

INDEMNIFICATION OF AN ERROR OF AN ANGLE OF ROTATION OF THE SATELLITE IN PLANETARY CONTINUOUSLY ADJUSTABLE GEAR TRAIN

A.M. Dankov, DSc in Engineering, The senior lecturer, State Institution of Higher Professional Education "Belarusian-Russian University", amdan @yandex.ru;

*M.E. Podymako, Chief of department of reliability of science-technical center,
SIU "Mogilevliftmash", podymako_m@mail.ru*

Abstract: It is established that at regulation of the transfer relation of planetary continuously adjustable gear train the compound design of the central gear is a source of an error by a various deviation of teeth of sectors from nominal position and fractional ratio a district step of sectors to a district step of teethes of an error of an angle of rotation of the satellite. The design of knot for indemnification of the specified error which working capacity is confirmed by computer simulation is offered.

Keywords: planetary continuously adjustable gear train, a compound central gear, indemnification of an error of an angle of rotation of the satellite

КОМПЕНСАЦИЯ ПОГРЕШНОСТИ УГЛА ПОВОРОТА САТЕЛЛИТА В ПЛАНЕ- ТАРНОЙ ПЛАВНОРЕГУЛИРУЕМОЙ ПЕРЕДАЧЕ

А.М. Даньков, доктор технических наук, доцент, государственное учреждение высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет», amdan @yandex.ru;

*М.Э. Подымако, начальник бюро надежности научно-технического центра, ГПО
«Могилевлифтмаши», podymako_m@mail.ru*

Аннотация: Установлено, что при регулировании передаточного отношения планетарной плавнорегулируемой передачи составная конструкция центрального зубчатого колеса является источником вызванной различным отклонением зубьев секторов от номинального положения и некрatностью окружного шага секторов окружному шагу зубьев погрешности угла поворота сателлита. Предложена конструкция узла для компенсации указанной погрешности, работоспособность которого подтверждена компьютерным моделированием.

Ключевые слова: планетарная плавнорегулируемая передача, составное центральное зубчатое колесо, компенсация погрешности угла поворота сателлита

Введение

Зубчатая планетарная плавнорегулируемая передача является разновидностью регулируемых механических передач непрерывного действия [1], в которой передаточное отношение

регулируется одновременным изменением условного начального диаметра центрального зубчатого колеса и радиуса водила любым из возможных способов: ручным, автоматизированным или автоматическим [2].

Структурная схема зубчатой планетарной плавнорегулируемой передачи приведена на рис.1, а рис. 2 иллюстрирует ее принцип действия.

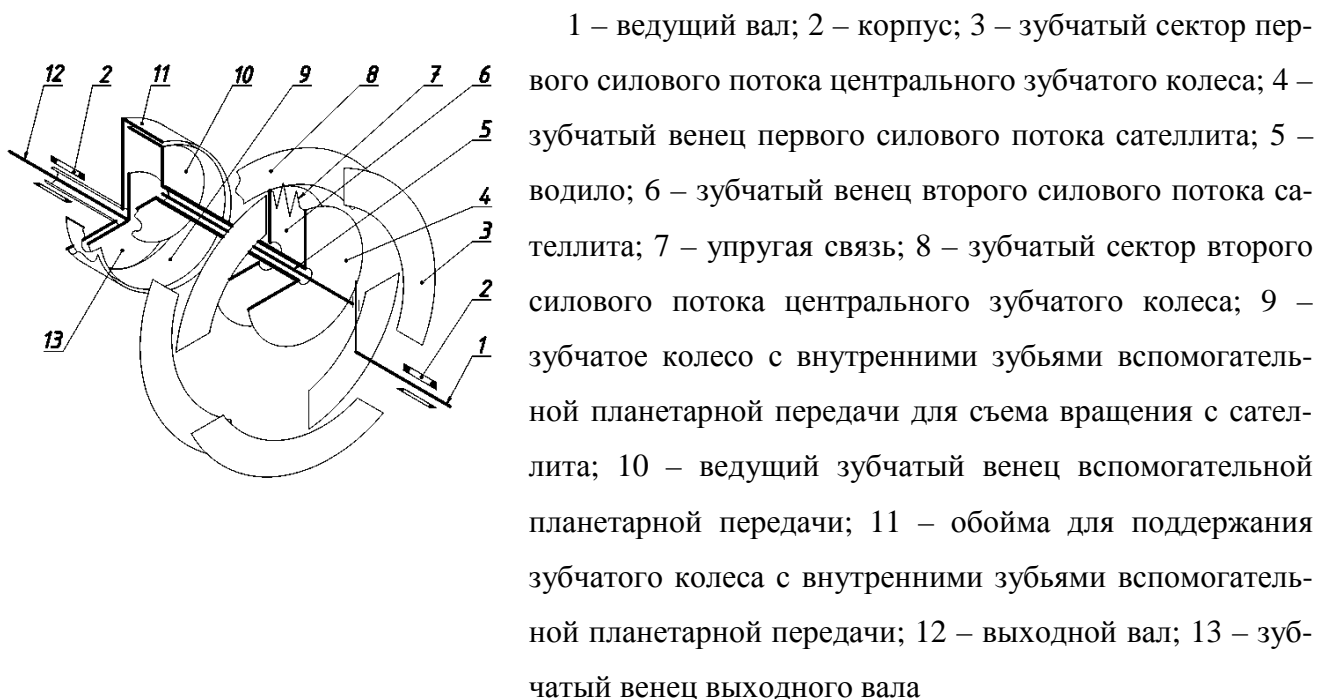
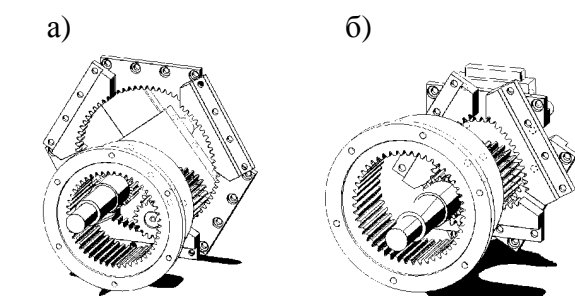


Рис. 1. Структурная схема зубчатой планетарной плавнорегулируемой передачи



- а) положение деталей передачи при минимальном передаточном отношении;
б) положение деталей передачи при максимальном передаточном отношении

Рис. 2. Принцип действия зубчатой планетарной плавнорегулируемой передачи

Достоинствами этой передачи являются конструктивная простота силовой кинематической цепи, широкий диапазон регулирования, три режима функционирования: мультипликация, единичное преобразование, редуцирование, а ее наиболее существенный недостаток – неустраняемая погрешность угла поворота сателлита, возникающая при регулировании передаточного отношения. Эта погрешность передается жестко связанному с сателлитом ведущему зубчатому венцу вспомогательной планетарной передачи, обеспечивающей передачу вращения сателлита вокруг собственной оси

выходному валу плавнорегулируемой передачи (рис. 1).

1. Особенности функционирования планетарной плавнорегулируемой передачи

Источниками указанной погрешности являются некратность окружного шага секторов центрального зубчатого колеса окружному шагу зубьев и отклонение положения всех зубьев секторов, кроме центрального, от номинального, причем суммарное влияние этих факторов на величину погрешности имеет тенденцию к увеличению по мере изменения передаточного отношения передачи от минимального значения к максимальному. Это увеличение носит не монотонный, а циклический характер, что определяется числом зубьев условного центрального зубчатого колеса. Условным центральным зубчатым колесом планетарной плавнорегулируемой передачи будем называть цельное зубчатое колесо с таким диаметром начальной окружности, что делительные дуги всех зубчатых секторов реального центрального зубчатого колеса являются касательными к ней. Число зубьев z этого колеса определяется по общеизвестной зависимости $z = d / m$ (d – начальный (делительный) диаметр; m – модуль зацепления). В соответствии с принципом действия передачи начальный диаметр ее условного центрального зубчатого колеса может принимать любое значение в интервале от минимального до максимального значения, следовательно, и условное число зубьев z может приобретать любое (в том числе и дробное значение). Периодически условное число зубьев принимает значения, кратные трем, когда зубья секторов в зоне их пересопряжения находятся в наиболее благоприятном расположении. Эта коллизия в случае жестких зубчатых секторов, образующих реальное центральное зубчатое колесо, разрешается в зоне пересопряжения секторов и циклически (шесть раз за один оборот водила) проявляется в форме локальной погрешности угла поворота сателлита. Влияние отклонения зубьев от номинального положения начинает проявляться сразу же после начала увеличения передаточного отношения и носит дуалистический характер. Это радиальное смещение зубьев и поворот оси симметрии зуба [3].

Поскольку устранить погрешность угла поворота сателлита не представляется возможным, необходимо нейтрализовать результат ее проявления – повышенную внутреннюю динамику передачи. Наиболее эффективным решением представляется выполнение передачи с двумя параллельными силовыми потоками [1], что предполагает выполнение сателлита с двумя подвижными друг относительно друга в окружном направлении зубчатыми венцами. В этом случае утилитарный подход к конструкции требует при наличии двух упругоподвижных элементов предусматривать один упругий соединительный элемент. Анализ такой конструкции с учетом перспективы использования ее в приводах с диапазоном регулирования более 3 показывает ее невысокую эффективность, так как один упругий элемент практически

неработоспособен в диапазоне значений крутящих моментов, соответствующих принятому диапазону регулирования.

2. Компенсация последствий погрешности угла поворота сателлита планетарной плавнорегулируемой передачи

Этот недостаток устраняется в изображенной на рис. 3 конструкции, включающей установленный на водиле сателлит 1 с двумя зубчатыми венцами 2 и 3, находящимися в зацеплении с секторами 4 и 5 центрального зубчатого колеса.

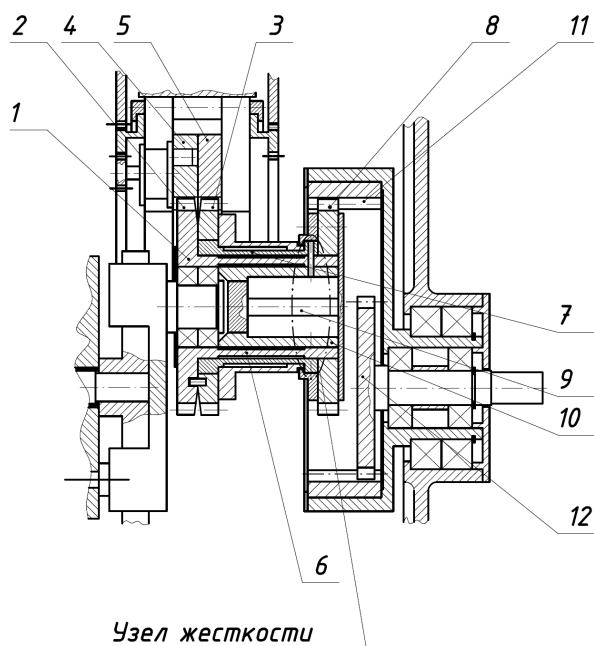


Рис. 3. Конструкция компенсатора погрешности угла поворота сателлита

с секторами 4 и 5 центрального зубчатого колеса. Ступица зубчатого венца 2 выполнена в виде трубчатого торсиона 6 на правой опоре которого смонтирован и жестко закреплен торсион 7, свободная опора которого может вращаться относительно ступицы зубчатого венца 2 и упруго-подвижно связана с зубчатым венцом 3 фасонной пластинчатой пружиной. На правой опоре торсиона 6 с возможностью вращения смонтирован ведущий зубчатый венец 8 вспомогательной планетарной передачи, сообщающей вращение сателлита вокруг собственной оси выходному валу. Зубчатый венец 8 жестко связан с выполненной в виде фланца опорой торсиона 9, вторая опора

которого закреплена в фиксирующей сателлит от осевых перемещений вдоль кривошипа втулке 10. Соответствующие опоры трубчатых торсионов и фиксирующая втулка жестко связаны штифтами, образуя узел жесткости, что позволяет выполнять упругоподвижными относительно этого узла оба зубчатых венца сателлита. Поворот зубчатого венца 3 относительно опоры трубчатого торсиона 7, как и поворот опоры трубчатого торсиона 7 относительно зубчатого венца 2 сателлита ограничен. Жесткость фасонной пластинчатой пружины и трубчатых торсионов выбирается такой, что рабочие и максимальные значения крутящих моментов на их характеристиках равны крутящим моментам, соответствующим значениям передаточных чисел на концах выбранных на графике изменения передаточного отношения планетарной плавнорегулируемой передачи интервалов значений передаточного отношения, с наибольшей точностью аппроксимируемых прямыми линиями, причем максимальные деформации пластинчатой пружины и торсионов обеспечивают одинаковые углы поворота

второго зубчатого венца сателлита относительно первого зубчатого венца.

Консольное расположение ведущего зубчатого венца 8, ставшее критичным вследствие неизбежного увеличения расстояния между ним и сателлитом, устраняется благодаря его зацеплению с двумя промежуточными зубчатыми венцами (на рис. 3 не показаны), находящимися также в зацеплении с зубчатым колесом 11, свободно вращающимся в обойме и передающим вращение сателлита зубчатому колесу 12, выполненному заодно с выходным валом.

3. Компьютерное моделирование работы компенсатора

Для оценки кинематической погрешности планетарной плавнорегулируемой передачи и возможности ее компенсации с использованием упругих элементов в САЕ пакете MD.ADAMS была разработана имитационная модель передачи. В модели были учтены массово-инерционные характеристики элементов передачи, а также упруго-диссипативные связи между ними. В модели были заданы следующие граничные условия: 1) частота вращения ведущего вала – 10 град/с; 2) крутящий момент на выходном валу – $300 \text{ Н} \cdot \text{м}$; 3) диапазон изменения передаточного отношения – 1...2,24.

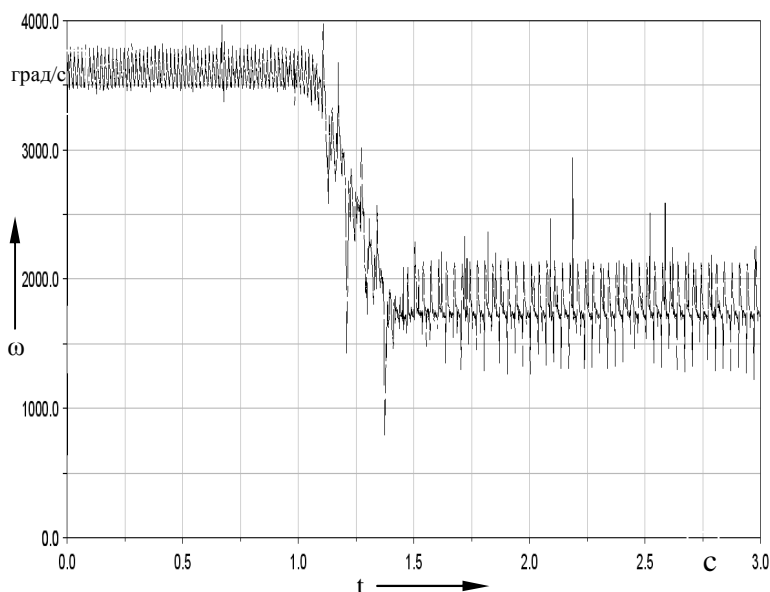


Рис. 4. Изменение угловой скорости выходного вала по результатам моделирования

На рис. 4 представлен график изменения угловой скорости выходного вала, полученный в результате реализации имитационной модели. Применение серии вычислительных экспериментов, факторами варьирования в которых являлись коэффициенты жесткости упругих компенсаторов, позволило подобрать их величины такими, что было получено уменьшение как экстремальных значений погрешности, так и ее разброса.

На рис. 5 а), б) представлены зависимости погрешности угла поворота выходного вала по отношению к углу поворота ведущего при передаточном отношении, равном 2,24, в передаче с упругими компенсаторами и без.

Численная оценка среднеквадратичного отклонения погрешности при работе передачи с нецелым числом зубьев условного центрального колеса показала следующее: – без упругих компенсаторов $\sigma = 0,15 \text{ град}$, с упругими компенсаторами $\sigma = 0,12 \text{ град}$. Снижение

разброса составило 20%.

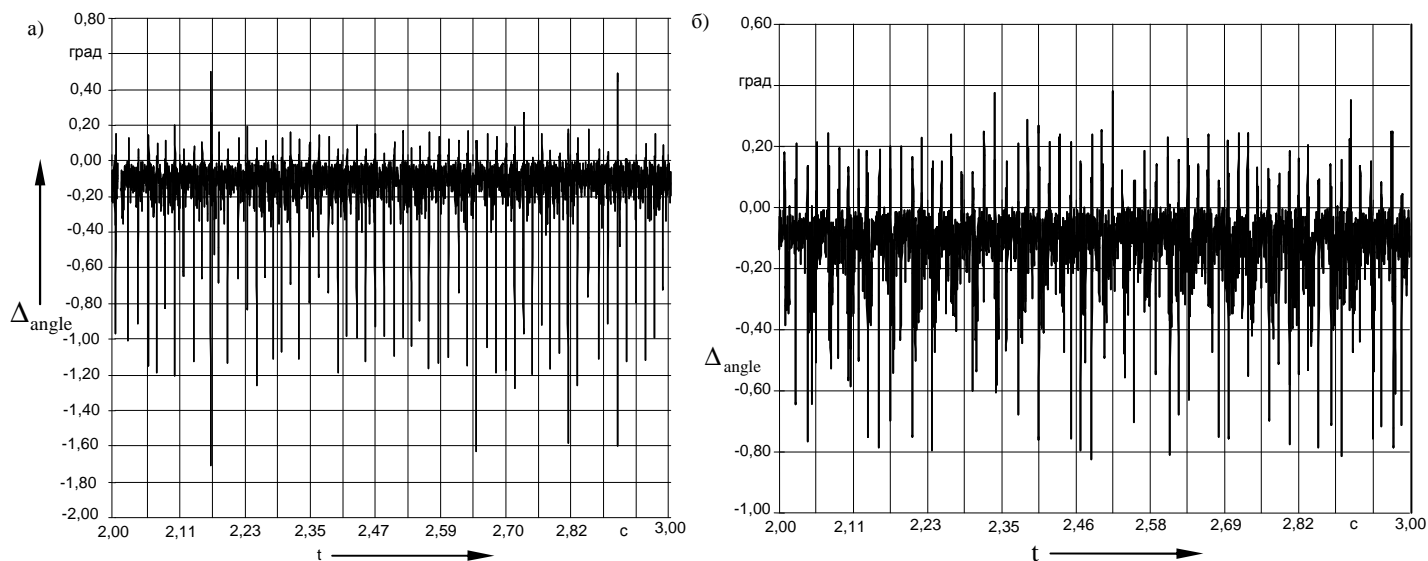


Рис. 5. Погрешность угла поворота выходного вала для передачи: а) без упругих компенсаторов, б) с упругими компенсаторами

Заключение

Доказано, что целенаправленным подбором жесткости торсионов и пластинчатой пружины, процедура которого легко поддается автоматизации, вызванная особенностями конструкции планетарной плавнорегулируемой передачи кинематическая погрешность может быть сведена к приемлемой величине.

Библиографические ссылки

1. Даньков А. М. Сборка и регулировка основных модификаций плавнорегулируемой зубчатой передачи // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2005. – № 10. – С. 38 – 43.
2. Даньков А. М., Иоффе А.З. Синтез и анализ составного центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи нового типа // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. № 2. – С. 38 – 42.
3. Иоффе А. З., Даньков А.М. Конструктивные и кинематические особенности плавнорегулируемых зубчатых передач // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2011. – № 1. – С. 27 – 38.