

Планетарная плавнорегулируемая передача с силовым замыканием сателлита и центрального зубчатого колеса: от идеи к конструкции

Докт. техн. наук, доц. А. М. Даньков¹⁾

¹⁾Белорусско-Российский университет (Могилев, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2018
Belarusian National Technical University, 2018

Реферат. Одной из причин, сдерживающих применение плавнорегулируемой зубчатой передачи с составными поли-секторными зубчатыми колесами вообще и наиболее перспективной ее разновидности – планетарной плавнорегулируемой передачи в частности, является ее конструктивная сложность. Например, сложная конструкция механизма регулирования передаточного отношения передачи обусловлена использованием эвольвентного зацепления, требующего для нормального функционирования наличия бокового и радиального зазоров и, следовательно, автономного, но синхронного перемещения сателлита и секторов центрального зубчатого колеса. В статье с целью упрощения конструкции именно этого механизма планетарной плавнорегулируемой передачи обоснован переход к беззазорному зацеплению, в процессе которого для регулирования передаточного отношения принудительно перемещаются или сателлит, или сектора центрального зубчатого колеса, не теряя при этом контакта с сопряженным элементом. Постоянство контакта взаимодействующих элементов под нагрузкой обеспечивается их силовым замыканием, призванным преодолевать действие сил зацепления. Описаны варианты реализации беззазорного зацепления в результате силового замыкания сателлита и центрального зубчатого колеса, каждый из которых характеризуется выбором активного (управляемого) и пассивного (осуществляющего силовое замыкание) элемента передачи. В передаче с соосными зубчатыми венцами сателлита целесообразно реализовать вариант с эвольвентным зацеплением, пассивным сателлитом и активными зубчатыми секторами центрального зубчатого колеса. В передаче с оппозитными зубчатыми венцами сателлита наиболее приемлем вариант с циклоидально-цевочным зацеплением, активным сателлитом и пассивными зубчатыми секторами центрального зубчатого колеса. Предложено осуществлять силовое замыкание зубьев элементов передачи посредством упругого элемента (пружины). Описана методика определения параметров упругого элемента в зависимости от формы выполнения сателлита и показан достигаемый при этом объем упрощения конструкции передачи.

Ключевые слова: планетарная плавнорегулируемая передача, беззазорное зацепление, фасонная пружина, упрощение конструкции

Для цитирования: Даньков, А. М. Планетарная плавнорегулируемая передача с силовым замыканием сателлита и центрального зубчатого колеса: от идеи к конструкции / А. М. Даньков // *Наука и техника*. 2018. Т. 17, № 3. С. 228–237. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2018-17-3-228-237>

Planetary Continuously Adjustable Gear Train with Force Closure of Planet Gear and Central Gear: from Idea to Design

A. M. Dankov¹⁾

¹⁾Belarusian-Russian University (Mogilev, Republic of Belarus)

Abstract. One of the reasons constraining use of a continuously adjustable gear train with compound poly-sector gear wheels in general and its most perspective version that is a planetary continuously adjustable gear train in particular is its design complexity.

Адрес для переписки

Даньков Александр Михайлович
Белорусско-Российский университет
просп. Мира, 43
212000, г. Могилев, Республика Беларусь
Тел.: +375 222 23-00-07
amdan@yandex.ru

Address for correspondence

Dankov Aleksander M.
Belarusian-Russian University
43 Mira Ave.,
212000, Mogilev, Republic of Belarus
Tel.: +375 222 23-00-07
amdan@yandex.ru

For example, a complex design of the mechanism for regulation of transmission gear ratio is specified by the use of involute gearing that requires a presence of backlash and bottom clearances for normal functioning and, therefore, autonomous but synchronous movement of a planet gear, as well as sectors of a central gear. In order to simplify the design of especially this mechanism for continuously adjustable gear train the paper justifies a transition to a backlash-free gearing and during this process either a planet gear or sectors of central gear are forcibly moving for regulation of the transmission ratio without losing contact with the mating element. Contact constancy of interacting elements under load is ensured by their force closure which is meant to overcome an action of gearing forces. The paper describes options for implementation of backlash-free gearing as a result of planet gear and central gear force closure, each variant is characterized by selection of active (controlled) and passive (execution of force closure) gear element. In the case of gear transmission with planet pinion coaxial tooth rims it is appropriate to implement a version with involute gearing, passive planet gear and active gear sectors of central gears. In the case of gear transmission with planet pinion opposite tooth rims the most acceptable option is with the cycloidal pin wheel gear, active planet gear and passive gear sectors of central gears. The paper proposes to carry out the force closure for teeth of gear components by means of an elastic element (a spring). A method for determination of parameters for an elastic element has been described depending on a planet gear design and the paper also shows simplification level in the gear design.

Keywords: planetary continuously adjustable gear train, backlash-free gearing, shaped spring, simplification of design

For citation: Dankov A. M. (2018) Planetary Continuously Adjustable Gear Train with Force Closure of Planet Gear and Central Gear: from Idea to Design. *Science and Technique*. 17 (3), 228–237. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2018-17-3-228-237> (in Russian)

Введение

Закон прогрессивной эволюции техники [1] заключается в том, что «при неизменном физическом принципе действия и техническом решении улучшаются параметры технического объекта до приближения к глобальному экстремуму по значениям параметров».

Планетарная плавнорегулируемая передача, проходящая этап научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ жизненного цикла, может служить одним из трех (двигатель, рабочий орган и связывающий их преобразователь или трансмиссию) элементов перспективных машинных агрегатов в качестве варианта реализации такого направления их развития, как совершенствование преобразователя, обеспечивающего наиболее эффективный режим работы широко используемых в машинных агрегатах двигателей внутреннего сгорания при изменении внешних условий.

В современных преобразователях – коробках передач – согласование режима работы двигателя и внешних условий занимает менее 10 мс, а в трансмиссиях с вариаторами переключения передач таковые вообще отсутствуют. В этих трансмиссиях предпочтение следует отдавать нефрикционным вариаторам, в которых, по определению А. А. Благодирова [2], кинематические пары имеют голономные связи. В данном случае рабочие нагрузки передаются нормальными к рабочим поверхностям силами, что имеет место и в зубчатых вариаторах, примерами чего являются модифика-

ции зубчатой планетарной плавнорегулируемой передачи, конструкции которых пока еще далеки от совершенства.

Передача с соосными зубчатыми венцами сателлита

Сложность конструкции создаваемого объекта во многом определяется сложностью выполняемой функции. Так, в планетарной плавнорегулируемой передаче [3], основанной на использовании составного полисекторного центрального зубчатого колеса и двухпоточного сателлита, объединенных в передачу схемы К–Н–V (рис. 1), и дающей возможность плавного изменения передаточного отношения, работоспособность обеспечивается механизмами: регулирования передаточного отношения, съема вращения с сателлита, балансировки перемещающихся масс с помощью подвижных противовесов, исключения поломок при изменении передаточного отношения. Функции, выполняемые этими механизмами, отменить нельзя, но можно достичь их реализации другими, более эффективными конструктивными решениями.

Суть и направление этих решений выявляются в ходе следующих рассуждений. При использовании традиционного эвольвентного зацепления, требующего обеспечения радиального и бокового зазоров, механизм регулирования передаточного отношения имеет сложную конструкцию, обусловленную необходимостью сообщать независимые перемещения сателлиту и секторам центрального зубчатого колеса [4].

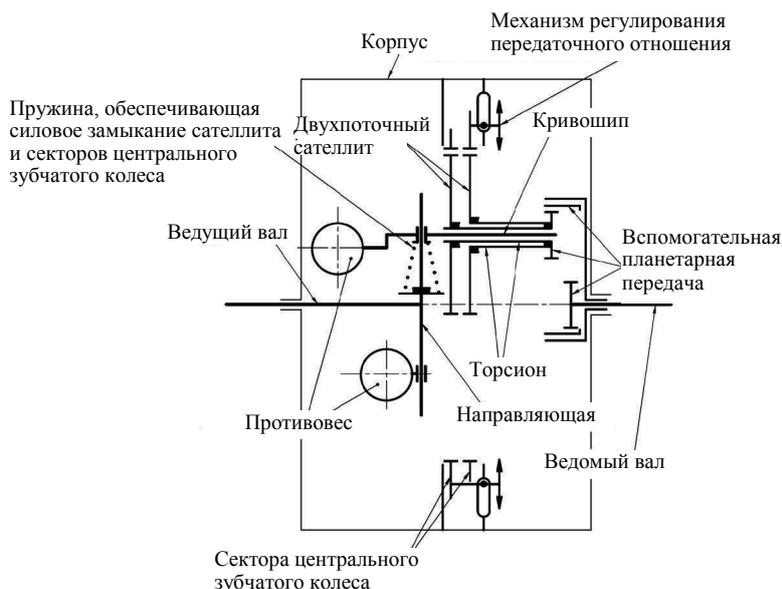


Рис. 1. Принципиальная схема планетарной плавнорегулируемой передачи

Fig. 1. Key diagram of planetary continuously adjustable gear train

В то же время известно и подтверждено экспериментально, что улучшить специфические эксплуатационные и конструктивные характеристики зубчатой передачи можно в результате обеспечения беззазорного зацепления [5, 6]. Применительно к планетарной плавнорегулируемой передаче беззазорное зацепление позволяет управляющие перемещения задавать только одному, активному, элементу передачи: сателлиту или секторам центрального зубчатого колеса. В качестве беззазорного может быть выбрано как эвольвентное, так и циклоидально-цевочное зацепление – последнее предпочтительней [6]. Выполнение сателлита пассивным (следующим перемещениям активного элемента – секторов центрального зубчатого колеса) элементом является первым вариантом реализации беззазорного зацепления в планетарной плавнорегулируемой передаче, наиболее целесообразным в передаче по схеме на рис. 1.

Основываясь на накопленном теоретическом и практическом опыте, проанализируем только компоновочные аспекты передачи при использовании наиболее технологичного эвольвентного беззазорного зацепления, пренебрегая при этом увеличением потерь на трение. Силовое замыкание зубьев сателлита и центрального зубчатого колеса должно обеспечиваться упругим элементом (пружиной), способным создавать контакт зубьев при действии статических

и динамических радиальных нагрузок в зацеплении. Определим кинематические и силовые характеристики передачи со следующими параметрами:

- модуль зацепления $m = 3$ мм;
- число зубьев сателлита $z_c = 45$;
- минимальное число зубьев центрального зубчатого колеса $z_{цзк}^{\min} = 48$;
- максимальное число зубьев центрального зубчатого колеса $z_{цзк}^{\max} = 90$;
- диапазон регулирования передаточного отношения $D = 15$.

Выбранные параметры обеспечивают передаче нагрузочную способность, характеризующуюся номинальным моментом на водиле $T_{вод} = 100$ Н·м.

Текущее значение передаточного отношения $i_{тек}$ передачи определим по формуле (знак «←» характеризует направление вращения элементов передачи)

$$i_{тек} = -\frac{z_c}{z_{цзк}^{тек} - z_c}, \tag{1}$$

где $z_{цзк}^{тек}$ – текущее значение числа зубьев центрального зубчатого колеса, $z_{цзк}^{\min} \leq z_{цзк}^{тек} \leq z_{цзк}^{\max}$.

Момент на выходе передачи

$$T_{вых} = T_{вод} i_{тек}. \tag{2}$$

Тогда силы в зацеплении с учетом повышенной вследствие как наличия упругостей в передаче, так и специфической формы секторов центрального зубчатого колеса динамики определяются по формулам:

– окружная сила на сателлите

$$F_t = \frac{2T_{\text{вых}} K_d}{mz_c}, \quad (3)$$

где K_d – коэффициент динамичности передачи, $K_d = 2$, как при ударе, когда расстояние между соударяющимися телами равно 0;

– радиальная сила на сателлите

$$F_r = F_t \operatorname{tga}. \quad (4)$$

Результаты расчетов передаточного отношения и сил в зацеплении приведены на графиках рис. 2, 3.

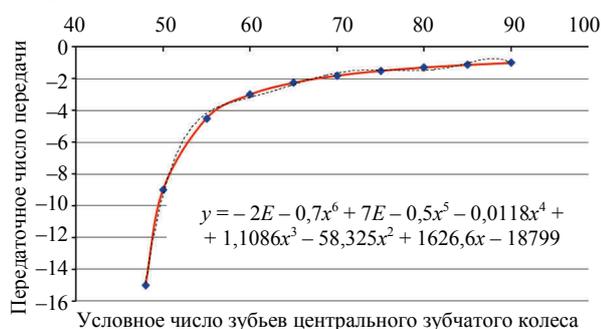


Рис. 2. Изменение передаточного отношения планетарной плавнорегулируемой передачи в зависимости от числа зубьев центрального зубчатого колеса

Fig. 2. Change in gear ratio of planetary continuously adjustable gear train depending on number of central gear teeth

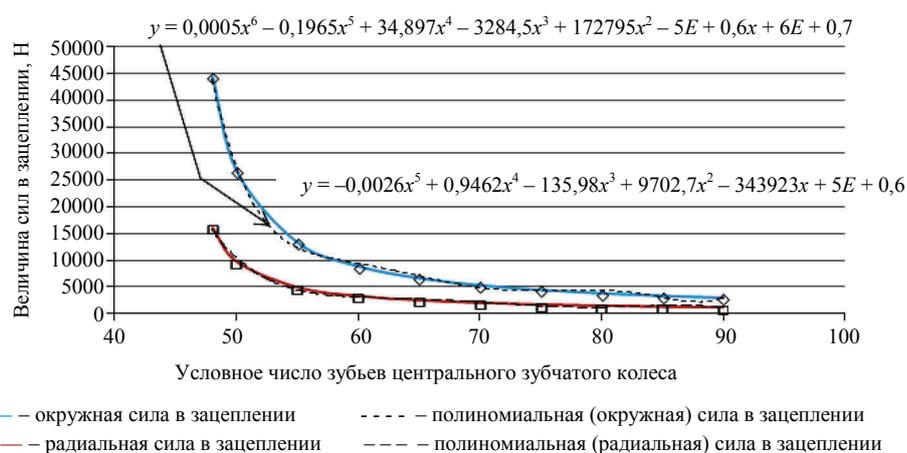


Рис. 3. График изменения радиальной и окружной сил в зацеплении планетарной плавнорегулируемой передачи (на графике приведены уравнения линий трендов)

Fig. 3. Schedule of change in radial and peripheral forces for meshing of planetary continuously adjustable gear train (equations of trend lines are given in graphics)

При определении параметров упругого элемента действие сил инерции не учитывается: центробежных F_c – вследствие их отсутствия из-за необходимости балансировки сателлита, без которой передача неработоспособна; кориолисовой $F_{\text{кор}}$ – вследствие ее направления перпендикулярно радиальным перемещениям сателлита, что создает незначительную дополнительную силу трения в направляющих (в худшем случае $F_{\text{кор}} = -2mv\omega \approx 659$ Н).

Таким образом, проектируем пружину сжатия для обеспечения силового замыкания сателлита и центрального зубчатого колеса при действии радиальной силы в зацеплении их зубьев, рассчитанной с учетом динамичности передачи.

Предварительно определим основные параметры цилиндрической пружины для восприятия рабочей нагрузки ≈ 16000 Н при прогибе 63 мм ($m(z_{\text{цзк}}^{\text{max}} - z_{\text{цзк}}^{\text{min}})/2 = 63$ мм). Указанным условиям удовлетворяет пружина с диаметром проволоки 9,30 мм, рабочим числом витков 6, средним диаметром 38,68 мм и высотой пружины в свободном состоянии 155,00 мм [7]. Теперь на основании рекомендаций [8] спроектируем фасонную пружину с постоянным шагом из заготовки переменного диаметра с характеристикой, приведенной на рис. 4, и описываемой уравнением $P = P(\lambda)$, где λ – деформация пружины.

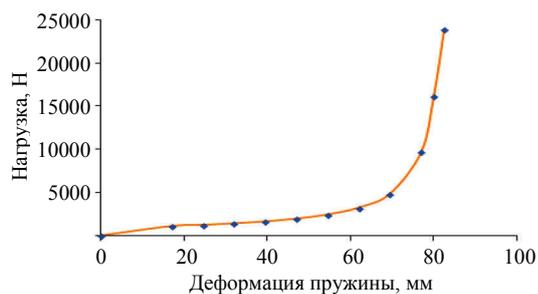


Рис. 4. Требуемая характеристика фасонной пружины
Fig. 4. Required characteristic of shaped spring

Проведем в точках *A, B, C, D* и *E* касательные к характеристике пружины до пересечения их с горизонтальной осью и определим параметры, обозначенные на рис. 5:

- значение так называемой посадочной функции $\zeta = \zeta(P)$, графиком которой является линия *FG*;
- параметр *u*;
- значение нагрузки *P* пружины в данной точке;
- отношение u/P .

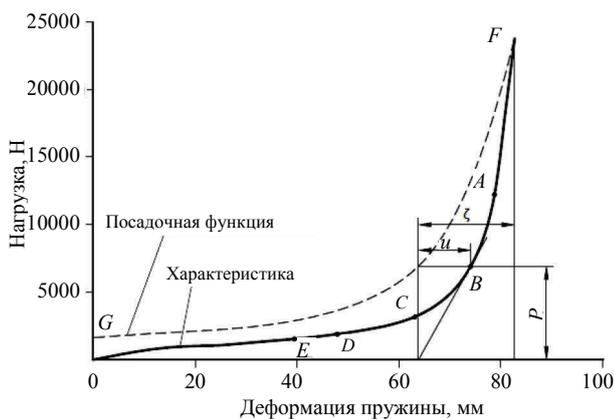


Рис. 5. Определение параметров пружины в выбранных точках характеристики
Fig. 5. Determination of spring parameters in chosen points of characteristic

Полученные при этом данные сведем в табл. 1. Теперь необходимо установить функциональную зависимость $\zeta = \zeta(r)$, где *r* – средний радиус пружины, для чего построим график вспомогательной функции $y = y(r)$

$$y = \int_{r_1}^r \xi(r) dr = \frac{d\lambda}{dP}, \quad (5)$$

где $\xi(r) = \frac{r^3}{C} \cdot \frac{d\varphi}{dr}$; *C* – жесткость витков пружины при кручении, $C = GJ_p$; $G = 80000$ МПа –

модуль сдвига; $J_p = \pi d^4/32$ – полярный момент инерции сечения проволоки; *d* – диаметр проволоки; φ – полярный угол на горизонтальной проекции пружины, отсчитываемый от ее наименьшего среднего радиуса r_1 (для пружин, горизонтальная проекция которых имеет вид архимедовой спирали, $d\varphi = dr/t$, причем $t = (r_2 - r_1)/2\pi i$; r_2 – наибольший средний радиус пружины; *i* – число витков пружины).

Таблица 1

Значения параметров, определяемых по характеристике пружины
Values of parameters determined by spring characteristic

Параметр	Значение параметра в точке характеристики				
	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>
ζ	9,74	18,80	39,40	72,41	87,90
<i>u</i>	5,85	10,24	19,84	37,75	44,90
<i>P</i>	12293,13	6972,00	3195,20	1915,50	1548,00
u/P	0,00048	0,00150	0,00620	0,02000	0,03000

Тогда

$$y = \int_{r_1}^r \frac{r^3}{C} \cdot \frac{d\varphi}{dr} dr = \int_{r_1}^r \frac{r^3}{C} \cdot \frac{2\pi i}{r_2 - r_1} dr = \frac{2\pi i}{C(r_2 - r_1)} \int_{r_1}^r r^3 dr = \frac{2\pi i}{C(r_2 - r_1)} \cdot \frac{r^4}{4} \Big|_{r_1}^r \quad (6)$$

График функции *y* на отрезке средних радиусов *r* от 19,34 до 44,50 мм и монотонно изменяющихся диаметров проволоки на отрезке 9,3...7,3 мм приведен на рис. 6.

Как видно из рис. 5, $\frac{d\lambda}{dP} = \frac{u}{P}$, поэтому, отложив на вертикальной оси графика *y* (рис. 6) ранее полученные значения отношения $\frac{u}{P}$, находим величину средних радиусов *r* пружины, соответствующих значениям *u* и ζ (необходимые построения для точки *E* по рис. 5 выделены зеленым цветом на рис. 6). Отложив вниз от горизонтальной оси значения ζ , замеренные на рис. 5, получим кривую *AC*, являющуюся графиком функции $\zeta(r)$.

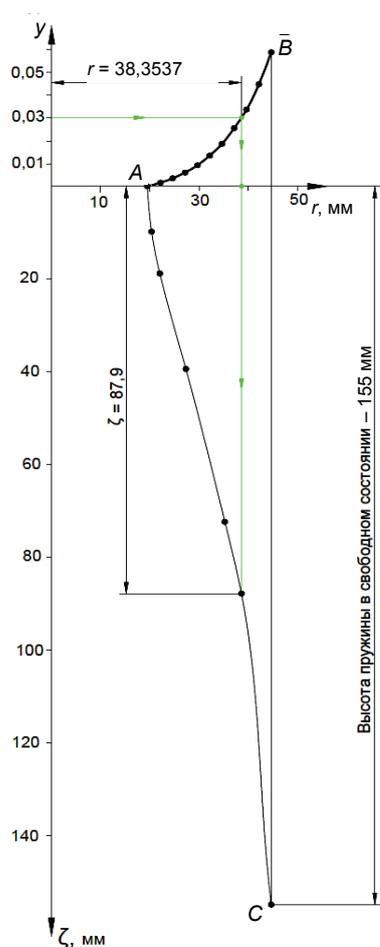


Рис. 6. График функций y (линия AB) и $\zeta(r)$ (линия AC)

Fig. 6. Schedule of functions: y (AB line) and $\zeta(r)$ (AC line)

Для навивки пружины требуется оправка, форма и диаметр которой определяются следующим образом. Диаметр оправки $D_{оп}$ находится по эмпирической формуле [9]

$$D_{оп} = kd_{вн} = 0,82 \cdot 29,38 \approx 24 \text{ мм}, \quad (7)$$

где k – коэффициент, для сталей с пределом прочности более 30 МПа $k = 0,82$; $d_{вн}$ – внутренний диаметр пружины, минимальное значение $d_{вн} = 2r - d = 38,68 - 9,3 = 29,38$ мм.

Таким образом, максимальный радиальный зазор между оправкой и внутренней вписанной поверхностью пружины составляет 2,5 мм.

Построив по вычисленным данным схему пружины (рис. 7) и огибающую к сечениям витков, обеспечивающую требуемый радиальный зазор, получим с учетом упругой отдачи при навивке образующую (выделена красным

цветом) оправки для навивки пружины с постоянным шагом. Конструкция узла сателлита с такой пружиной в первом приближении описана в [3].

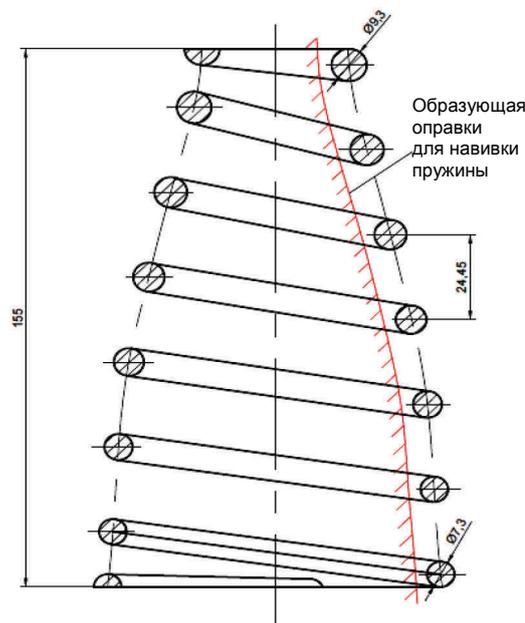


Рис. 7. Конструкция пружины для силового замыкания сателлита (пассивный элемент) и центрального зубчатого колеса

Fig. 7. Spring design for power short circuit planet gear (passive element) and central gear

Передача с оппозитными зубчатыми венцами сателлита

Рассмотрим второй вариант реализации силового замыкания сателлита и центрального зубчатого колеса. Если сателлит зафиксировать от вращения вокруг собственной оси, ведомым станет центральное зубчатое колесо, ось вращения которого совпадает с осью выходного вала. В этом случае надобность в промежуточном звене для передачи вращения ведомому валу отпадает (еще один аспект упрощения конструкции передачи), а активным (управляющим) элементом при регулировании передаточного отношения целесообразнее выполнять сателлит, тогда пассивным элементом будет сектор центрального зубчатого колеса. Немаловажно, что зафиксированный от собственного вращения двухпоточный сателлит можно выполнить с оппозитным расположением зубчатых венцов, что позволяет осуществить балансировку несбалансированных масс неподвижными относительно оси вращения проти-

вовесами. Это является дополнительным преимуществом второго варианта упрощения конструкции планетарной плавнорегулируемой передачи.

Механизм исключения поломок при изменении передаточного отношения в любом случае должен быть основан на упругой связи между зубчатыми венцами сателлита, что не исключает его возможных, рассмотренных ранее [3] модификаций.

Схема второй модификации передачи, соответствующая приведенным ниже параметрам, изображена на рис. 8. Представленные параметры передачи обеспечивают ей приблизительно такую же нагрузочную способность, как в ранее рассмотренной эвольвентной передаче (момент на водиле $T_{\text{вод}} = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$).

Существенное отличие изображенной на рис. 8 модификации планетарной плавнорегулируемой передачи при использовании циклоидально-цевочного зацепления заключается в том, что каждый из силовых потоков должен иметь механизм предотвращения поломок

при регулировании передаточного отношения. Кроме того, обеспечивающий силовое замыкание упругий элемент при работе передачи должен силой $F_{\text{пруж}}$ компенсировать распорное действие не только радиальной F_r , но и центробежной силы F_c , приложенной, несмотря на общую сбалансированность центрального зубчатого колеса, к каждому его зубчатому сектору. Эта передача имеет следующие параметры:

- число зубьев сателлита $z_{\text{сат}} = 34$;
- минимальное условное число зубьев центрального зубчатого колеса $z_{\text{цзк}}^{\text{min}} = 35$;
- максимальное условное число зубьев центрального зубчатого колеса $z_{\text{цзк}}^{\text{max}} = 45$;
- диаметр сателлита $d_{\text{сат}} = 160,038 \text{ мм}$;
- условный модуль зацепления $m = d_{\text{сат}}/z_{\text{сат}} = 160,038/34 = 4,707 \text{ мм}$;
- диапазон регулирования передаточного отношения $D = 8,56$;
- максимальное радиальное смещение секторов при регулировании передаточного отношения $s = 23,5 \text{ мм}$.

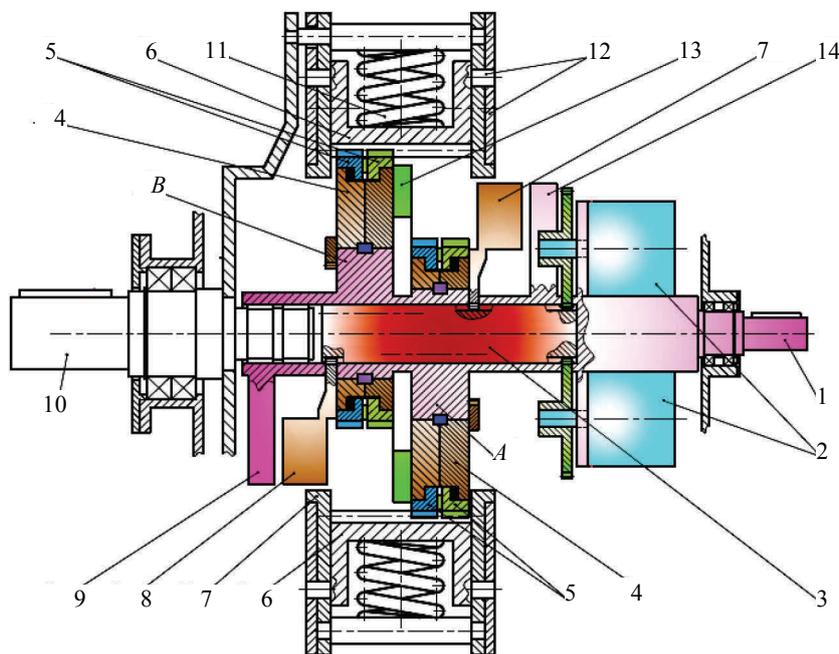


Рис. 8. Схема планетарной плавнорегулируемой передачи с циклоидально-цевочным зацеплением: 1 – ведущий вал с эксцентриками A и B; 2 – шаговый двигатель; 3 – промежуточное управляющее зубчатое колесо; 4 – эксцентричная втулка с зубчатым колесом 4', находящимся в зацеплении с зубчатым колесом 3; 5 – зубчатые венцы сателлита; 6 – зубчатый сектор центрального зубчатого колеса; 7 – корпус центрального зубчатого колеса; 8 – противовес эксцентричной втулки; 9 – противовес эксцентрика B; 10 – выходной вал; 11 – пружина силового замыкания зубьев сателлита и секторов центрального зубчатого колеса;

12 – многопоточный кулачковый механизм центрального зубчатого колеса; 13 – механизм фиксации сателлитов от вращения относительно собственной оси; 14 – противовес эксцентрика A

Fig. 8. Scheme of planetary continuously adjustable gear train with cycloidal-toggle engagement: 1 – driving shaft with eccentrics A and B; 2 – stepper motor; 3 – intermediate managing gear; 4 – eccentric bushing with toothed gear wheel 4' which is in meshing with toothed gear 3; 5 – toothed wheel rims of planet gear; 6 – gear sector of central gear; 7 – body of central gear; 8 – counterbalance of eccentric bushing; 9 – counterbalance of B-eccentrics; 10 – output shaft; 11 – spring for power circuit of planet gear teeth and sectors of central gear; 12 – multi-flow cam mechanism of central gear; 13 – mechanism of planet gear fixing from rotation relatively about its own axis; 14 – counterbalance of A-eccentrics

Поскольку эта модификация передачи конструктивно отличается от предыдущей, кинематические и нагрузочные характеристики определяются по другим зависимостям и с учетом более низкого коэффициента полезного действия ($\eta = 0,8$). Так, текущее значение передаточного отношения $i_{\text{тек}}$ определяется по формуле

$$i_{\text{тек}} = \frac{z_{\text{цзк}}^{\text{тек}}}{z_{\text{цзк}}^{\text{тек}} - z_c}, \quad (8)$$

а радиальная сила, приходящаяся на один сектор центрального зубчатого колеса, – по формуле для суммы вертикальных составляющих сил [10], скорректированной с учетом несплошности зубчатого венца центрального зубчатого колеса:

$$\sum_{(i)} P_{iy} = K_y \frac{2M_c}{d_{\text{сат}}} K_n K_{\text{оп}}, \quad (9)$$

где $\sum_{(i)} P_{iy}$ – сумма вертикальных составляющих сил в зацеплении зубьев сателлита и цевок цельного центрального зубчатого колеса, $\sum_{(i)} P_{iy} = F_r$; K_y – коэффициент, учитывающий наличие коррекции в циклоидально-цевочном зацеплении, при коэффициенте коррекции $\xi = 0$ $K_y = 0,55$;

K_n – то же, учитывающий несплошность центрального зубчатого колеса, $K_n = 0,33$; $K_{\text{оп}}$ – то же, учитывающий оппозитное расположение зубчатых венцов сателлита, $K_{\text{оп}} = 0,7$.

Определенные по этим зависимостям, а также по (3), кинематические и нагрузочные характеристики передачи приведены в табл. 2.

Из табл. 2 следует, что:

– значения нагрузочных характеристик передачи, соответствующие условным числам зубьев центрального зубчатого колеса 35 и 36, следует исключить, как заведомо нереализуемые по условиям прочности;

– номинальную компенсацию распорной силы между зубьями сателлита и центрального зубчатого колеса во всем диапазоне регулирования передаточного отношения обеспечить невозможно, так как проблематично создать упругий элемент с характеристикой, в которой минимум силы пружины находится внутри отрезка ее расчетных значений при изменении межосевого расстояния.

Поэтому с учетом основной цели статьи – выявить особенности конструкции передачи с силовым замыканием сателлита и центрального зубчатого колеса – примем характеристику пружины линейной и проходящей через крайние точки принятого отрезка.

Таблица 2

Характеристики планетарной плавнорегулируемой передачи с циклоидально-цевочным зацеплением в зависимости от числа зубьев центрального зубчатого колеса
Characteristics of planetary continuously adjustable gear train with cycloidal and spindle gearing depending on number of central gear teeth

$z_{\text{цзк}}$	Характеристика передачи					
	$i_{\text{тек}}$	s	F_t	F_r	F_c	$F_{\text{пруж}}$
35	35,00	23,5350	67983,85	12339,10	16,50	12335,60
36	18,00	21,1820	33991,93	6169,53	63,80	6233,34
37	12,33	18,8300	22661,30	4113,02	138,96	4251,98
38	9,50	16,4750	16995,96	3084,77	239,35	3324,12
39	7,80	14,1210	13596,80	2467,81	362,69	2830,50
40	6,67	11,7700	11330,60	2056,50	506,90	2563,40
41	5,86	9,4140	9711,98	1762,72	670,29	2433,01
42	5,25	7,0610	8497,98	1542,38	851,14	2393,52
43	4,78	4,7070	7553,76	1371,00	1048,06	2419,06
44	4,40	2,3535	6798,38	1233,91	1259,75	2493,65
45	4,09	0	6180,35	1121,73	1485,06	2606,79

Таким образом, исходными величинами для определения размеров пружины являются (с некоторым запасом по сравнению с расчетными значениями): сила пружины при предварительной деформации $F_1 = 2300$ Н; сила пружины при рабочей деформации $F_2 = 3100$ Н; рабочий ход пружины $s = 18,83$ мм; рабочая температура до 100 °С; условие нагружения – циклическое и статическое (для пружин, работающих в циклическом режиме нагружения, инерционное соударение витков не допускается); срок службы – 5000 ч.

Расчет пружины выполняем по рекомендациям [11]. Для изготовления пружины выберем высокопрочную пружинную коррозионно-стойкую проволоку из стали марки 08X18H7Г10АМЗ-ПД по ТУ 3-592-90, которая в интервале диаметров $9,01-12,01$ после термообработки имеет предел прочности 1600 МПа.

Определив допускаемое напряжение при рабочей деформации $\tau_2 = 680$ МПа и предварительно приняв наименьший рекомендуемый индекс $i = 5$, далее в полном соответствии с приведенными в [11] методикой и формулами находим:

- диаметр проволоки $d = 7,5$ мм, который по ТУ 3-825 принимаем равным ближайшему по величине значению $d = 8,0$ мм;
- расчетный индекс пружины $i = 5,5$;
- средний диаметр пружины $D = 41,25$ мм;
- наружный диаметр пружины $D_1 = 48,75$ мм;
- модуль сдвига материала при температуре 100 °С $G_T = 65000$ МПа;
- необходимое число рабочих витков $n = 2,53$, которое принимаем равным $2,5$;
- полное число витков пружины (при поджати по 1 витку) $n_1 = 4,5$;
- число зашлифованных витков $n_3 = 1,5$;
- длину пружины при максимальной деформации $l_3 = 30$ мм;
- силу пружины при максимальной деформации $F_3 = 3720$ Н;
- жесткость пружины $c_T = 42,485$ Н/мм;
- максимальную деформацию пружины (соответствующую соприкосновению витков) $s_3 = 87,56$ мм;
- длину пружины в свободном состоянии $l_0 = 117,56$ мм;
- предварительную деформацию пружины $s_1 = 54,14$ мм.

Построенная по полученным размерам пружина изображена на рис. 5 с соблюдением масштаба, принятого для элементов передачи.

Критическая скорость пружины сжатия

$$v_k = \frac{\tau_2 \left(1 - \frac{F_2}{F_3}\right)}{\sqrt{2G_T \rho} 10^{-3}} = \frac{680 \cdot \left(1 - \frac{3100}{3720}\right)}{\sqrt{2 \cdot 65000 \cdot 8000 \cdot 10^{-3}}} = 3,51 \text{ м/с.} \quad (10)$$

Абстрагируясь от влияния свойственной передаче динамики, способной, как свидетельствуют модели работы передачи [3], вызвать в течение крайне малых промежутков времени значительные ускорения пассивного элемента передачи, приближенно определим максимальную скорость его перемещения при регулировании передаточного отношения на основании следующих принятых априори положений, базирующихся на средних характеристиках шагового двигателя:

- угол поворота ротора, соответствующий одному шагу, – $1,8^\circ$ (у большинства двигателей);
- максимальная приемистость двигателя (количество шагов в секунду) – 1600 Гц.

То есть, чтобы ротор совершил один оборот, на двигатель необходимо подать $360^\circ/1,8^\circ = 200$ импульсов. Следовательно, максимальная скорость вращения ротора двигателя будет $1600/200 = 8$ об/с, или один оборот за $0,125$ с. Полный ход ($23,5$ мм) сектора центрального зубчатого колеса совершают за пол-оборота эксцентричной втулки (рис. 5, поз. 4), т. е. за $0,0625$ с. Тогда максимальная скорость деформации пружины $v_{\max} = 23,5/(1000 \cdot 0,0625) = 0,376$ м/с.

Отношение максимальной скорости деформации пружины к критической $v_{\max}/v_k = 0,376/3,51 = 0,107 \ll 1,000$ свидетельствует об отсутствии соударения витков.

ВЫВОДЫ

1. Упростить достаточно сложную конструкцию планетарной плавнорегулируемой передачи позволяет использование безззорного зацепления, благодаря которому управляющее перемещение можно сообщать только одному из передающих нагрузку элементов: активному (управляемому).

2. Безззорное зацепление целесообразно обеспечивать силовым замыканием активного и пассивного элементов передачи, осуществляемым упругим элементом, усилие которого прикладывается к пассивному элементу. Выбор активного и пассивного элементов определяется конструкцией передачи: в передаче с соосными зубчатыми венцами сателлита в качестве активного элемента целесообразно выбрать сектора неподвижного центрального зубчатого колеса, а сателлит выполнить пассивным, а в передаче

с оппозитными зубчатыми венцами активным следует выполнить сателлит, пассивными – зубчатые венцы центрального зубчатого колеса.

3. Независимо от выбранной модификации передачи – с соосными или оппозитными зубчатыми венцами сателлита – при выборе зацепления предпочтение следует отдать циклоидально-цевочному.

4. В передаче с соосными зубчатыми венцами сателлита силовое замыкание целесообразно обеспечивать фасонной пружиной, способной обеспечить изменение силы пружины в соответствии с законом изменения распорной силы, а в передаче с оппозитными зубчатыми венцами сателлита – в виде цилиндрической пружины, сила которой только приближенно соответствует закону изменения распорной силы.

5. Безззорное зацепление в передаче с соосными зубчатыми венцами сателлита значительно упрощает механизм изменения передаточного отношения, а в передаче с оппозитным расположением зубчатых венцов сателлита появляется возможность зафиксировать венцы от вращения вокруг собственной оси, что конструктивно невозможно в передаче с соосными зубчатыми венцами сателлита, и устранить механизм передачи вращения выходному валу. Кроме того, в этой передаче балансировка несбалансированных масс может осуществляться неподвижными относительно оси вращения противовесами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Основные законы развития технических систем [Электронный ресурс]. Режим доступа: www.0zd.ru/filosofiya/osnovnye_zakony_razvitiya_texnicheskix.html.
2. Благодравов, А. А. Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа / А. А. Благодравов. М.: Машиностроение, 1977. 143 с.
3. Даньков, А. М. Планетарные передачи с плавнорегулируемым передаточным отношением / А. М. Даньков, А. Е. Науменко // Зубчатые передачи и трансмиссии в Беларуси: проектирование, технология, оценка свойств; под общ. ред. В. Б. Альгина, В. Е. Старжинского. Минск: Беларус. навука, 2017. С. 360–382.
4. Даньков, А. М. Как управлять передаточным отношением зубчатой планетарной плавнорегулируемой передачи / А. М. Даньков // Наука и техника. 2016. Т. 15, № 3. С. 200–208. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2016-15-3-200-208>.
5. Тимофеев, Г. А. Получение безззорного волнового зацепления в процессе доработки и селективной сборки / Г. А. Тимофеев // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2014. № 6 [651]. С. 5–8.
6. Даньков, А. М. Безззорное зацепление зубьев сателлита и центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи: особенности, достоинства и недостатки / А. М. Даньков // Вестник ИЖГТУ имени М. Т. Калашникова. 2017. Т. 20, № 1. С. 27–34.
7. Калькулятор пружин сжатия [Электронный ресурс]. Режим доступа: www.pruzhin.ru/calc-compression.
8. Пономарев, С. Д. Расчет упругих элементов машин и приборов / С. Д. Пономарев, Л. Е. Андреева. М.: Машиностроение, 1980. 326 с.
9. Каценеленбоген, М. Е. Справочник работника механического цеха. 2-е изд., перераб. и доп. / М. Е. Каценеленбоген, В. Н. Власов. М.: Машиностроение, 1984. 240 с.
10. Кудрявцев, В. Н. Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. М.-Л.: Машиностроение, 1966. 307 с.
11. Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из специальных сталей и сплавов. Общие технические условия: ГОСТ Р 50753–95. М.: Госстандарт, 1995.

Поступила 14.08.2017

Подписана в печать 27.10.2017

Опубликована онлайн 29.05.2018

REFERENCES

1. *Fundamental Laws for Development of Technical Systems*. Available at: www.0zd.ru/filosofiya/osnovnye_zakony_razvitiya_texnicheskix.html (in Russian).
2. Blagoravov A. A. (1977) *Mechanical Stepless Gears of Non-Frictional Type*. Moscow, Mashinostroenie Publ. 143 (in Russian).
3. Dankov A. M., Naumenko A. E. (2017) Planetary Gears with Smoothly Adjustable Gear Ratio // V. B. Algin, V. E. Starzhinsky (ed.). *Tooth Gears and Transmissions in Belarus: Design, Technology, Assessment of Properties*. Minsk, Belaruskaya Navuka Publ., 360–382 (in Russian).
4. Dankov A. M. How to Control Transmission Ratio in Planetary Smoothly Adjustable Gear. *Nauka i Tekhnika = Science & Technique*, 15 (3), 200–208. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2016-15-3-200-208>.
5. Timofeev G. A. (2014) Obtaining Backlash-Free Wave Mesh in the Process of Follow-Up Revision and Selective Assembly. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Mashinostroenie = Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 651 (6), 5–8 (in Russian).
6. Dankov A. M. (2017) Backlash-Free Mesh of Satellite Gears and Central Wheel Gear of Planetary Smoothly Adjustable Gear Transmission: Peculiar Features, Advantages and Disadvantages. *Vestnik IzhGTU imeni M. T. Kalashnikova = Bulletin of Kalashnikov ISTU*, 20 (1), 27–34 (in Russian).
7. *Calculation of Compression Springs*. Available at: www.pruzhin.ru/calc-compression (in Russian).
8. Ponomarev S. D., Andreeva L. E. (1980) *Calculation of Elastic Elements in Machines and Devices*. Moscow, Mashinostroenie Publ. 326 (in Russian).
9. Katsenelenbogen M. E., Vlasov V. N. (1984) *Reference Book of Machine-Shop Worker*. 2nd ed. Moscow, Mashinostroenie Publ. 240 (in Russian).
10. Kudryavtsev V. N. (1966) *Planetary Gears*. Moscow – Leningrad, Mashinostroenie Publ. 307 (in Russian).
11. State standard P 50753–95. Cylindrical Helical Compression (extension) Springs Made of Special Steels and Alloys. General Technical Specifications. Moscow, Gosstandart Publ., 1995.

Received: 14.08.2017

Accepted: 27.10.2017

Published online: 29.05.2018