

УДК 621. 833.6

DOI: 10.22213/2413-1172-2021-2-46-52

## Влияние параметров планетарной передачи с внутренними зацеплениями колес на ее технико-экономические показатели

А. С. Сунцов, кандидат технических наук, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

Е. Ф. Вычужанина, кандидат экономических наук, доцент, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

О. М. Перминова, кандидат экономических наук, доцент, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

*Конструкции зубчатой планетарной передачи, содержащей эксцентриковое водило, один-два сателлита и неподвижное центральное колесо с внутренними зубьями, отличающиеся роликковым исполнением механизма снятия движения с сателлитов, обладают высокой нагрузочной способностью и высоким коэффициентом полезного действия при большом передаточном отношении в одной ступени (конструкции защищены патентами на изобретения). Для оптимизации параметров указанных планетарных механизмов и улучшения их технико-экономических показателей получена зависимость, определяющая соотношение между допускаемыми нагрузками в зацеплении колес, соответствующими контактной и изгибной прочностью зубьев, от их числа и передаточного отношения. Установлено, что при больших передаточных отношениях (более 17) нагрузочная способность передач этого типа лимитируется изгибной прочностью зубьев колес. На основании этого определялся допустимый момент на выходном валу передачи и отношение его к объему неподвижного центрального колеса, от которого зависят масса и объем передачи в целом. Показано, что наибольшей нагрузочной способностью при заданном передаточном отношении и объеме неподвижного центрального колеса (следовательно, и объеме передачи в целом) обладает планетарная передача с разницей чисел зубьев сателлита и центрального колеса, равной единице.*

*Коэффициент полезного действия (КПД) планетарной передачи с роликковым исполнением механизма снятия движения с сателлитов определялся экспериментальным путем на специально созданной установке, содержащей электромагнитное нагружающее устройство и тензометрические датчики крутящего момента (при рациональных параметрах передачи, ее передаточном отношении, не превышающем 60, и наиболее распространенной степени точности изготовления (7-8) КПД равен 85...90 %). КПД аналогичной передачи с традиционным цевочным механизмом снятия движения с сателлитов примерно на 5 % ниже КПД зубчато-роликковой передачи. С ростом передаточного отношения КПД зубчато-роликковой планетарной передачи изменяется так же, как и КПД традиционной передачи (падает).*

**Ключевые слова:** планетарная передача, нагрузочная способность, коэффициент полезного действия.

### Введение

Планетарные передачи различных типов нашли широкое применение во многих областях машиностроения [1–8]. Одной из эффективных передач является планетарная передача, содержащая в качестве основных звеньев эксцентриковое водило, один-два сателлита, колесо с внутренними зубьями и механизм снятия движения с сателлитов – передача типа  $k-h-v$  по классификации В. Н. Кудрявцева (см., например, Сунцов А. С., Овсянников А. В., Вычужанина Е. Ф. Геометрия внутреннего зацепления колес планетарной передачи, нарезанных нестандартным зубодолбежным инструментом), а также [9]. Использование такого механического привода с внутренними зацеплениями колес при малой разнице чисел их зубьев позволяет реализовать передаточное отношение  $i$  от 7 до 150 и выше в одной ступени. Чаще

всего передачи указанного типа выполняются с цевочным зацеплением и механизмом снятия движения с сателлитов, что позволяет им выдерживать большие ударные нагрузки (нагрузочная способность зацепления лимитируется контактной прочностью) [10, 11]. Однако такие конструкции имеют низкий уровень технологичности, требуют высокой степени точности изготовления, а использование цевочного механизма снятия движения с сателлитов ведет к дополнительным потерям мощности на трение. Планетарные передачи со стандартным эвольвентным зацеплением колес и роликковым механизмом снятия движения с сателлитов лишены указанных недостатков, но имеют сравнительно низкую изгибную прочность зубьев. В связи с этим важно установить соотношение между допускаемыми нагрузками, лимитируемыми изгибной и контактной прочностью тех-

нологичного внутреннего эвольвентного зацепления колес планетарной передачи в зависимости от чисел их зубьев и передаточного отношения, а также определить такие важные технико-экономические показатели, как отношение нагрузочной способности передачи к полезному объему ее неподвижного колеса и КПД планетарной передачи при роликовом исполнении механизма снятия движения с сателлитов.

На рисунке 1 представлена одна из конструкций планетарной передачи с роликовым механизмом снятия движения с сателлитов.

Передача содержит ведущее эксцентриковое водило, сателлиты с внешними зубьями, не-

подвижное центральное колесо с внутренними зубьями и механизм снятия движения с сателлитов, выполненный в виде роликов, установленных в жестко соединенных с выходным валом дисках и сателлитах с зазорами, равными эксцентриситету водила (конструкции защищены патентами на изобретения №№ 2402709, 2445529, 2531430, 2610785, 2706410). При работе механизма вращательное движение от водила к выходному валу передается через ролики, которые перекатываются по цилиндрическим поверхностям сателлитов и дисков (трение скольжения в механизме снятия движения отсутствует).

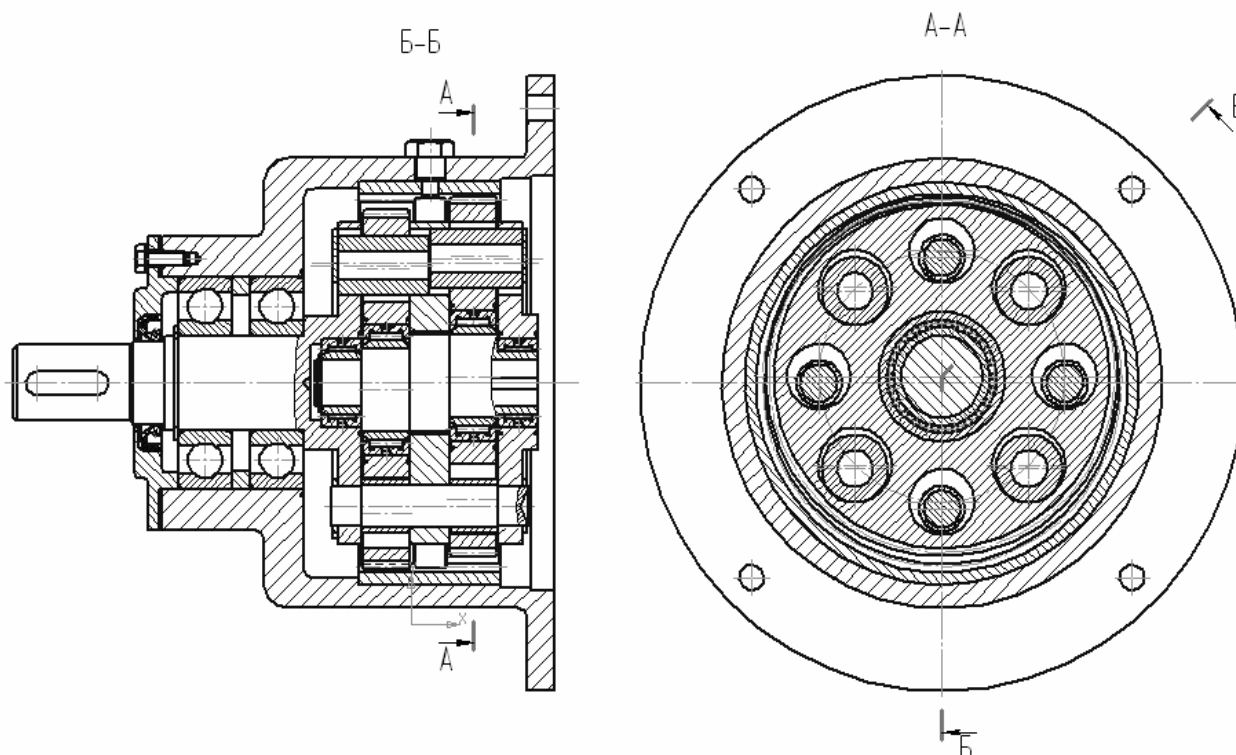


Рис. 1. Вариант зубчато-роликовой планетарной передачи с внутренними зацеплениями колес

Fig. 1. Variant of a gear-roller planetary gear with internal gearing of wheels

**Цель исследования** – установление соотношения между допускаемыми нагрузками, лимитируемыми изгибной и контактной прочностью внутреннего эвольвентного зацепления колес планетарной передачи при малой разности чисел их зубьев и большом угле зацепления, определение коэффициента полезного действия и обобщенного показателя нагрузочной способности и объема планетарной передачи с роликовым исполнением механизма снятия движения с сателлитов.

**Исследование зависимости нагрузочной способности планетарной передачи от передаточного отношения**

Нагрузочная способность передачи в большинстве случаев зависит от прочности зацепления. Определим допускаемую нагрузку в наиболее нагруженной паре зубьев зацепляющихся колес из расчета их на контактную и изгибную прочность. Для этого рассмотрим передачу с зубчатыми колесами, нарезанными стандартным инструментом, используя известные зависимости [12]:

$$\sigma_F = \frac{F_{nF} \cos \alpha Y_F K_{\Sigma F}}{m b_w} \leq \sigma_{FP}; \quad (1)$$

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_{nH} E K_{\Sigma H}}{b_w \rho}} \leq \sigma_{HP}, \quad (2)$$

где  $\alpha$  – угол профиля исходного контура;  $Y_F$  – коэффициент формы зуба;  $m$  – модуль зубьев;  $b_w$  – рабочая ширина венца сателлита;  $K_{\Sigma F}$  и  $K_{\Sigma H}$  – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев, динамическую нагрузку, распределение нагрузки между зубьями и другие факторы, влияющие на нагрузочную способность передачи;  $\rho$  – приведенный радиус кривизны профилей зубьев;  $E$  – приведенный модуль упругости материалов колес;  $\sigma_{FP}$  и  $\sigma_{HP}$  – допускаемые значения изгибного и контактного напряжений соответственно;  $F_{nF}$  и  $F_{nH}$  – допускаемые значения нагрузки в зацеплении по изгибным и контактными напряжениями соответственно.

Учитывая, что в указанной передаче полюс зацепления находится далеко от активной линии зацепления, а верхняя часть ножки зуба сателлита находится у нижней граничной точки однопарного зацепления (вблизи этой точки приведенный радиус кривизны профилей зубьев колес имеет наименьшее значение), разрушение поверхностей зубьев в первую очередь происходит на этом участке линии зацепления [13]. В связи с этим выразим приведенный радиус кривизны профилей зубьев  $\rho$  через геометрические параметры передачи по следующему выражению:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\sqrt{r_{ab}^2 - r_{bb}^2} - a_w \sin \alpha_w} - \frac{1}{\sqrt{r_{ab}^2 - r_{bb}^2}}.$$

Здесь  $a_w$  – межосевое расстояние передачи ( $a_w = 0,5m\Delta Z \cos \alpha / \cos \alpha_w$ );  $\alpha_w$  – угол зацепления колес;  $r_{bb}$  – радиус основной окружности колеса ( $r_{bb} = 0,5Z_b m \cos \alpha$ );  $\Delta Z = Z_b - Z_g$  (разница чисел зубьев колеса и сателлита);  $Z_b$  и  $Z_g$  – числа зубьев колеса и сателлита соответственно. Радиусы окружностей вершин зубьев колеса и сателлита  $r_{ab}$  и  $r_{ag}$ , а также угол их зацепления и теоретический коэффициент перекрытия (без учета перекрытия, обусловленного деформацией зубьев при большой нагрузке)  $\varepsilon$  определим исходя из условия отсутствия интерференции профилей зубьев:

$$r_{ag} = m(0,5Z_g + x_g + 1);$$

$$r_{ab} = \sqrt{r_{bb}^2 + \left( a_w \sin \alpha_w - \varepsilon \pi \cos \alpha + \sqrt{r_{ag}^2 - r_{bg}^2} \right)^2}.$$

Тогда приведенный радиус кривизны

$$\rho = \frac{r_{ab}^2 - r_{bb}^2 - a_w \sin \alpha_w \sqrt{r_{ab}^2 - r_{bb}^2}}{a_w \sin \alpha_w}. \quad (3)$$

Из уравнений (1), (2) с учетом равенства (3) найдем соотношение между допускаемыми нагрузками  $F_{nF}$  и  $F_{nH}$  в зацеплении колес:

$$\frac{F_{nH}}{F_{nF}} = \frac{\cos \alpha Y_F K_{\Sigma F} \rho}{m \sigma_{FP} E K_{\Sigma H}} \left( \frac{\sigma_{HP}}{0,418} \right)^2. \quad (4)$$

На рисунке 2 приведен график зависимости  $F^* = F_{nH}/F_{nF}$  от числа зубьев сателлита  $Z_g$  планетарной передачи и разницы чисел зубьев колеса и сателлита  $\Delta Z = Z_b - Z_g$ , построенный по выражению (4) при  $K_{\Sigma F} = 1,5$ ;  $K_{\Sigma H} = 2$ ;  $Y_F = 3,75$  (соответствует коэффициенту смещения исходного контура сателлита  $x_g \leq 0,4$ );  $\varepsilon = 1,02$ ;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $\alpha_w = 44...62^\circ$  (большее значение соответствует  $\Delta Z = 1$  [13]); материал колес – сталь углеродистая или легированная улучшенная, твердость HB = 300...350 ( $\sigma_{FP} = 310$  МПа;  $\sigma_{HP} = 610$  МПа). В данном выражении перераспределение нагрузки между зубьями при их деформации учтено коэффициентами  $K_{\Sigma F}$  и  $K_{\Sigma H}$ . Следует отметить, что при малых значениях  $\Delta Z$  для предотвращения интерференции профилей зубьев колес и заклинивания передачи под нагрузкой рекомендуется увеличивать зазоры в зацеплении (радиальный, угловой), что приводит к снижению эффекта многопарности (об этом см. Плясов А. В. Геометрический синтез внутренних эвольвентных зацеплений планетарных передач с большим передаточным отношением : автореф. дис. ... канд. техн. наук, 2006), что принято во внимание при расчетах.

Из выполненных по приведенным зависимостям расчетов и построенных по ним графиков (см. рис. 2) следует, что при числе зубьев сателлита  $Z_g \leq 17$  нагрузочная способность передачи лимитируется контактной прочностью зацепления. Учитывая, что планетарные передачи указанного типа чаще всего используются при больших передаточных отношениях ( $i > 17$ ),

абсолютная величина которых определяется по формуле  $i = Z_g / \Delta Z$ , нагрузочная способность их в большинстве случаев соответствует допускаемой нагрузке  $F_{nF}$ . В связи с этим важно исследовать эти планетарные механизмы при больших значениях  $i$ .

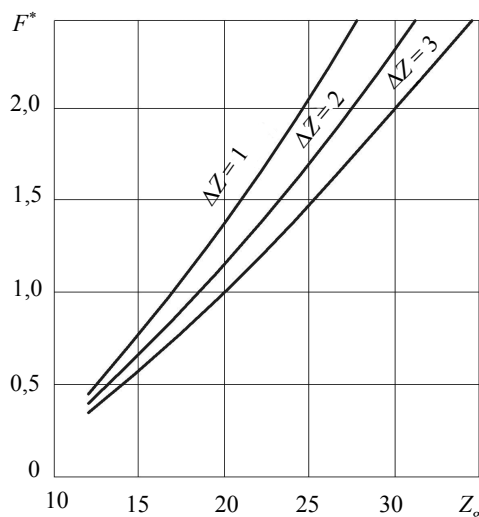


Рис. 2. Зависимость отношения допускаемых нагрузок в паре контактирующих зубьев  $F^* = F_{nH} / F_{nF}$  от числа зубьев сателлита  $Z_g$  и разности чисел зубьев колеса и сателлита  $\Delta Z$ : 1 –  $\Delta Z = 1$ ; 2 –  $\Delta Z = 2$ ; 3 –  $\Delta Z = 3$

Fig. 2. Dependence of the ratio of permissible loads in a pair of contacting teeth  $F^* = F_{nH} / F_{nF}$  on the number of teeth of the satellite  $Z_g$  and the difference in the numbers of teeth of the wheel and satellite  $\Delta Z$ : 1 -  $\Delta Z = 1$ ; 2 -  $\Delta Z = 2$ ; 3 -  $\Delta Z = 3$

**Исследование технико-экономических показателей зубчато-роликовой планетарной передачи**

Нагрузочная способность зубчатой планетарной передачи, определяемая в соответствии с приведенными выше зависимостями, ее габариты при заданном моменте на выходном валу, а также потери мощности на трение являются основными технико-экономическими показателями механизма [14, 15].

Исследование потерь мощности на трение и соответствующего им КПД передачи осуществлялось на стенде для экспериментального определения нагрузочной способности и коэффициента полезного действия соосных механических передач, подобных представленной в настоящей работе (рис. 3).

КПД передачи определялся в соответствии с результатами измерений по следующему выражению:

$$\eta = \frac{M_{\text{вых}}}{iM_{\text{вх}}} \cdot 100 \%,$$

где  $M_{\text{вх}}$  – крутящий момент на входном валу передачи;  $M_{\text{вых}}$  – крутящий момент на выходном валу передачи (оба показателя соответствуют сигналам с тензометрических датчиков крутящего момента).

Результаты выполненных экспериментов показали, что при сравнительно небольшом передаточном отношении зубчато-роликовой планетарной передачи  $i$  (не выше 60) ее КПД равен 85...90%.

Для объективной сравнительной оценки КПД зубчато-роликовой передачи с КПД аналогичной традиционной планетарной передачи, содержащей механизм снятия движения с сателлитов в виде соединенного с выходным валом диска, в который запрессованы оси, зубчато-роликовая планетарная передача была преобразована в традиционную путем замены роликов на оси, жестко соединенные с диском выходного вала. Полученный экспериментальным путем КПД такой традиционной передачи оказался ниже примерно на 5% по сравнению с зубчато-роликовой передачей, что говорит об эффективности последней. С ростом передаточного отношения  $i$  КПД обеих передач падает.

Для оценки нагрузочной способности и объема передачи используем обобщенный показатель нагрузочной способности, представляющий отношение момента на выходном валу к полезному объему неподвижного колеса с внутренними зубьями. Учитывая, что нагрузочная способность планетарной передачи исследуемого типа в большинстве случаев лимитируется изгибной прочностью колес, этот показатель,  $H/M^2$ , определим по следующей зависимости:

$$M = \frac{M_F}{V} = \frac{2i\Delta Z\sigma_{FP}}{\pi Y_F K_{\Sigma F} (\Delta Z + i\Delta Z)^2},$$

где  $M_F$  – момент, снимаемый с сателлита планетарной передачи и соответствующий допускаемой нагрузке в зацеплении, найденной из расчета зубьев на изгибную прочность;  $V$  – полезный объем неподвижного зубчатого колеса ( $V = 0,25b_w\pi(mZ_b)^2$ ).

На рисунке 4 представлены графики зависимости параметра  $M$  от передаточного отноше-

ния при разных значениях  $\Delta Z$ , построенный по выражению (5).

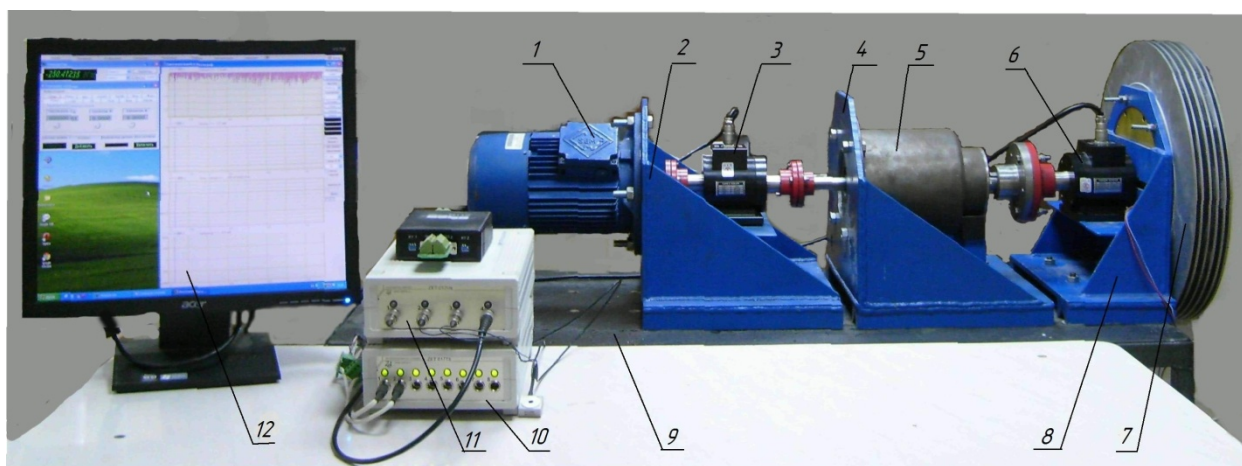


Рис. 3. Экспериментальная установка с электромагнитным нагружающим устройством для испытания зубчатых планетарных передач: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – крепежный фланец электродвигателя; 3 – датчик крутящего момента входного вала передачи; 4 – крепежный фланец передачи; 5 – опытный образец зубчатой передачи; 6 – датчик крутящего момента выходного вала; 7 – электромагнитный порошковый тормоз; 8 – крепежный фланец порошкового тормоза; 9 – рама с опорной плитой; 10 – тензометрическая станция; 11 – цифровой контроллер для управления тормозом; 12 – компьютер

Fig. 3. Experimental setup with electromagnetic loading device for testing planetary gears: 1 - asynchronous electric motor; 2 - mounting flange of the electric motor; 3 - torque sensor of the input shaft of the transmission; 4 - mounting flange of the transmission; 5 - a prototype of a gear transmission; 6 - output shaft torque sensor; 7 - electromagnetic powder brake; 8 - powder brake mounting flange; 9 - frame with base plate; 10 - strain gauge station; 11 - digital controller for brake control; 12 - computer

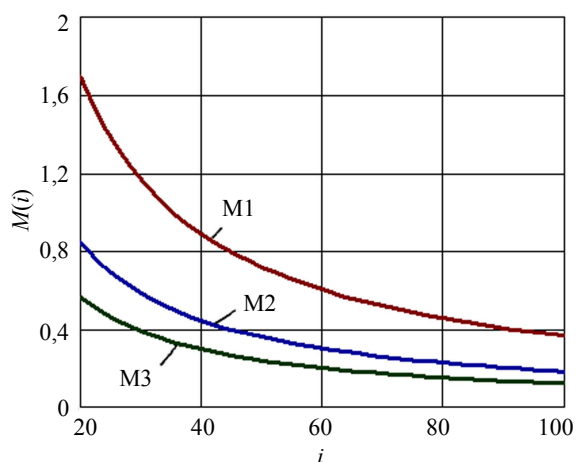


Рис. 4. Зависимость отношения момента на выходном валу зубчато-роликовой планетарной передачи к полезному объему неподвижного зубчатого колеса от передаточного отношения  $i$  и разности чисел зубьев колес  $\Delta Z$ : 1 –  $\Delta Z = 1$ ; 2 –  $\Delta Z = 2$ ; 3 –  $\Delta Z = 3$

Fig. 4. Dependence of the ratio of the moment on the output shaft of a gear-roller planetary gear to the useful volume of a stationary gear wheel on the gear ratio and the difference in the number of teeth of the wheels  $\Delta Z$ : 1 -  $\Delta Z = 1$ ; 2 -  $\Delta Z = 2$ ; 3 -  $\Delta Z = 3$

Из представленных зависимостей следует, что наиболее эффективной в отношении нагру-

зочной способности и массогабаритных показателей привода является планетарная передача с разницей чисел зубьев сателлита и неподвижного колеса, равной 1; с ростом разницы чисел зубьев колес при заданных передаточном отношении и моменте на выходном валу растет объем неподвижного колеса и передачи в целом.

#### Выводы

На основе представленного исследования можно сформулировать следующие выводы.

1. Зубчато-роликовая планетарная передача с одним-двумя внутренними зацеплениями колес сравнительно проста, технологична и имеет высокий коэффициент полезного действия (85...90% при передаточном отношении, не превышающем 60, и 7-8-й степени точности). КПД аналогичной передачи с традиционным цевочным механизмом снятия движения с сателлитов ниже примерно на 5%.

2. При передаточном отношении планетарной передачи с внутренними зацеплениями колес  $i \geq 17$  ее нагрузочная способность лимитируется изгибной прочностью зубьев.

3. Наибольшей нагрузочной способностью при заданных передаточном отношении и объеме неподвижного центрального колеса (следовательно, и при объеме передачи в целом) обладает планетарная передача с разницей

числа зубьев сателлита и центрального колеса, равной 1.

4. Результаты выполненного исследования позволяют осуществить рациональное проектирование эффективной планетарной передачи с внутренними зацеплениями колес.

#### Библиографические ссылки

1. 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. Инжиниринг георесурсов. 2017. № 2. С. 15–27.

2. Volkov G., Kurasov D. Planetary Rotor Hydraulic Machine with Two Central Gearwheels Having Similar Tooth Number. *Mechanisms and Machine Science*, 51. Springer International Publ. Switzerland, 2018, pp. 289–303.

3. Drewniak J., Kądziołka T., Zawiślak S. Kinematics of Bevel Biplanetary Gear. *Mechanisms and Machine Science*, 51. Springer International Publ. Switzerland, 2018, pp. 435–446.

4. Исследование нагруженности и деформативности элементов многосателлитной планетарной передачи карьерного комбайна / Ф. И. Плеханов, А. А. Грабский, Л. И. Кантович, И. А. Пушкарев // Горный журнал. 2018. № 4. С. 82–86.

5. Плеханов Ф. И., Грахов В. П. Совершенствование конструкции и параметров привода запорной трубопроводной арматуры // Нефтяное хозяйство. 2019. № 4. С. 110–112.

6. Sondkar P., Kahraman A. A Dynamic Model of a Double-helical Planetary Gear Set. *Mechanism and Machine Theory*, 70. Springer International Publ. Switzerland, 2013, pp. 157–174.

7. Синицына Ю. В. Исследование влияния точности изготовления на надежность планетарно-цевочного редуктора // Известия вузов. Машиностроение. 2020. № 9. С. 19–23.

8. Приходько А. А. Силовой анализ планетарного механизма возвратно-вращательного движения с эллиптическими зубчатыми колесами // Вестник машиностроения. 2021. № 2. С. 14–18.

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. Ермолаев М. М., Захаров М. Н. Экспериментальная проверка методик расчета распределения сил в планетарно-цевочных редукторах // Вестник машиностроения. 2020. № 12. С. 12–15.

11. An I-Kan. Force distribution within a KHV planetary mechanism. *Russian Engineering Research*, 2016, vol. 36, no. 8, pp. 640–642.

12. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. М. ; Л. : Машиностроение, 1986. 307 с.

13. Plekhanov F.I., Goldfarb V.I. Rational Designs of Planetary Transmissions, *Geometry of Gearing and*

*Strength Parameters. Theory and Practice of Gearing and Transmissions. Mechanisms and Machine*, 34. Springer International Publ. Switzerland, 2016, pp. 285–300.

14. Goldfarb V.I., Plekhanov F.I., Vychuzhanina E.F. Load Distribution in Meshing of Planetary Gearwheels and Its Influence on the Technical and Economic Performance of the Mechanism. *Mechanisms and Machine Science*, 51. Springer International Publ. Switzerland, 2018, pp. 117–137.

15. 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*, 34. Springer International Publ. Switzerland, 2016, pp. 263–284.

#### References

1. Syzrantsev V.N., Pazyak A.A. [Precessing gear for drives of shut-off valves of oil and gas pipelines and gearbox inserts for pumps for heavy oil production]. *Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo universiteta. Inzhiniring georesursov*, 2017, no. 2, pp. 15–27 (in Russ.).

2. Volkov G., Kurasov D. Planetary Rotor Hydraulic Machine with Two Central Gearwheels Having Similar Tooth Number. *Mechanisms and Machine Science*, 51. Springer International Publ. Switzerland, 2018, pp. 289–303.

3. Drewniak J., Kądziołka T., Zawiślak S. Kinematics of Bevel Biplanetary Gear. *Mechanisms and Machine Science*, 51. Springer International Publ. Switzerland, 2018, pp. 435–446.

4. Plekhanov F.I., Grabsky A.A., Kantovich L.I., Pushkarev I.A. [Research of loading and deformability of elements of multi-satellite planetary transmission of a surface miner]. *Gornyi zhurnal*, 2018, no. 4, pp. 82–86 (in Russ.).

5. Plekhanov F.I., Grakhov V.P. [Improvement of the design and parameters of the drive of shut-off pipeline valves]. *Neftyanoe khozyaistvo*, 2019, no. 4, pp. 110–112 (in Russ.).

6. Sondkar P., Kahraman A. A Dynamic Model of a Double-helical Planetary Gear Set. *Mechanism and Machine Theory*, 70. Springer International Publ. Switzerland, 2013, pp. 157–174.

7. Sinitsyna Yu.V. [Investigation of the influence of manufacturing accuracy on the reliability of a planetary pinion reducer]. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*. 2020, no. 9, pp. 19–23 (in Russ.).

8. Prikhodko A.A. [Power analysis of the planetary mechanism of reciprocating motion with elliptical gear wheels]. *Vestnik mashinostroeniya*, 2021, no. 2, pp. 14–18 (in Russ.).

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

10. Ermolaev M.M., Zakharov M.N. [Experimental verification of methods for calculating the distribution of forces in planetary pin gearboxes]. *Vestnik mashinostroeniya*, 2020, no. 12, pp. 12–15 (in Russ.).

11. An I-Kan. Force distribution within a KHV planetary mechanism. *Russian Engineering Research*, 2016, vol. 36, no. 8, pp. 640-642.

12. Kudryavtsev V.N. Kudryavtsev V.N. *Planetary transmissions* [Planetary transmissions]. Moscow, Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1986, 307 p. (in Russ.).

13. Plekhanov F.I., Goldfarb V.I. Rational Designs of Planetary Transmissions, Geometry of Gearing and Strength Parameters. Theory and Practice of Gearing and Transmissions. Mechanisms and Machine, 34. Springer International Publ. Switzerland, 2016, pp. 285-300.

14. Goldfarb V.I., Plehanov F.I., Vychuzhanina E.F. Load Distribution in Meshing of Planetary Gearwheels and Its Influence on the Technical and Economic Performance of the Mechanism. Mechanisms and Machine Science, 51. Springer International Publ. Switzerland, 2018, pp. 117-137.

15. 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, 34. Springer International Publ. Switzerland, 2016, pp. 263-284.

### **Influence of Parameters of a Planetary Gear with Internal Meshing on Its Technical and Economic Indicators**

A.S. Suntsov, PhD in Engineering, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

E.F. Vychuzhanina, PhD in Economics, Associate Professor, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

O.M. Perminova, PhD in Economics, Associate Professor, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

*Designs of a gear planetary transmission containing an eccentric carrier, one or two satellites and a stationary central wheel with internal teeth, characterized by a roller design of the mechanism for removing movement from the satellites, have a high load capacity and high efficiency with a large gear ratio in one stage (designs are protected by patents for inventions). To optimize the parameters of these planetary mechanisms and improve their technical and economic indicators, a dependence was obtained that determines the ratio between the permissible loads in the meshing of wheels, corresponding to the contact and bending strength of teeth, on their number and gear ratio. It was found that at large gear ratios (more than 17) the load capacity of this type of gear is limited by the bending strength of the wheel teeth. This was used to determine the allowable torque on the output shaft of the transmission and its ratio to the volume of the stationary central wheel, which determines the mass and volume of the transmission as a whole. It is shown that the planetary gear with the difference in numbers of teeth of the satellite and the central gear equal to one has the greatest load capacity for a given gear ratio and volume of the stationary central wheel (and, consequently, the volume of the transmission as a whole). The efficiency of a planetary gear with a roller version of the mechanism for removing movement from the satellites was determined experimentally on a specially created installation containing an electromagnetic loading device and strain gauge torque sensors (with rational transmission parameters and its gear ratio not exceeding 60, the efficiency is 85...90 %). The efficiency of a similar transmission with a traditional pinion mechanism for removing movement from the satellites is about 5 % lower than the efficiency of a gear-roller transmission. With an increase in the gear ratio, the efficiency of the planetary gear decreases.*

**Keywords:** planetary gear, load capacity, efficiency.

Получено 11.03.2021

#### **Образец цитирования**

Сунцов А. С., Вычужанина Е. Ф., Перминова О. М. Влияние параметров планетарной передачи с внутренними зацеплениями колес на ее технико-экономические показатели // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2021. Т. 24, № 2. С. 46–52. DOI: 10.22213/2413-1172-2021-2-46-52.

#### **For Citation**

Suntsov A.S., Vychuzhanina E.F., Perminova O.M. [Influence of Parameters of a Planetary Gear with Internal Meshing on Its Technical and Economic Indicators]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2021, vol. 24, no. 2, pp. 46-52 (in Russ.). DOI: 10.22213/2413-1172-2021-2-46-52.