариатор-редуктор и замыкающую ступень, соединяющую выходной вал и центральное зубчатое колесо вариатор-редуктора, рассматривается впервые. Обычно при кинематическом исследовании таких передач составляется система двух алгебраических уравнений: одно – для определения передаточного отношения от ведущего звена к ведомому звену дифференциальной части с помощью формулы Виллиса, второе – уравнение замкнутости для определения передаточного отношения рядовой части механизма [28].

Замыкающая ступень состоит из замыкающего зубчатого колеса  $10$  с внутренним зацеплением и постоянным числом зубьев  $z_1^3$ , жестко связанным с центральным зубчатым колесом  $z_{\text{цзк}}$ , дополнительного выходного зубчатого колеса  $11$  (центрального с числом зубьев  $z_{\text{вых}}^3$ ), жестко связанного с ведомым валом. Зубчатые колеса  $10$  и  $11$  кинематически связаны между собой про-



межуточным зубчатым колесом 12 (с числом зубьев  $z_2^3$ ) имеющим неподвижную ось вращения. Для вариатор-редуктора обозначения остались прежними.

В результате исследования кинематики дифференциально-замкнутой планетарной плавно регулируемой передачи на основе принципа, описанного в [21], в соответствии с которым, используя приведенные там же зависимости, для предложенной схемы дифференциально-замкнутой планетарной плавно регулируемой передачи получаем формулы для определения передаточных отношений:

– при передаче движения от ведущего вала к центральному зубчатому колесу (уравнение замкнутости):

$$i_{1-6} = \frac{-\frac{z_1^3}{z_{\text{ВЫХ}}^3} \frac{z_{\text{ДОП}}}{z_{\text{ВЫХ}}} \frac{z_{\text{ЦЗК}}}{z_{\text{САТ}}}}{1 - \frac{z_{\text{ДОП}}}{z_{\text{ВЫХ}}} \frac{z_{\text{ЦЗК}}}{z_{\text{САТ}}}}, \quad (13.23)$$

– при передаче движения от ведущего вала к ведомому:

$$i_{1-9} = \frac{-\frac{z_1^3}{z_{\text{ВЫХ}}^3} \frac{z_{\text{ДОП}}}{z_{\text{ВЫХ}}} \frac{z_{\text{ЦЗК}}}{z_{\text{САТ}}}}{\left(1 - \frac{z_{\text{ДОП}}}{z_{\text{ВЫХ}}} \frac{z_{\text{ЦЗК}}}{z_{\text{САТ}}}\right) \left(-\frac{z_1^3}{z_{\text{ВЫХ}}^3}\right)}. \quad (13.24)$$

Проверка теоретических выводов была произведена путем моделирования дифференциально-замкнутого мотор-вариатор-редуктора в программном приложении RecurDyn. Представленная на рис. 13.17, б модель, как и в вышеописанном случае, является упрощенной.

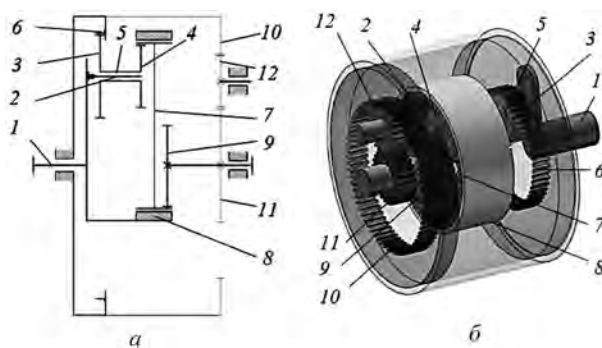


Рис. 13.17. Дифференциально-замкнутый вариатор-редуктор: а – кинематическая схема; б – компьютерная модель; 1 – ведущий вал; 2 – кривошип; 3 – сателлит; 4 – дополнительный зубчатый венец сателлита; 5 – втулка; 6 – центральное зубчатое колесо; 7 – вспомогательный зубчатый венец; 8 – обойма; 9 – выходное зубчатое колесо; 10 – замыкающее зубчатое колесо; 11 – дополнительное выходное зубчатое колесо; 12 – промежуточное зубчатое колесо



Простые преобразования позволяют получить выражение для определения числа зубьев  $z_{\text{ВЫХ}}^3$  дополнительного выходного зубчатого колеса при известных числе зубьев  $z_1^3$  замыкающего зубчатого колеса и передаточном отношении  $i_{9-6}^1$  дифференциальной ступени при остановленном водиле, при котором передаточное отношение  $i_{1-9}$  передачи от ведущего звена к ведомому звену дифференциальной части будет равно  $(-1)$  и служить границей зон редукции и мультипликации, а именно

$$z_{\text{ВЫХ}}^3 = z_1^3 - \frac{2z_1^3}{i_{9-6}^1}. \quad (13.25)$$

При этом

$$z_2^3 = \frac{z_1^3 - z_{\text{ВЫХ}}^3}{2}. \quad (13.26)$$

### Заключение

На базе принятых и опробованных технических решений по конструкции как силовой, так и управляющей кинематических цепей сформирована структура зубчатой планетарной плавно регулируемой передачи, реализующей режимы единичного преобразования, редукции и мультипликации, обеспечивающей недостижимый в вариаторах других типов диапазон регулирования передаточного отношения до 30, обладающей конструктивной простотой силовой кинематической цепи. Функционирование этой передачи кроме механизма управления регулируемым параметром (передаточным отношением) обеспечивается специальным механизмом для съема вращения с сателлита в виде вспомогательной планетарной передачи, преобразующая способность которой определяется не только числами зубьев образующих ее зубчатых колес, но и числами зубьев зубчатых колес плавно регулируемой ступени. Получена формула для определения ее передаточного отношения, показана зависимость ее передаточного отношения от параметров основной ступени, что позволяет, варьируя числами зубьев образованного таким образом вариатор-редуктора, управлять его передаточным отношением в широком диапазоне регулирования. Для упрощения конструкции (при неизбежном сокращении диапазона регулирования) механизм съема вращения с сателлита может быть выполнен в виде муфты Шмидта. Для лимитирующих элементов передачи разработана методика определения их нагруженности, позволяющая оценивать правильность принятых размеров.

Найдены и реализованы технические решения по балансировке конструкции планетарной плавно регулируемой передачи, в соответствии с которыми полная или динамическая балансировка сателлита обеспечивается основным и дополнительным противовесами, плоскости коррекции которых расположены по одну сторону от средней плоскости вращения сателлита. Разработанный алгоритм и методика балансировки позволяют эффективно изменять массы противовесов.

Методами компьютерного моделирования подтверждена возможность компенсации кинематической погрешности планетарной плавно регулируемой передачи введением в силовую кинематическую цепь упругих элементов (компенсаторов) и определены места установки компенсаторов, которые могут быть выполнены как в виде торсионов, так и силовых элементов с осевым нажатием.

Планетарная плавно регулируемая передача может быть выполнена в виде дифференциально замкнутой, имеющей две кинематических ветви с различной преобразующей способностью и различными направлениями и частотами вращения выходных элементов (обеспечение реверса). Это, несмотря на ее конструктивную сложность, может представить интерес для создателей перспективных автомобильных коробок передач за счет обеспечения больших передаточных отношений и реверсирования выходного звена без дополнительных устройств (фрикционов и дополнительных зубчатых передач). Анализ кинематических возможностей этой модификации планетарной плавно регулируемой передачи может быть выполнен по предложенным формулам для определения ее передаточных отношений.

Благодаря широкому диапазону регулирования передаточного отношения и возможности подбором чисел зубьев зубчатых колес изменять размер зон редукции и мультипликации описанная передача потенциально может служить базой для создания коробок передач автомобилей различной грузоподъемности, а также быть рекомендованной для использования в плавно регулируемых приводах технологического оборудования.

## Литература

1. Вариаторная коробка передач [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://autoustroistvo.ru/transmissiya/variator/>.
2. Высокомоментные вариаторы [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [vmpv.ru](http://vmpv.ru).
3. Краткая теория зубчатого вариатора [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.aipet.kz/article/facultet/fait/suat/6/9.pdf>.
4. Вариаторы – Представительство компании ENCE GmbH в России [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [www.ence-gmbh.ru/rus/variable-speed\\_gears.php](http://www.ence-gmbh.ru/rus/variable-speed_gears.php).
5. Даньков, А. М. Сборка и регулировка основных модификаций плавно регулируемой зубчатой передачи / А. М. Даньков // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2005. – № 10. – С. 38–43.
6. Даньков, А. М. Улучшение эксплуатационных характеристик передач с составными зубчатыми колесами конструктивными методами / А. М. Даньков // Вестн. Могилев. гос. техн. ун-та. – 2001. – № 1. – С. 40–47.
7. Даньков, А. М. Новая концепция плавно регулируемой зубчатой передачи / А. М. Даньков // Детали машин и теория механизмов : 73-я конференция МАДИ. – М., 2015. – С. 11–12.
8. Даньков, А. М. Сборка составных зубчатых колес для регулируемых зубчатых передач / А. М. Даньков // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2002. – № 11. – С. 7–10.
9. Кудрявцев, В. Н. Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. – М. ; Л. : Машиностроение, 1966. – 307 с.
10. Плавнорегулируемая зубчатая передача : пат. 10760 Респ. Беларусь, МПК F 16 Н 29/00, F 16 Н 3/02 / А. М. Даньков, В. А. Красовский, С. И. Родионова, А. А. Кузьменков, Д. М. Шаломовский ; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № а 20051303 ; заявл. 26.12.05 ; опубл. 30.08.07 // Афіц. бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 4. – С. 168.



11. Планетарная плавнорегулируемая зубчатая передача : пат. 17498 Респ. Беларусь, МПК F 16 Н 3/44. F 16 Н 29/00 / А. М. Даньков ; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № а 20101389 ; заявл. 27.09.10 ; опубл. 30.04.12 // Афіц. бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 2. – С. 172.
12. Плавнорегулируемая зубчатая передача : пат. 18285 Респ. Беларусь, МПК F 16 Н 29/04. F 16 Н 9/24 / А. М. Даньков ; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № а 20100674 ; заявл. 06.05.10 ; опубл. 30.12.11 // Афіц. бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 2. – С. 172.
13. Планетарная плавнорегулируемая зубчатая передача : пат. 18194 Респ. Беларусь, МПК F 16 Н 3/44. F 16 Н 29/02 / А. М. Даньков; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № а 20111111 ; заявл. 15.08.11 ; опубл. 30.04.13 // Афіц. бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 2. – С. 172.
14. Планетарная эксцентриковая передача : пат. 12663 Респ. Беларусь, МПК (2007) F 16 Н 3/44, F 16 Н 15/00 / А. М. Даньков ; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № а 20070696 ; заявл. 06.07.07 ; опубл. 28.02.09 // Афіц. бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2009. – № 1. – С. 158.
15. Планетарная плавнорегулируемая передача : пат. 16870 Респ. Беларусь, МПК F 16 Н 29/12 / А. М. Даньков; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № а 2010714 ; заявл. 30.11.10 ; опубл. 30.06.12 // Афіц. бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 3. – С. 145.
16. Даньков, А. М. Как управлять передаточным отношением зубчатой планетарной плавно регулируемой передачи / А. М. Даньков // Наука и техника. – 2016. – № 3. – С. 200–208.
17. Даньков, А. М. Совершенствование конструкции узла сателлита планетарной плавно регулируемой передачи / А. М. Даньков // Механика машин, механизмов и материалов. – 2016. – № 2 (35). – С. 87–94.
18. Иоффе, А. З. Конструктивные и кинематические особенности плавно регулируемых зубчатых передач / А. З. Иоффе, А. М. Даньков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 1. – С. 27–38.
19. Даньков, А. М. Компенсация погрешности угла поворота сателлита в планетарной плавно регулируемой передаче / А. М. Даньков // Теория и практика зубчатых передач – 2014 : сб. тр. Междунар. симпозиума. – Ижевск : ИжГТУ, 2014. – С. 506–511.
20. Даньков, А. М. Балансировка деталей планетарной плавно регулируемой передачи / А. М. Даньков, А. З. Иоффе // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2011. – № 2. – С. 3–8.
21. Механизм передачи вращательного движения от сателлита планетарной эксцентриковой передачи выходному валу : пат. 13499 Респ. Беларусь, МПК F 16 Н 29/00, F 16 Н 9/26 / А. М. Даньков, А. Г. Андреевков, Ю. А. Орехов. – № а 20080662 ; заявл. 22.05.08 ; опубл. 30.12.09 // Афіц. бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2009. – № 6. – С. 158.
22. Совершенствование конструкции и обеспечение требуемого уровня эксплуатационных характеристик механических компонентов мотор-вариатор-редуктора для мехатронных, автоматических систем и трансмиссий : отчет о НИР (заключ.) / Бел.-Рос. ун-т ; рук. А. М. Даньков ; исполн. : А. Е. Науменко [и др.]. – Могилев, 2015. – 96 с.
23. Зубчатые передачи : справочные материалы для конструкторов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [razvitie-pu.ru](http://razvitie-pu.ru).
24. Сведения о подшипниках. Что такое подшипники и их основные разновидности [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [www.snr.com.ru/e/about\\_bearings/about\\_bearing.htm](http://www.snr.com.ru/e/about_bearings/about_bearing.htm).
25. Потери мощности в трансмиссии. КПД трансмиссии [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [www.avto-barmashova.ru/konstrukzi\\_avto/poteri\\_moshnosti\\_v\\_tras/index.html](http://www.avto-barmashova.ru/konstrukzi_avto/poteri_moshnosti_v_tras/index.html).
26. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность : ГОСТ 21354 – 87. – М. : Госстандарт СССР, 1987. – 130 с.
27. Соединения зубчатые (шлицевые) прямобочные. Методы расчета нагрузочной способности : ГОСТ 21425-75. – М. : Госстандарт СССР, 1978. – 24 с.
28. Проектирование механических передач : учеб.-справ. пособие для втузов / С. А. Чернавский [и др.]. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1984. – 560 с.