

УДК 621. 833.6, 621.646.1
DOI 10.22213/2413-1172-2019-1-72-77

СИНТЕЗ ПРИВОДА ЗАПОРНОЙ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ С АВТОМАТИЧЕСКИМ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ СКОРОСТЕЙ

Ф. И. Плеханов, доктор технических наук, профессор, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия
А. А. Грабский, доктор технических наук, профессор, Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС», Москва, Россия

В приводах запорной трубопроводной арматуры широко используются зубчатые планетарные передачи. Однако существующие их конструкции с ручным переключением скоростей сложны в изготовлении и неудобны в эксплуатации. Привод, выполненный на базе эксцентриковой планетарной передачи с гибкими элементами, лишен этих недостатков и обеспечивает автоматическое переключение скоростей в зависимости от нагрузки на рабочем органе арматуры. Важнейшими деталями указанного привода являются гибкие элементы, выполненные в виде стержней, жестко заделанных в ведомое звено. Их размеры должны обеспечивать требуемую прочность и жесткость и соответствовать параметрам зубчатого планетарного механизма. Диаметр гибких элементов и их длина при заданном количестве определялись исходя из условия, что при работе механизма в режиме непосредственной передачи движения от шкива к ведомому звену радиальное смещение подвижного колеса в результате деформации гибких элементов не превышает зазора между поверхностями вершин зубьев колес при отсутствии нагрузки, а при работе в режиме редуктора равно межосевому расстоянию передачи. При этом использовались методы строительной механики.

Параметры зубчатой планетарной передачи (числа зубьев колес, угол и модуль зацепления, ширина венцов) определялись из расчета зубьев на изгибную прочность и в соответствии с величиной эксцентриситета колеса с внешними зубьями при работе передачи в режиме редуктора.

Таким образом, установлено, что при моменте на входном валу привода не более 240 Н·м и рациональных значениях чисел зубьев колес длина гибких элементов не превышает 150 мм, а их диаметр – 13 мм.

Приведенная конструкция привода запорной трубопроводной арматуры с автоматическим переключением скоростей и методы ее расчета позволяют осуществить рациональное проектирование указанного механизма.

Ключевые слова: планетарный привод, ведомое звено, стержень, прочность, жесткость, запорная арматура, параметры.

Введение

В последнее время в качестве механических приводов разного назначения все большее применение находят зубчатые планетарные передачи, обладающие хорошими массогабаритными показателями, малыми потерями мощности на трение, большим передаточным отношением в одной ступени [1, 2]. Многопарность зацеплений колес в указанных передачах позволяет обеспечить высокую нагрузочную способность при ограниченных габаритах механического привода [3, 4]. Особенно целесообразным является использование таких передач в транспортных, грузоподъемных, горных машинах, авиационной и космической технике, исполнительных механизмах систем управления и других машинах, где материалоемкость привода и его надежность являются важнейшими факторами, в соответствии с которыми осуществляется выбор типа механизма. Зубчатые планетарные передачи широко ис-

пользуются в нефтяном и газовом оборудовании, в частности в запорной трубопроводной арматуре, что обеспечивает надежную работу привода при переменных, изменяющихся в широких пределах нагрузки [5–7]. Однако существующие многосателлитные планетарные механизмы трубопроводной арматуры, содержащие переключатели скорости, выполненные в виде рычажного механизма или жестко связанного с ведущей шестерней передачи многогранника и переходника, сложны в изготовлении, нетехнологичны (пат. на изобр. № 2413114 РФ).

Цель исследования – определение параметров новой, рациональной конструкции привода запорной трубопроводной арматуры.

Описание рациональной конструкции привода и его работы

Среди множества разновидностей планетарных передач наиболее простыми и технологичными являются конструкции, содержащие два колеса, одно из которых выполнено с внутрен-

ними зубьями, и эксцентриковое водило [8–10]. На базе такой передачи разработан двухскоростной ручной привод запорной трубопроводной арматуры с автоматическим переключением скоростей.

На рис. 1, 2 представлена его конструкция, содержащая эксцентриковый планетарный механизм с зубчатым зацеплением колес и гибкие элементы, связывающие подвижное зубчатое колесо с выходным звеном (пат. на изобр. № 2659681РФ).

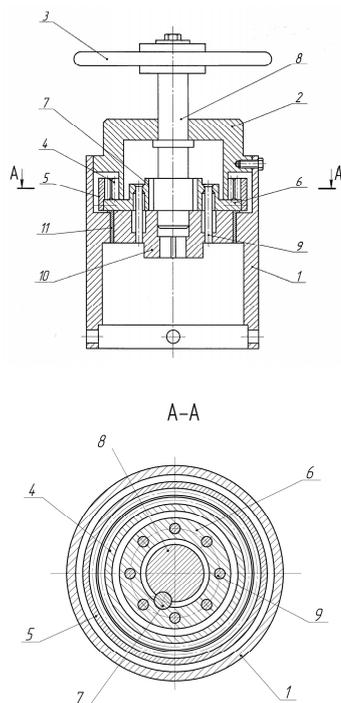


Рис. 1. Привод арматуры при работе в режиме непосредственной передачи движения от ведущего звена к рабочему органу: 1, 2 – полукорпусы; 3 – шкив; 4 – неподвижное колесо; 5 – подвижное колесо; 6 – ступица подвижного колеса; 7 – ролик; 8 – ведущий вал; 9 – гибкий элемент; 10 – ведомое звено; 11 – подшипник скольжения ведомого звена

Fig. 1. The valve drive when operating in the mode of direct transfer of movement from the leading link to the working body: 1, 2 - half-bodies; 3 - pulley; 4 - fixed wheel; 5 - movable wheel; 6 - rolling wheel hub; 7 - roller; 8 - drive shaft; 9 - flexible element; 10 - slave link; 11 - sliding bearing of the driven member

При работе механизма в режиме непосредственной передачи движения от ведущего звена к рабочему органу арматуры (см. рис. 1), что соответствует сравнительно небольшой нагрузке, вращение от шкива 3 и связанного с ним ведущего вала 8 к ведомому звену 10 передается непосредственно через гибкие элементы 9, деформация которых под действием силы со стороны ролика 7 не превышает величины зазора

между поверхностями вершин зубьев колес 4 и 5 (колеса в этом режиме работы не зацепляются друг с другом). При большом моменте сопротивления на ведомом звене 10 вращение шкива 3 и ведущего вала 8 приводит к выходу ролика из паза на ступице 6 подвижного колеса 5, возникновению дополнительной деформации гибких элементов 9, радиальному смещению подвижного колеса 5 и вхождению его в зацепление с неподвижным колесом 4; механизм при этом работает как редуктор с передаточным отношением, определяемым по общеизвестной зависимости [11]

$$i = \frac{z_5}{z_5 - z_4},$$

где z_4 и z_5 – числа зубьев неподвижного и подвижного колес (см. рис. 2).

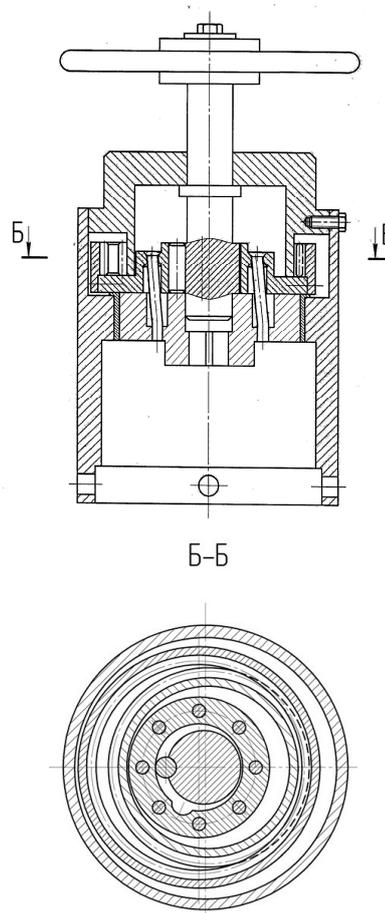


Рис. 2. Привод запорной арматуры при работе в режиме редуктора

Fig. 2. The drive of valves during operation in the gearbox mode

Снижение момента сопротивления приводит при вхождении ролика 7 в паз ступицы 6 к выходу колеса 5 из зацепления с колесом 4 под

действием гибких элементов 9 и передаче движения непосредственно через гибкие элементы 9 от шкива 3 к ведомому звену 10, связанному с рабочим органом арматуры (в этом случае передаточное отношение механизма равно единице). Таким образом, при большой нагрузке происходит автоматическое переключение механизма на меньшую скорость вращения ведомого звена, но на больший крутящий момент. При малой нагрузке – наоборот.

Для предотвращения заклинивания механизма при вхождении одного колеса в зацепление с другим вершины зубьев колес выполнены скругленными, а для предупреждения поломки гибких элементов при больших (пиковых) нагрузках диаметры отверстий в ступице подвижного колеса и в ведомом звене подобраны так, что гибкие элементы при таких нагрузках работают на срез (см. рис. 2).

Параметрический синтез привода запорной арматуры

Важнейшими деталями планетарного механизма, от которых зависит работа привода, являются гибкие элементы, выполненные в виде стержней, жестко заделанных в ведомое звено. Их размеры должны обеспечивать требуемые прочность и жесткость. При заданном крутящем моменте M на ведущем валу и работе механизма в режиме непосредственной передачи движения от шкива к ведомому звену радиальное смещение подвижного колеса в результате деформации гибких элементов не должно превышать зазора δ между поверхностями вершин зубьев колес при отсутствии нагрузки:

$$\frac{F}{n} \left(\frac{l^3}{3IE} + \frac{1,1l}{SG} \right) = \frac{Ml}{nh\pi Ed^2} \left[\frac{64l^2}{3d^2} + 8,9(1+\mu) \right] \leq \delta, \quad (1)$$

где l – длина консоли гибкого элемента; d – диаметр консоли гибкого элемента; h – плечо приложения силы к ступице подвижного колеса со стороны ролика (рис. 3) (R_c – радиус цилиндрической поверхности ступицы), n – число гибких элементов; I – осевой момент инерции сечения гибкого элемента; S – площадь поперечного сечения гибкого элемента; F – сила, действующая на ступицу подвижного колеса со стороны ролика; E и G – модули упругости, соответственно, первого и второго рода материала гибкого элемента; μ – коэффициент Пуассона (для стальных стержней $\mu \approx 0,25$).

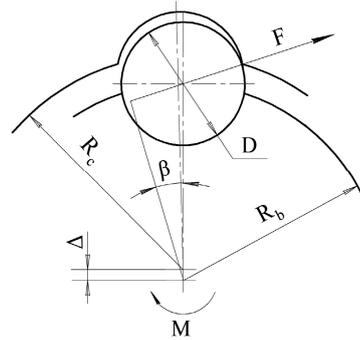


Рис. 3. Положение ролика и сопрягаемых с ним элементов при работе привода в режиме непосредственной передачи движения от ведущего звена к рабочему органу

Fig. 3. The position of the roller and its mating elements when the drive operates in the mode of direct transfer of movement from the driving link to the working body

В выражении (1) плечо приложения силы (см. рис. 3)

$$h = R_b \cos \beta = mz_5 k \cos \left[\arcsin \left(\frac{\alpha_w + \Delta}{0,5D} \right) \right]. \quad (2)$$

Здесь α_w – межосевое расстояние передачи; D – диаметр ролика ($D = 4a_w$); R_b – радиус цилиндрической поверхности ведущего вала в месте расположения ролика; m – модуль зацепления колес; k – постоянный коэффициент, зависящий от размеров подвижного колеса и его ступицы; Δ – радиальный зазор между роликом и впадиной паза на ступице подвижного колеса (в зависимости от нагрузки изменяется от 0 до $R_c - R_b = \alpha_w$).

Отсюда при максимальном для данного режима работы механизма значении крутящего момента $M = T$ и величине радиального зазора $\Delta = \delta$ определяется соотношение между длиной консоли гибкого элемента и его диаметром.

Максимальное радиальное смещение подвижного колеса при работе механизма в режиме редуктора равно межосевому расстоянию передачи a_w . Соответствующая этому смещению сила, действующая на гибкий элемент,

$$F_m = \frac{\alpha_w \pi E d^4}{l \left[21,3l^2 + 8,9d^2(1+\mu) \right]}. \quad (3)$$

С другой стороны, из расчета гибкого элемента на прочность

$$F_m = \frac{\pi d^3 [\sigma]}{32l}, \quad (4)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое нормальное напряжение материала гибкого элемента (для закаленных легированных сталей марок 40Х, 40ХФА $[\sigma] \cong 860$ МПа).

Входящие в вышеприведенные выражения величины модуля зацепления и межосевого расстояния передачи определяются из геометрии зацепления и расчета зубьев колес на изгибную прочность (ГОСТ 21354–75. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность):

$$m = \sqrt[3]{\frac{2TY_F K_F}{z_5 B [\sigma_F]}} \tag{5}$$

$$\alpha_w = \frac{m(z_5 - z_2) \cos(\pi/9)}{2 \cos \alpha_w} = \sqrt[3]{\frac{2TY_F K_F (z_5 - z_2) \cos(\pi/9)}{z_5 B [\sigma_F] 2 \cos \alpha_w}} \tag{6}$$

Здесь J – коэффициент, показывающий, во сколько раз максимальный момент на ведомом валу при работе механизма в режиме редуктора больше, чем максимальный момент при его работе

в режиме непосредственной передачи движения; Y_F – коэффициент формы зуба, принимаемый для немодифицированных зубьев равным 3,75; K_F – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки в зацеплении и динамику передачи ($K_F \cong 1,5$); B – отношение рабочей ширины венца зубчатого колеса к модулю зацепления; α_w – угол зацепления колес; $[\sigma_F]$ – допускаемое изгибное напряжение в основании зуба колеса (для колес из углеродистых сталей с твердостью зубьев HRC 45-55 при числе циклов изменения напряжений $N = 10^4$ $[\sigma_F] \cong 700$ МПа).

Из уравнений (1), (3), (4) с учетом равенств (2), (5), (6) определяются параметры привода. На рис. 4, 5 представлены зависимости параметров l и d гибкого элемента от крутящего момента на ведущем валу T и числа зубьев колеса $Z = z_5$. Графики соответствуют следующим (рациональным) значениям входящих в уравнения величин: $\Delta Z = z_5 - z_4 = 4$; $h = 0,3mZ$; $\delta = 0,3\alpha_w$; $n = 12$; $J = 5$; $B = 25$; $\alpha_w = 30^\circ$; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

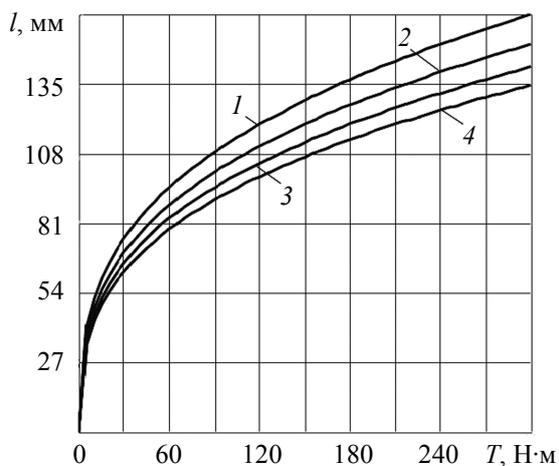


Рис. 4. Зависимость длины гибкого элемента l привода от момента на входном валу T и числа зубьев подвижного колеса Z : 1 – $Z = 80$; 2 – $Z = 100$; 3 – $Z = 120$; 4 – $Z = 140$

Fig. 4. The dependence of the length of the flexible element of the drive from the moment on the input shaft T and the number of teeth of the rolling wheel Z : 1 – $Z = 80$; 2 – $Z = 100$; 3 – $Z = 120$; 4 – $Z = 140$

Выводы

1. Приведенная конструкция привода запорной трубопроводной арматуры сравнительно проста, технологична и позволяет автоматически изменять передаточное отношение входя-

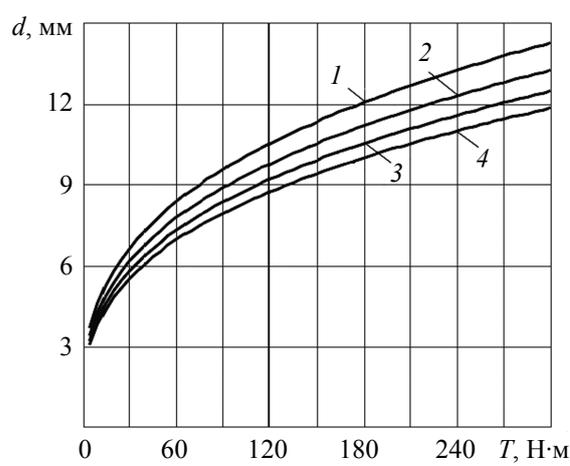


Рис. 5. Зависимость диаметра d гибкого элемента привода от момента на входном валу T и числа зубьев подвижного колеса Z : 1 – $Z = 80$; 2 – $Z = 100$; 3 – $Z = 120$; 4 – $Z = 140$

Fig. 5. The dependence of the diameter of the flexible element of the drive from the moment on the input shaft T and the number of teeth of the movable wheel Z : 1 – $Z = 80$; 2 – $Z = 100$; 3 – $Z = 120$; 4 – $Z = 140$

щего в ее состав планетарного механизма в зависимости от нагрузки на выходном валу и рабочем органе.

2. Рациональным с точки зрения размеров гибких элементов и габаритов привода является

число зубьев подвижного колеса планетарного механизма в пределах 100...120.

3. При моменте на входном валу привода не более $240 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и рациональных значениях чисел зубьев колес длина гибких элементов не превышает 150 мм, а их диаметр – 13 мм.

4. Полученные теоретические зависимости позволяют осуществить рациональное проектирование привода запорной арматуры, технологичного, экономичного и удобного в эксплуатации

Библиографические ссылки

1. Drewniak I., Kopek I., Zawislak S. Kinematical and Efficiency Analysis of Planetary Gear Trains by Means of Various Graph-Based Approaches. *Theory and Practice of Gearing and Transmissions, Mechanisms and Machine*, 2016, 34, pp. 263-284.

2. Sondkar P., Kahraman A. A Dynamic Model of a Double-helical Planetary Gear Set. *Mechanism and Machine Theory*, 2013, 70, pp. 157-174.

3. Волков Г. Ю., Ратманов Э. В., Курасов Д. А. Адаптивная система коррекции погрешностей наклона зубьев в зубчатых передачах // Вестник машиностроения. 2013. № 3. С. 14–16.

4. Исследование распределения нагрузки в зацеплениях колес многопоточных планетарных передач и его влияние на технико-экономические показатели привода / Плеханов Ф. И., Вычужанина Е. Ф., Пушкарев И. А. [и др.] // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2017. Т. 20, № 2. С. 29–35.

5. Суриков Д. Г. Разработка методики предупреждения отказов механических трансмиссий мехатронных приводов трубопроводной арматуры // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2015. № 5. С. 233–241.

6. Сызранцев В. Н., Пазяк А. А. Прецессирующая передача для приводов запорной арматуры нефтегазопроводов и редукторных вставок насосов для добычи тяжелых нефтей // Известия Томского политехнического университета. 2017. Т. 328, № 2. С. 15–27.

7. Плеханов Ф. И., Тонких А. С., Вычужанина Е. Ф. Особенности проектирования и технико-экономические показатели планетарных передач буровых установок // Нефтяное хозяйство. 2015. № 6. С. 44–46.

8. Конструктивные исполнения планетарно-цевочных редукторов для высокоточных следящих систем / Иванов А. С., Ермолаев М. М., Крикунов Д. Э. [и др.] // Вестник машиностроения. 2013. № 3. С. 9–12.

9. Ражиков В. Н., Беляев А. Н. Методика ускоренных ресурсных испытаний планетарной зубчатой передачи k-h-v, работающей с небольшой частотой вращения // Вестник машиностроения. 2017. № 1. С. 40–43.

10. Ан И. К. Распределение усилий между звеньями планетарного механизма типа k-h-v // Вестник машиностроения. 2016. № 5. С. 60–63.

11. Плеханов Ф. И., Блинов И. А., Кутявина Л. Л. Геометрия внутреннего эвольвентного зацепления колес с малой разницей чисел их зубьев и ее влияние на нагрузочную способность планетарной передачи // Интеллектуальные системы в производстве. 2015. № 2. С. 67–70.

References

1. Drewniak I., Kopek I., Zawislak S. Kinematical and Efficiency Analysis of Planetary Gear Trains by Means of Various Graph-Based Approaches. *Theory and Practice of Gearing and Transmissions, Mechanisms and Machine*, 2016, 34, pp. 263-284.

2. Sondkar P., Kahraman A. A Dynamic Model of a Double-helical Planetary Gear Set. *Mechanism and Machine Theory*, 2013, 70, pp. 157-174.

3. Volkov G.U., Ratmanov E.V., Kurasov D.A. [Adaptive tilt error correction of teeth in the gears]. *Vestnik mashinostroeniya*, 2013, no. 3, pp. 14-16 (in Russ.).

4. Plekhanov F.I., Vychuganina E.F., Pushkarev I.A. [Study of the load distribution in the gears of the wheels of multi-threaded planetary gears and its impact on the technical and economic performance of the drive]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2017, vol. 20, no. 2, pp. 29-35 (in Russ.).

5. Surikov D.G. [Development of methods for preventing failures of mechanical transmissions of mechatronic drives of pipeline valves]. *Fundamentalnyye i prikladnyye probleme tekhniki i tekhnologii*, 2015, no. 5, pp. 233-241 (in Russ.).

6. Syzrancev V.N., Pazyak A.A. [Precessing gear for valves of oil and gas pipelines and gear inserts drives a pump for heavy oil production]. *Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo universiteta*, 2017, vol. 328, no. 2, pp. 15-27 (in Russ.).

7. Plekhanov F.I., Tonkikh A.S., Vychuganina E.F. [Features of design and technical and economic indicators of the planetary gear rigs]. *Neftyanoe hozyaistvo*, 2015, no. 6, pp. 40-43 (in Russ.).

8. Ivanov A.S., Ermolayev D.E., Krikunov D.E. [Structural design of planetary-speeding gearboxes for high-precision servo systems]. *Vestnik mashinostroeniya*, 2013, no. 3, pp. 9-12 (in Russ.).

9. Razhikov V.N., Belyaev A.N. [Methods of accelerated life tests of k-h-v planetary gearing operating at low speed]. *Vestnik mashinostroeniya*, 2017, no. 1, pp. 40-43 (in Russ.).

10. An I.K. [The distribution of forces between the links of the planetary mechanism of the type k-h-v]. *Vestnik mashinostroeniya*, 2016, no. 5, pp. 60-63 (in Russ.).

11. Plekhanov F.I., Blinov I.A., Kutyavina L.L. [Geometry of the internal involute gearing of wheels with a small difference in the number of their teeth and its effect on the load capacity of the planetary gear]. *Intellektualniye sistemi v proizvodstve*, 2015, no. 2, pp. 67-70 (in Russ.).

Synthesis of the Pipeline Valve Drive with Automatic Switching of Speeds

F.I. Plekhanov, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

A.A. Grabskii, DSc in Engineering, Professor, National University of Science and Technology «MISIS», Moscow, Russia

In the drives of the shut-off valves, planetary gears are widely used. However, their existing designs with manual speed switching are difficult to manufacture and inconvenient to operate. The drive, made on the basis of an eccentric planetary gear with flexible elements, is devoid of these disadvantages and provides automatic switching speeds depending on the load on the operating body of the valve. The most important details of this drive are flexible elements made in the form of rods rigidly embedded in the driven member. Their dimensions should provide the required strength and rigidity and correspond to the parameters of the planetary gear. The diameter of flexible elements and their length for a given number were determined based on the condition that when the mechanism is operating in the mode of direct transfer of movement from the pulley to the driven link, the radial displacement of the movable gear-wheel as a result of deformation of the flexible elements does not exceed the gap between the surfaces of the tops of teeth of gearwheels in the absence of load; and when operating in the gearbox mode, it is equal to the interaxial distance of the gear. In this case, the methods of structural mechanics were used.

Parameters of the planetary gear (the number of gearwheel teeth, pressure angle, gearing module, and facewidth) were determined from calculation of teeth for bending strength and with account of the eccentricity of the gearwheel with external teeth when operating in the gearbox mode.

Thus, it was found that with the torque at the input shaft of the drive under 240 Nm and rational values of gear-wheel tooth numbers, the length of flexible elements does not exceed 150 mm and their diameter is 13 mm.

The presented structure of the shut-off pipeline valve drive with automatic switching of speeds and methods of its analysis allow for performing the rational design of the described mechanism.

Keywords: planetary drive, driven link, rod, strength, rigidity, shut-off valve, parameters.

Получено 23.01.2019

Образец цитирования

Плекханов Ф. И., Грабский А. А. Синтез привода запорной трубопроводной арматуры с автоматическим переключением скоростей // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2019. Т. 22, № 1. С. 72–77. DOI 10.22213/2413-1172-2019-1-72-77.

For Citation

Plekhanov F.I., Grabskii A.A. [Synthesis of shut-off pipeline valve drive with automatic gear shifting]. *Vestnik IzhGTU imeni M. T. Kalashnikova*, 2019, vol. 22, no. 1, pp. 72-77 (in Russ.). DOI 10.22213/2413-1172-2019-1-72-77.