

в которой использованы следующие обозначения:  $M_k$  – масса клапана;  $M_n$  – масса пружины;  $\Pi_0$  – начальное усилие пружины;  $C_n$  – жесткость пружины;  $S_k$  – площадь воздействия пороховых газов на клапан.

Таблица 2. Параметры работы усовершенствованного БГД ружья MP-155

q, г	Вариант 1 $M_k = 24$ г; $M_n = 46$ г; $\Pi_0 = 305$ Н; $C_n = 5000$ Н/м; $S_k = 53,8$ мм <sup>2</sup>			Вариант 2 $M_k = 16$ г; $M_n = 26$ г; $\Pi_0 = 130$ Н; $C_n = 2500$ Н/м; $S_k = 23,8$ мм <sup>2</sup>		
	$P_k$ , МПа	$X_k$ , мм	$V_n$ , м/с	$P_k$ , МПа	$X_k$ , мм	$V_n$ , м/с
24	7,2	0,20	5,65	7,2	0,24	5,50
28	7,8	0,38	5,74	7,8	0,41	5,54
36	8,4	0,56	6,10	8,4	0,58	5,86
50	11,5	1,46	5,80	11,7	1,37	5,78
64	12,6	1,69	6,10	12,7	1,56	6,00

Полученные результаты показывают, что предложенная схема НПС позволяет обеспечить стабильность работы БГД ружья MP-155 для всей гаммы патронов без изменения исходной настройки регулятора давления, существенно повысив тем самым удобство эксплуатации и потребительские качества ружья.

V. E. Pukharev, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

**Research of Possibilities of Perfection the Engine of Automatics of Gun MP-155**

*On the basis of mathematical modeling the operation of the engine of automatics of semi-automatic hunting gun MP-155 is investigated, constructive decisions on its improvement are offered and proved.*

**Keywords:** semi-automatic hunting gun, engine of automatics, gas valve.

Получено 28.08.2014

УДК 621.833.6

**А. В. Овсянников**, кандидат технических наук, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

**КИНЕМАТИКА ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ С НАКЛОННЫМИ ПАЗАМИ РОЛИКОВОГО МЕХАНИЗМА СНЯТИЯ ДВИЖЕНИЯ С САТЕЛЛИТА**

*Приведены кинематические показатели планетарной передачи с наклонными пазами роликового механизма снятия движения с сателлита, определенные на основе анализа конструкции и кинематической схемы данного механизма.*

**Ключевые слова:** планетарная передача, внутреннее зацепление, кинематика, передаточное отношение.

Из всего многообразия зубчатых планетарных передач следует отметить передачи с внутренним зацеплением колес и малой разностью чисел их зубьев. Планетарные передачи указанного типа содержат ведущее эксцентриковое водило, один или несколько сателлитов, центральное колесо и механизм снятия движения с сателлита [1]. Особенности конструкции последнего в значительной степени влияют на характеристики привода. Именно поэтому необходимо исследование планетарных передач с различными механизмами снятия движения. Наименее изученными из них являются передачи с роликовым механизмом снятия движения с сателлита [2, 3].

Одна из конструкций такой передачи показана на рис. 1. Она достаточно проста и компактна, поскольку в качестве соединительных звеньев в ней используются ролики, расположенные в наклонных пазях

сателлита и радиальных пазях дисков механизма снятия движения [4].

При проектировании зубчатых планетарных передач необходимо знать кинематические показатели привода. Процесс передачи вращающего момента от входного вала к выходному в планетарных передачах рассматриваемого типа довольно сложный и зависит от их конструкции, в том числе от конструкции механизма снятия движения.

Исследуем кинематику планетарного механизма, представленного на рис. 1. Составим кинематическую схему данной передачи (рис. 2).

Для обеспечения сборки передачи необходимо, чтобы расстояние от центральной ее оси до наиболее удаленной точки радиального паза диска механизма снятия движения удовлетворяло равенству

$$R_T = r_T + \Delta_{cm} + r_p, \tag{1}$$

где  $r_T$  – расстояние от центральной оси передачи  $O$  до среднего положения ролика (это положение ролик занимает до ввода сателлита в зацепление с колесом при угле поворота водила  $\psi = 0$ );  $r_p$  – радиус ролика;  $\Delta_{см}$  – максимальное смещение ролика вдоль радиального паза диска при введении сателлита в зацепление с колесом ( $\psi = 0$ ), определяется по формуле

$$\Delta_{см} = a_w \sin(\delta + \gamma) / \sin \gamma, \quad (2)$$

здесь  $\gamma$  – угол наклона паза сателлита относительно паза диска;  $\delta$  – угол наклона паза диска при  $\psi = 0$ ;  $a_w$  – межосевое расстояние, определяемое из геометрического расчета зацепления [5].

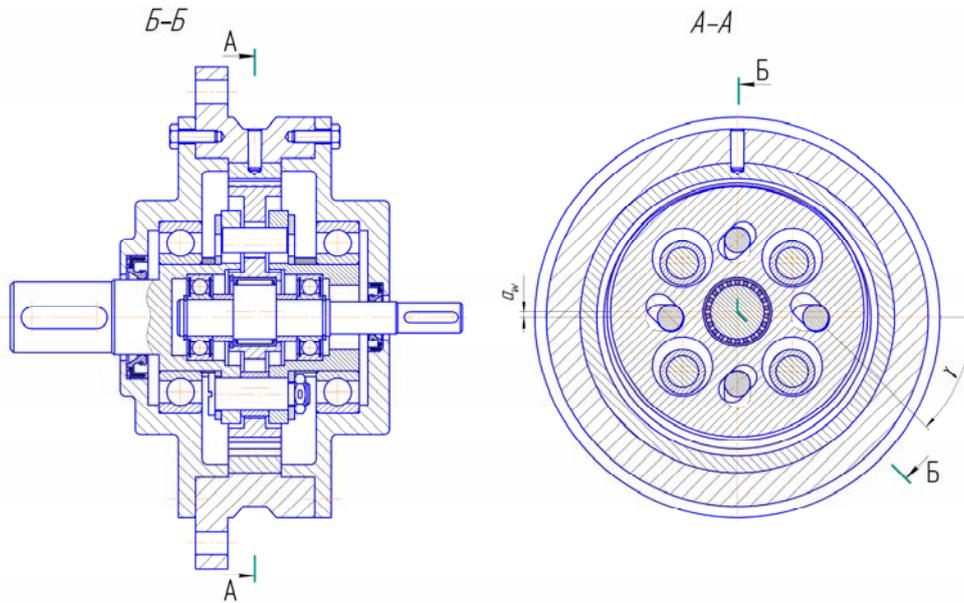


Рис. 1. Планетарная передача с наклонными пазами роликового механизма снятия движения с сателлита

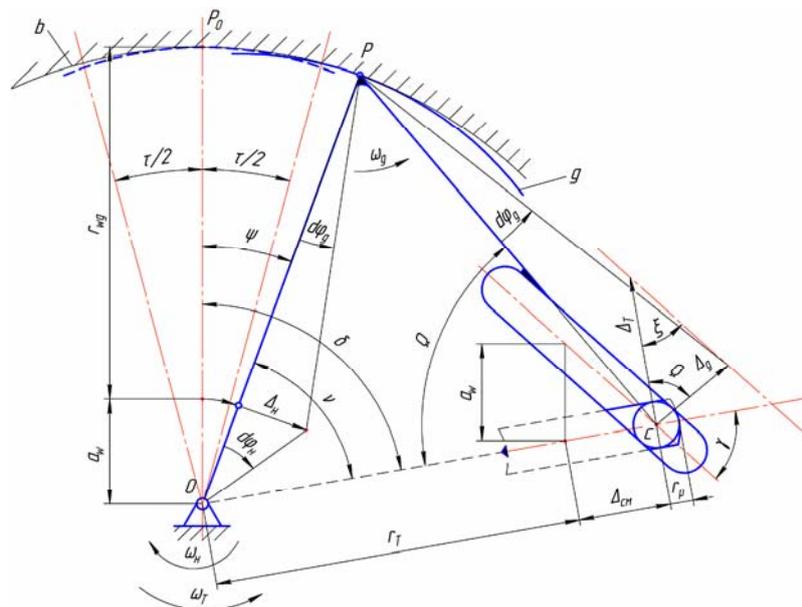


Рис. 2. Кинематическая схема передачи с наклонными пазами механизма снятия движения с сателлита

Для определения текущего значения передаточного отношения  $i(\psi)$  установим соотношения между элементарными углами поворота и перемещениями звеньев механизма:

$$\Delta_H = a_w d\varphi_H, \quad d\varphi_g = \Delta_H / r_{wg} = a_w d\varphi_H / r_{wg} = d\varphi_H / i.$$

В этих выражениях  $d\varphi_H$ ,  $d\varphi_g$  – элементарные угловые перемещения водила и сателлита;  $\Delta_H$  – элементарное окружное перемещение оси водила-эксцентрика;  $r_{wg}$  – радиус начальной окружности сателлита, определяемый из геометрического расчета;

$$i = \frac{r_{wg}}{a_w} = \left| \frac{z_g}{z_g - z_b} \right| - \text{среднее по абсолютной величине}$$

значение передаточного отношения механизма.

Тогда, выразив радиус  $r_T$  через межосевое расстояние  $a_w$  ( $r_T = Ka_w$ , величиной  $K$  задаемся), найдем расстояние от полюса зацепления  $P$  до центра ролика в крайнем положении  $C$ :

$$CP = R_g = \sqrt{l_c^2 + (a_w + r_{wg})^2 - 2l_c(a_w + r_{wg}) \cos v}, \quad (3)$$

где  $l_c = r_T + \Delta_{cm} = a_w [K + \sin(\delta + \gamma) / \sin \gamma]$ ;  $v = \delta - \psi$ .

Отсюда смещение точки сателлита, совпадающей с центром ролика,

$$\Delta_g = R_g d\varphi_g = R_g d\varphi_H / i, \quad (4)$$

смещение точки диска, совпадающей с центром  $C$  ролика,

$$\Delta_T = \Delta_g \frac{\sin(\pi - \xi - \Omega)}{\sin \xi} = R_g \frac{d\varphi_H \cos(\Omega - \gamma)}{i \cos \gamma}, \quad (5)$$

здесь

$$\xi = 0,5\pi - \gamma;$$

$$\Omega = \arcsin[(a_w + r_{wg}) \sin v / R_g] = \arcsin[\sin(\delta - \psi) / f]$$

при

$$f = \sqrt{\left[ \frac{K + \sin(\delta + \gamma) / \sin \gamma}{1 + i} \right]^2 + 1} - \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{-2 \frac{K + \sin(\delta + \gamma) / \sin \gamma}{1 + i} \cos(\delta - \psi)}{1 + i}.$$

Тогда элементарный угол поворота диска

$$d\varphi_T = \frac{\Delta_T}{l_c} = \frac{\Delta_T}{a_w [K + \sin(\delta + \gamma) / \sin \gamma]}. \quad (6)$$

Отсюда после подстановки в равенство (6) выражений (3), (5) и преобразований получим уравнение для определения текущего значения передаточного отношения:

$$i(\psi) = \frac{d\varphi_H}{d\varphi_T} = \frac{i [K + \sin(\delta + \gamma) / \sin \gamma] \cos \gamma}{f(1+i) \cos \left\{ \arcsin \left[ \frac{\sin(\delta - \psi)}{f} \right] - \gamma \right\}}. \quad (7)$$

В заданном положении механизма снятия движения, когда угол  $\delta = 0,5\pi - \gamma = (0,5 + m)\tau$ , где  $\tau$  – шаг пазов диска ( $\tau = 2\pi / n$ ;  $n$  – число роликов, равное числу пазов сателлита);  $m$  – выбранное целое число шагов, входящих в угол  $\delta$ , установим связь между углом наклона паза  $\gamma$ , числом роликов и числом шагов  $m$ :

$$\gamma = 0,5\pi - \frac{2\pi}{n}(0,5 + m). \quad (8)$$

На рис. 3 и 4 приведены графики зависимости (7), построенные при  $i = 20$ ,  $n = 36$  и изменении угла  $\psi$  от  $(-\tau/2)$  до  $\tau/2$ .

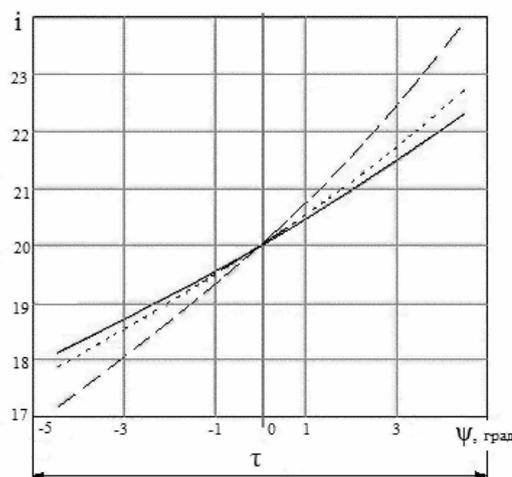


Рис. 3. Зависимость передаточного отношения от угла поворота водила при  $n = 36$ ,  $i = 20$ ,  $K = 15$ :

—  $\gamma = 15^\circ$ ; .....  $\gamma = 25^\circ$ ; - - - -  $\gamma = 65^\circ$

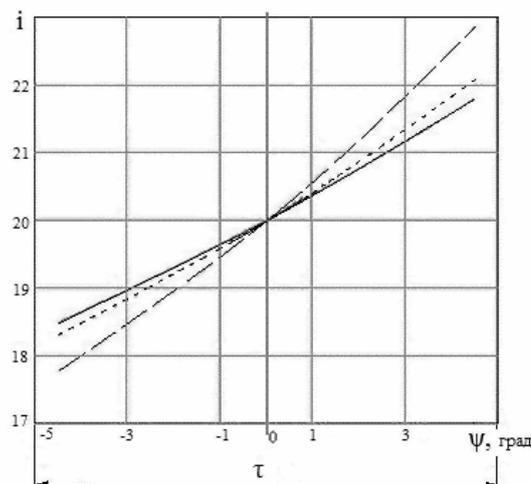


Рис. 4. Зависимость передаточного отношения от угла поворота водила при  $n = 36$ ,  $i = 20$ ,  $K = 20$ :

—  $\gamma = 15^\circ$ ; .....  $\gamma = 25^\circ$ ; - - - -  $\gamma = 65^\circ$

Из графиков следует, что минимальное отклонение передаточного отношения  $i(\psi)$  от среднего значения в пределах углового шага имеет место при большем значении  $K$  и меньшем значении  $\gamma$ , что следует учитывать при проектировании планетарной передачи.

На рис. 5 представлена общая картина изменения передаточного отношения от среднего в процессе работы механизма при  $i = 20$ ,  $K = 20$ ,  $\gamma = 25^\circ$ ,  $n = 36$ .

Выполненное исследование позволяет определить конструкционные особенности планетарной передачи с наклонными пазами роликвого механизма снятия движения с сателлита и оценить ее кинематические возможности.

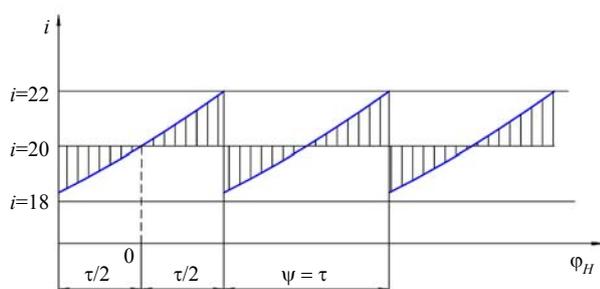


Рис. 5. График изменения передаточного отношения в процессе работы передачи

#### Библиографические ссылки

1. Кудрявцев В. Н., Кирдяшев Ю. Н., Гинзбург Е. Г. Планетарные передачи : справочник. – Л. : Машиностроение, 1977. – 563 с.
2. Пат. № 2460917, РФ, МПК F16H 1/32. Планетарная передача / Плеханов Ф. И., Овсянников А. В. – Опубл. 10.09.2012, бюл. № 25.
3. Пат. № 2493453, РФ, МПК F16H 1/32. Планетарная передача / Плеханов Ф. И., Овсянников А. В., Веретенников Н. Д., Максимов А. Н. – Опубл. 20.09.2013, бюл. № 26.
4. Пат. №2399813, РФ, МПК F16H 1/32. Планетарная передача / Плеханов Ф. И., Овсянников А. В. – Опубл. 20.09.2010, бюл. № 26.
5. Вулгаков Э. Б. Теория эвольвентных зубчатых передач. – М. : Машиностроение, 1995. – 320 с.

A. V. Ovsyannikov, PhD in Engineering, Glazov Institute of Engineering and Economics, Branch of Kalashnikov Izhevsk State Technical University

#### Kinematics of the Planetary Transmission with Sweep Slots of the Roller Mechanism for Torque Absorption from the Satellite

*Kinematics indices of the planetary transmission with sweep slots of the roller mechanism for torque absorption from the satellite based on analysis of design and kinematic scheme of this mechanism are presented.*

**Keywords:** planetary transmission, internal engagement, kinematics, transmission ratio.

Получено 16.09.2014

УДК 621.833.6

**М. Н. Каракулов**, доктор технических наук, доцент, Воткинский филиал ИжГТУ имени М. Т. Калашникова  
**Д. В. Старшев**, кандидат технических наук, доцент, Воткинский филиал ИжГТУ имени М. Т. Калашникова  
**А. С. Мельников**, Воткинский филиал ИжГТУ имени М. Т. Калашникова  
**Е. В. Каракулова**, Воткинский филиал ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

#### ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА КАЧЕСТВЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПЛУНЖЕРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

*Рассмотрен метод оценки влияния точности изготовления профильной части плунжера на изменение удельного скольжения, коэффициента полезного действия, кинематической точности и ряда других качественных показателей плунжерного зацепления. Приводится численный пример решения поставленной задачи для опытно-промышленного образца изделия с плунжерной волновой передачей.*

**Ключевые слова:** плунжерное зацепление, качественные показатели, точность изготовления.

**В**лияние точности изготовления профильной части плунжера на качественные характеристики плунжерной передачи [1] нагляднее всего можно проанализировать с помощью коэффициентов влияния точности, показывающих отношение качественного показателя полученного расчета без учета погрешности изготовления профиля к тому же показателю, но в расчете которого учтена эта погрешность, т. е. величина которого определяется выражением

$$g_i = \frac{F_i}{F_i + \Delta F_i(\varepsilon)}, \quad (1)$$

где  $\Delta F(\varepsilon)$  – изменение количественной оценки показателя в зависимости от погрешности  $\varepsilon$ ;  $F$  – зна-

чение показателя, рассчитанного для идеально точного расположения профиля;  $i$  – номер показателя.

Полученный коэффициент даст количественную оценку, с помощью которой можно определить возможные отклонения фактических качественных показателей передачи от их проектных значений, связанные с неточностью изготовления профиля плунжера.

Влияние  $\varepsilon$  на показатели качества может быть раскрыто из рис. 1. В связи с тем, что большинство качественных показателей связаны с фактическим углом зацепления  $\alpha_y$  и угловым шагом между плунжерами  $\alpha_{\Pi}$ , то удобнее всего выразить погрешность через указанные величины.

При этом введем следующие упрощения.