

УДК 621.833.6

DOI: 10.22213/2413-1172-2021-1-31-37

Исследование распределения нагрузки по роликам планетарной передачи типа *K-H-V*

И. А. Пушкарев, аспирант, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

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

*Приведены результаты экспериментального исследования распределения нагрузки по роликам с учетом погрешностей изготовления планетарной передачи типа *K-H-V*.*

*Планетарные передачи типа *K-H-V*, по классификации Кудрявцева В. Н., имеют множество преимуществ по сравнению с аналогами, но их использование снижено из-за наличия механизма передачи момента. Конструкция планетарной передачи с роликовым механизмом передачи момента проще, чем с рычажным механизмом, и имеет более высокий КПД. Однако, несмотря на все преимущества роликовой планетарной передачи, она недостаточно широко представлена в опубликованных исследованиях.*

*Следует иметь в виду, что в процессе эксплуатации планетарной передачи типа *K-H-V* с роликовым механизмом передачи момента нагрузку воспринимает только половина роликов, другая половина работает на холостом ходу. При этом при увеличении числа роликов максимальная нагрузка на передаточный механизм может быть снижена. Также при определенном числе роликов снижается коэффициент неравномерности распределения нагрузки в зацеплениях передачи.*

Неточности изготовления и сборки передачи могут привести к изменению соотношения между силами, оказывающими влияние на ролики и взаимодействующими с ними элементами механизма. Поэтому в аналитических зависимостях были учтены наиболее неблагоприятные в отношении распределения нагрузок случаи.

Дано описание экспериментальной установки, связанной с персональным компьютером. Установка предоставляет возможность менять угловую скорость вала электродвигателя, снимать и обрабатывать показания тензодатчиков с применением соответствующего программного комплекса. Исследовано влияние количества роликов на нагрузку в местах сопряжения звеньев механизма, определены наиболее оптимальные условия с точки зрения равнопрочности отдельных звеньев и осевого размера механизма. Полученные зависимости позволяют установить нагрузку, действующую на ролики эффективной планетарной передачи, и с достаточно высокой степенью точности осуществить расчет ее на прочность.

Ключевые слова: планетарная передача, ролик, механизм, коэффициент неравномерности распределения нагрузки.

Введение

Планетарные передачи нашли широкое распространение в качестве высоконагруженных приводов машин и механизмов [1, 2]. Разработаны новые, обладающие преимуществом перед существующими конструкции планетарных передач с элементами повышенной податливости и роликовым механизмом передачи момента [3]. Это позволяет распределить нагрузку по сателлитам более равномерно [4]. Однако следует иметь в виду, что при этом могут возникнуть нежелательные колебательные явления и вибрации, что необходимо учитывать при проектировании рациональных планетарных механизмов [5–8].

Для получения большого передаточного отношения на практике используются планетарные механизмы с внутренним зацеплением колес и малой разницей чисел зубьев (передачи типа

K-H-V по системе В. Н. Кудрявцева). Наибольшей эффективностью обладают устройства с роликовым механизмом снятия движения с сателлитов [9], обладающие при прочих равных условиях высоким коэффициентом полезного действия (порядка 0,9...0,95). Важнейшим показателем прочности указанных передач является нагрузка, действующая на ролики со стороны сателлита и дисков выходного звена. В работе [10] проводится экспериментальное исследование динамических реакций в планетарных передачах с роликовым механизмом передачи момента.

В настоящее время применяются также планетарные радиально-плунжерные передачи, имеющие более простую конструкцию по сравнению с аналогами и улучшенные массогабаритные показатели. В работе [11] получены зависимости значения угловой скорости выходного звена планетарной радиально-плунжерной

передачи в виде графической зависимости путем моделирования ее работы в среде Siemens NX Motion Simulation.

В работе [12] изложены теоретические и экспериментальные положения проектирования планетарной роликвинтовой передачи с целью повышения точности соответствия заданному закону движения и скоростных параметров. В работе [13] рассматривалось влияние передаваемого крутящего момента, радиальной силы, оказывающих влияние на выходной вал, и углового положения сателлитов планетарной передачи типа 2К-Н бортового редуктора путем проведения соответствующих экспериментов.

Цель работы – определение сил в зонах сопряжения роликов и сателлита с учетом неточностей изготовления и сборки, их экспериментальное подтверждение.

Силы в зонах сопряжения роликов и сателлита планетарной передачи с роликвым механизмом снятия движения с сателлитов

На рисунке 1 показан роликотрубчатый планетарный механизм типа *К-Н-V*.

Покажем силы в местах сопряжения роликов, снимающих движения с сателлитов, с дисками выходного звена (рис. 2).

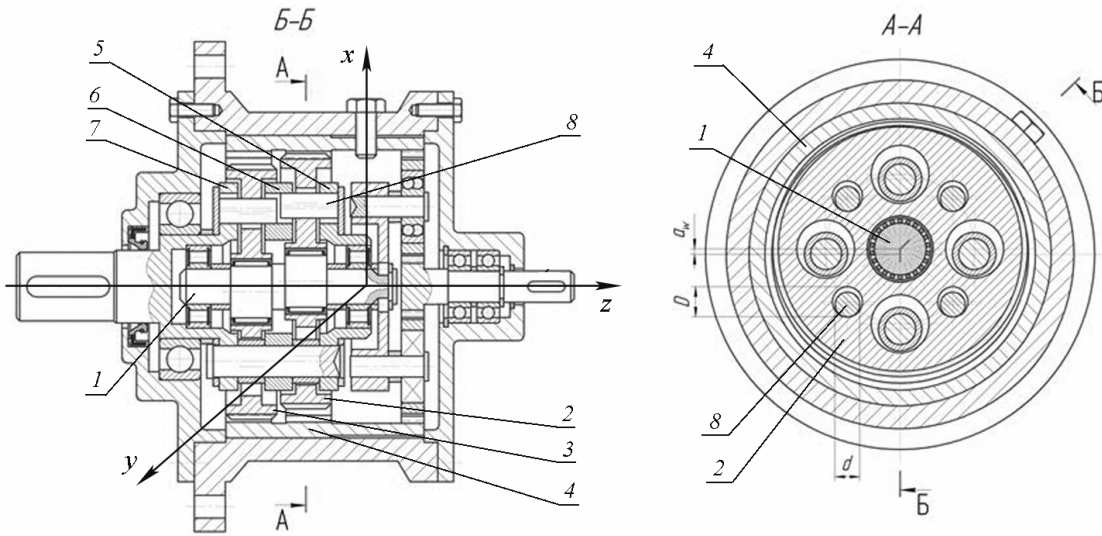


Рис. 1. Роликотрубчатый планетарный механизм типа *К-Н-V*: 1 – эксцентриковый вал; 2, 3 – сателлиты; 4 – неподвижное центральное колесо; 5, 6, 7 – диски, жестко соединенные между собой и с выходным валом; 8 – ролики, установленные свободно в отверстиях сателлитов и дисков

Fig. 1. Roller-gear type *K-H-V* planetary gear: 1 – eccentric shaft; 2, 3 – satellites gear; 4 – fixed center wheel; 5, 6, 7 – disks rigidly connected to each other and to the output shaft; 8 – rollers installed freely in the holes of the satellites gear and discs

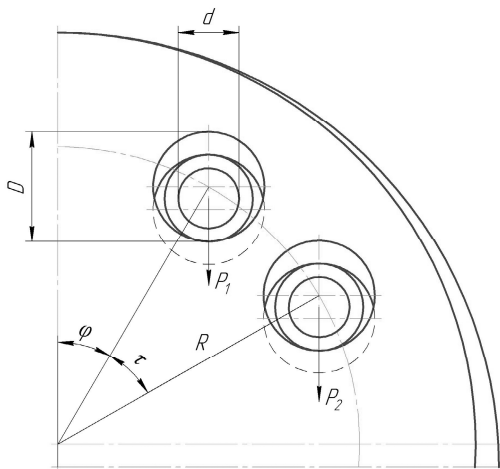


Рис. 2. Силы в зонах сопряжения роликов с сателлитом и выходным звеном

Fig. 2. Forces at the matching joints of the rollers with the satellite gear and the output link

Установим связь между силой P_j в местах контакта j -го ролика с сателлитом и характеристиками планетарного механизма [14]:

$$\left. \begin{aligned}
 P_1 &= 0,5bc\delta R \sin \varphi, \\
 &\dots\dots\dots, \\
 P_j &= 0,5bc\delta R \sin [\varphi + \tau(j-1)], \\
 &\dots\dots\dots, \\
 P_{n/2} &= 0,5bc\delta R \sin [\varphi + \tau(0,5n-1)], \\
 &\dots\dots\dots, \\
 \sum_{j=1}^{n/2} P_j R \sin [\varphi + \tau(j-1)] &= T,
 \end{aligned} \right\} (1)$$

где n – количество роликов одного сателлита передачи; δ – элементарный угол поворота са-

теллита, зависящий от общей деформацией взаимодействующих тел; $\tau = 2\pi/n$ – угловой шаг отверстий сателлита при условии их равномерного расположения по окружности радиуса R ; T – момент, передаваемый одним сателлитом передачи; φ – фаза взаимного размещения звеньев планетарного механизма ($0 \leq \varphi \leq \tau$); R – величина радиуса окружности центров отверстий сателлита; c – суммарная удельная жесткость взаимодействующих элементов (ролика, сателлита, дисков выходного звена); b – рабочая длина ролика в местах его сопряжения с сателлитом.

Зависимости (1) составлены для планетарного механизма с одинаковой погонной нагрузкой в местах взаимодействия ролика с сателлитом и дисками выходного звена при условии, что суммарная толщина дисков равняется длине ролика в месте контакта с сателлитом b . Данные условия будут самыми оптимальными с точки зрения равнопрочности отдельных звеньев и осевого размера механизма. Также принят во внимание тот факт, что в процессе эксплуатации механизма нагрузку воспринимает только половина роликов, другая половина работает на холостом ходу.

Запишем решение системы уравнений (1) в следующем виде:

$$P_j = \frac{T \sin[\varphi + \tau(j-1)]}{R \sum_{j=1}^{n/2} \sin^2[\varphi + \tau(j-1)]}. \quad (2)$$

На рисунках 3–5 показаны кривые зависимости (2) при $n=4$, $n=6$ и $n=8$, $F_j = P_j R / T$. Данные графики показывают, что при увеличении числа роликов нагрузка в местах взаимодействия звеньев механизма снижается. Это оказывает положительное влияние на способности передачи. При этом при возрастании числа роликов n с 6 до 8 максимальная нагрузка на передаточный механизм снижается на 33 %.

Неточности изготовления и сборки передачи могут привести к изменению взаимодействий между силами, оказывающими влияние на ролики и сопрягаемые с ними элементами механизма.

В плане распределения нагрузок наиболее неблагоприятными являются случаи, когда диаметр роликового элемента, воспринимающего наибольшую по значению нагрузку, больше на величину ΔD диаметров остальных роликов.

Тогда система уравнений (1) примет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= 0,5bc\delta R \sin \varphi, \\ &\dots\dots\dots, \\ P_j &= 0,5bc\delta R \sin[\varphi + \tau(j-1)], \\ &\dots\dots\dots, \\ P_{j_m} &= 0,5bc\delta R \sin[\varphi + \tau(j_m - 1)] + 0,5bc\Delta D, \\ &\dots\dots\dots, \\ P_{n/2} &= 0,5bc\delta R \sin[\varphi + \tau(0,5n - 1)], \\ &\dots\dots\dots, \\ T &= 0,5bc\delta R^2 \sum_{j=1}^{n/2} \sin^2[\varphi + \tau(j-1)] + \\ &+ 0,5bcR\Delta D \sin[\varphi + \tau(j_m - 1)], \end{aligned} \right\}$$

где P_{j_m} – сила, действующая на наиболее нагруженный ролик при заданном их числе n .

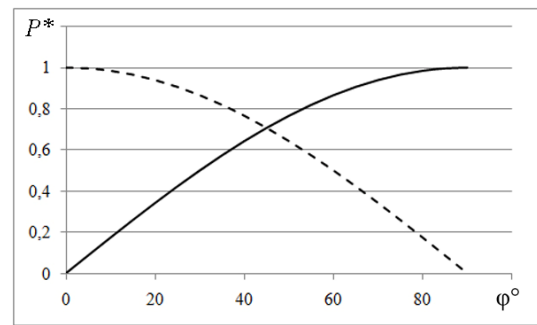


Рис. 3. Зависимость относительных сил в зонах сопряжения роликов и сателлита от фазы взаимного положения элементов передачи при $n=4$: ———— P_1^* ; - - - - P_2^*

Fig. 3. Dependence of relative forces in the matching joints of rollers and satellite gear from the phase of relative position of the transmission elements at $n=4$: ———— P_1^* ; - - - - P_2^*

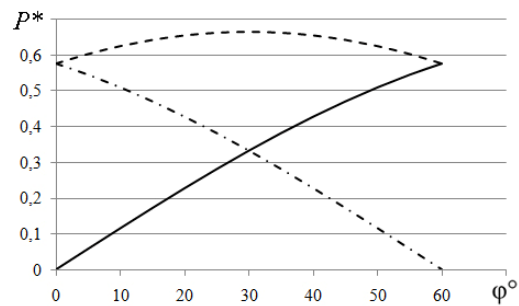


Рис. 4. Зависимость относительных сил в зонах сопряжения роликов и сателлита от фазы взаимного положения элементов передачи при $n=6$: ———— P_1^* ; - - - - P_2^* ; - · - · - · P_3^*

Fig. 4. Dependence of relative forces in the matching joints of rollers and satellite gear from the phase of relative position of the transmission elements at $n=6$: ———— P_1^* ; - - - - P_2^* ; - · - · - · P_3^*

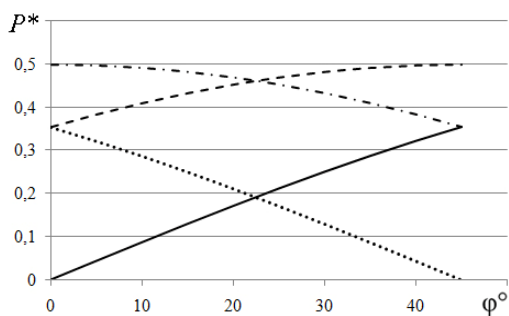


Рис. 5. Зависимость относительных сил в зонах сопряжения роликов и сателлита от фазы взаимного положения элементов передачи при $n=8$: — — — — — P_1^* ; - - - - - P_2^* ; - · - · - · - P_3^* ; ······ P_4^*

Fig. 5. Dependence of relative forces in the matching joints of rollers and satellite gear from the phase of relative position of the transmission elements at $n=8$: — — — — — P_1^* ; - - - - - P_2^* ; - · - · - · - P_3^* ; ······ P_4^*

Отсюда

$$F_m = P_m \frac{R}{T} = \Delta^* + \frac{1 - \Delta^* \sin[\varphi + \tau(j_m - 1)]}{\sum_{j=1}^{n/2} \sin^2[\varphi + \tau(j - 1)]} \sin[\varphi + \tau(j_m - 1)].$$

Здесь $\Delta^* = \frac{R\Delta Dbc}{2T}$; $C = \frac{C_H C_F}{C_H + C_F}$; C_H — контактная жесткость сопряжения ролик – сателлит

или ролик – диск ($C_H \cong E/4$ [15]); C_F — жесткость ролика в сопряжении, соответствующая половине его деформации эллиптизации,

$$C_F = \frac{[\ln(1 + h/r_b)]^3}{24(\pi/8 - 1/\pi) + \pi[\ln(1 + h/r_b)]^2};$$

h — толщина стенки ролика; r_b — внутренний радиус ролика.

Экспериментальное оборудование и проведение эксперимента

Для экспериментального исследования распределения нагрузки по роликам с учетом погрешностей изготовления планетарного механизма, использовалась установка, представленная на рисунке 6.

Используемая планетарная передача обладает следующими характеристиками: передаточное отношение $i=50$; число зубьев сателлита $z_g=100$; число зубьев неподвижного центрального колеса $z_b=102$; модуль зацепления $m=1,5$; внешний диаметр ролика $D=29,8$ мм; внутренний диаметр ролика $d=26,8$ мм; ширина ролика в зоне сопряжения $b=20$ мм; число роликов в одном сателлите $n=4$. Степень точности изготовления передачи 7-В.

На рисунке 7 представлен график распределения относительной нагрузки $\varphi = P_j/P_{m0}$ по четырем роликам (P_{m0} — максимальная теоретическая нагрузка на ролик при $\Delta^* = 0$).

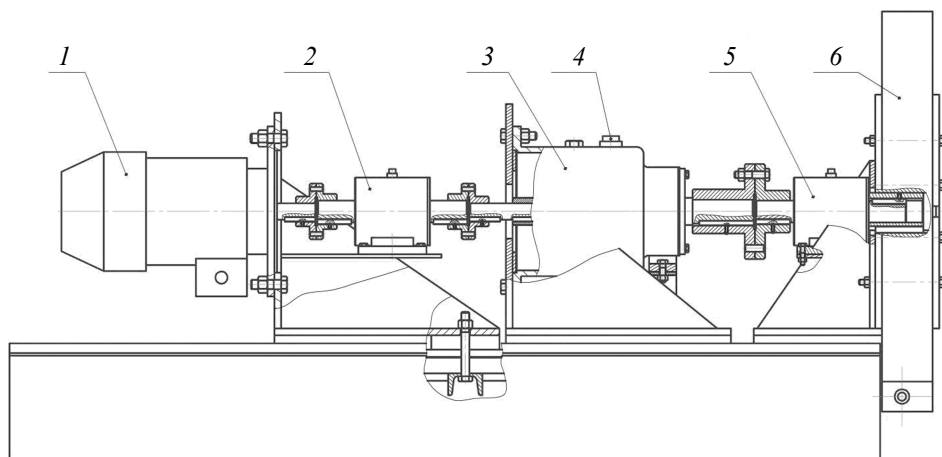


Рис. 6. Установка для испытания основных параметров исследуемой планетарной передачи K-H-V: 1 — электродвигатель асинхронный АИРМ90Л4У3; 2 — тензометрический датчик крутящего момента DACELL TRD-20K; 3 — образец передачи типа K-H-V с роликовым механизмом снятия движения с сателлитов; 4 — вибродатчик AP2038; 5 — тензометрический датчик крутящего момента DACELL TRD-50K; 6 — электромагнитный порошковый тормоз MEROBEL FRAT-3500

Fig. 6. Experimental plant for testing the main parameters of the investigated K-H-V planetary gear: 1 - asynchronous electric motor AIRM90L4U3; 2 - strain sensor of rotational moment DACELL TRD-20K; 3 - prototype of roller-gear type K-H-V planetary gear; 4 - vibration detector AP2038; 5 - strain sensor of rotational moment DACELL TRD-50K; 6 - magnetic powder brake MEROBEL FRAT-3500

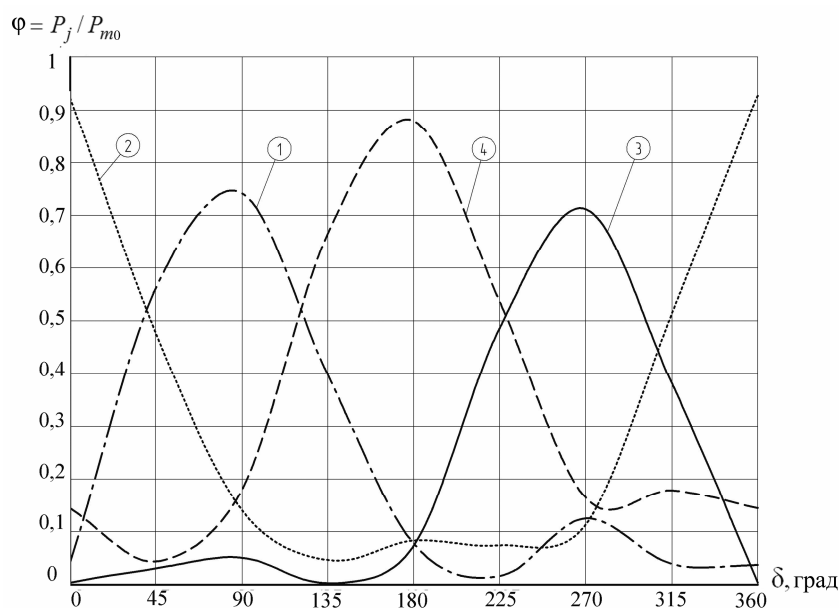


Рис. 7. Соотношение относительной нагрузки на ролики от фазы зацепления колес:
 - · - · - · - 1-й ролик; ······ - 2-й ролик; ———— - 3-й ролик; - - - - - 4-й ролик

Fig. 7. The ratio of the relative load on the rollers from the gearing phase of the wheels:
 - · - · - · - 1st roller; ······ - 2nd roller; ———— - 3rd roller; - - - - - 4th roller

Из приведенной выше зависимости видно, что при определенных значениях фазы взаимного положения элементов передачи нагрузку одновременно воспринимают не все ролики. Так, например, в фазе зацепления колес от 0 до 90° работают 2-й и 1-й ролики, от 90 до 180° – 1-й и 4-й, от 180 до 270° – 4-й и 3-й и от 270 до 360° – 3-й и 2-й. При этом максимальная нагрузка приходится последовательно на 2-й (0 и 360°), 1-й (90°), 4-й (180°) и 3-й (270°) ролики соответственно. Таким образом, при числе роликов, равном четырем, относительная нагрузка распределяется по роликам равномерно и половина из них работает на холостом ходу.

Выводы

В результате выполненных исследований можно сделать следующие выводы.

1. В передаче с роликовым механизмом снятия движения с сателлитов при возрастании числа роликов n с 6 до 8 максимальная нагрузка на сопрягаемые элементы передачи снижается на 33 %. При этом наиболее неблагоприятными в плане распределения нагрузок являются случаи, когда диаметр роликового элемента, воспринимающего наибольшую по значению нагрузку, больше на величину ΔD диаметров остальных роликов.

2. При числе роликов $n = 4$ коэффициент неравномерности распределения нагрузки по роликам, обусловленной погрешностями изготовления передачи, не превышает 1,14. Размеры

рабочих поверхностей роликов и отверстий сопрягаемых с ними деталей выполняются с допусками, соответствующими 6-7-му квалитетам.

Полученные зависимости позволяют установить нагрузку, действующую на ролики эффективной планетарной передачи, и с достаточно высокой степенью точности осуществить расчет ее на прочность.

Библиографические ссылки

1. Распределение нагрузки в зацеплениях колес рациональных конструкций планетарных передач и его влияние на технико-экономические показатели привода / Ф. И. Плеханов, Е. Ф. Вычужанина, И. А. Пушкарев, А. С. Сунцов // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2017. № 2. С. 29–35.
2. Plekhanov F.I., Pushkarev I.A., Pushkareva T.A. Dynamics and strength of planetary gear with elements of increased flexibility at transient modes. 2020 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 709 044034. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/709/4/044034>.
3. Plekhanov F., Goldfarb V. Rational designs of planetary transmission, geometry of gearing and strength parameters. *Mechanisms and Machine Science*, 2016, vol. 34, pp. 285-300. DOI: 10.1007/978-3-319-19740-1_13.
4. Plekhanov F.I. Influence of gear deformability in a planetary transmission on the load distribution in tooth engagement. *Russian engineering research*, 2015, vol. 35, no. 7, pp. 485-488. DOI: 10.3103/S1068798X17120164.
5. Plekhanov F., Pushkarev A., Pushkarev I. Influence of layout features and parameters of planetary gear

on its dynamics and strength characteristics. *Mechanisms and Machine Science*, 2018, vol. 51, pp. 481-494. DOI: 10.1007/978-3-319-60399-5.

6. Zhang A., Wei J., Qin D., Qin D. Analytical coupling characterization of multi-stage planetary gear free vibration considering flexible structure. *Journal of Vibroengineering*, 2017, vol. 19, is. 6. DOI: 10.21595/jve.2017.17767.

7. Zhou W., Zuo Y., Zheng M. Analysis and Optimization of the Vibration and Noise of a Double Planetary Gear Power Coupling Mechanism. *Shock and Vibration*, 2018. DOI: 10.1155/2018/9048695.

8. Shao Y. The relationship between the engaging force of planetary gear train and the position correlated modal properties. *The Journal of Engineering*, 2019. DOI: 10.1049/joe.2018.8964.

9. Plekhanov F., Suntsov A., Molchanov S. Influence of planetary-gear structure on the load distribution. *Russian Engineering Research*, 2017, vol. 37, no. 12, pp. 1028-1032. DOI: 10.3103/S1068798X17120164.

10. Экспериментальное исследование динамических реакций в планетарных передачах с роликовым механизмом передачи момента / И. А. Пушкарев, Л. П. Перминов, И. В. Кузнецов, А. Э. Пушкарев // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2019. Т. 22, № 3. С. 26–32.

11. Сасковец К. В., Капитонов А. В., Лебедев М. В. Новые конструкции и методы оценки точности планетарных радиально-плунжерных передач // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П. О. Сухого. 2019. № 1 (76). С. 3–9.

12. Егоров О. В., Блинов Д. С., Носов А. С. Разработка беззазорной планетарной роликовинтовой передачи высокой точности // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2018. № 5. С. 192–205.

13. Горгоц К. Г. Экспериментальное исследование распределения нагрузки между сателлитами в планетарных передачах типа 2К-Н с фиксированными центральными зубчатыми колёсами // Научно-технический вестник Поволжья. 2018. № 11. С. 122–125.

14. Овсянников А. В., Перминов Л. П., Главатских Г. Н. Исследование напряженно-деформированного состояния зубчато-роликовой передачи // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2016. Т. 19, № 3. С. 18–20.

15. Plekhanov F., Goldfarb V., Vychuzhanina E. Load distribution in meshing of planetary gearwheels and its influence on the technical and economic performance of the mechanism. *Mechanisms and Machine Science*, 2018, vol. 51, pp. 117-137. DOI: 10.1007/978-3-319-60399-5.

References

1. Plekhanov F.I., Vychuzhanina E.F., Pushkarev I.A., Suntsov A.S. [Distribution of the load in the gearing of the wheels of rational designs of planetary gears and its influence on the technical and economic indicators of the drive]. *Vestnik IzhGTU imeni M. T. Kalashnikova*, 2017, no. 2, pp. 29-35 (in Russ.).

2. Plekhanov F.I., Pushkarev I.A., Pushkareva T.A. Dynamics and strength of planetary gear with elements of increased flexibility at transient modes. 2020 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 709 044034. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/709/4/044034>.

3. Plekhanov F., Goldfarb V. Rational designs of planetary transmission, geometry of gearing and strength parameters. *Mechanisms and Machine Science*, 2016, vol. 34, pp. 285-300. DOI: 10.1007/978-3-319-19740-1_13.

4. Plekhanov F.I. Influence of gear deformability in a planetary transmission on the load distribution in tooth engagement. *Russian engineering research*, 2015, vol. 35, no. 7, pp. 485-488. DOI: 10.3103/S1068798X17120164.

5. Plekhanov F., Pushkarev A., Pushkarev I. Influence of layout features and parameters of planetary gear on its dynamics and strength characteristics. *Mechanisms and Machine Science*, 2018, vol. 51, pp. 481-494. DOI: 10.1007/978-3-319-60399-5.

6. Zhang A., Wei J., Qin D., Qin D. Analytical coupling characterization of multi-stage planetary gear free vibration considering flexible structure. *Journal of Vibroengineering*, 2017, vol. 19, is. 6. DOI: 10.21595/jve.2017.17767.

7. Zhou W., Zuo Y., Zheng M. Analysis and Optimization of the Vibration and Noise of a Double Planetary Gear Power Coupling Mechanism. *Shock and Vibration*, 2018. DOI: 10.1155/2018/9048695.

8. Shao Y. The relationship between the engaging force of planetary gear train and the position correlated modal properties. *The Journal of Engineering*, 2019. DOI: 10.1049/joe.2018.8964.

9. Plekhanov F., Suntsov A., Molchanov S. Influence of planetary-gear structure on the load distribution. *Russian Engineering Research*, 2017, vol. 37, no. 12, pp. 1028-1032. DOI: 10.3103/S1068798X17120164.

10. Pushkarev I.A., Perminov L.P., Kuznetsov I.V., Pushkarev A.E. [Experimental study of dynamic reactions in planetary gears with a roller mechanism for transferring torque]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2019, vol. 22, no. 3, pp. 26-32 (in Russ.).

11. Saskovets K.V., Kapitonov A.V., Lebedev M.V. [New designs and methods for assessing the accuracy of planetary radial-plunger gears]. *Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. P.O. Sukhogo*, 2019, no. 1, pp. 3-9 (in Russ.).

12. Egorov O.V., Blinov D.S., Nosov A.S. [Development of clearance-free planetary roller screw with high precision]. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2018, no. 5, pp. 192-205 (in Russ.).

13. Gorgots K.G. [Experimental research of the distribution of the load between the satellites in planetary gears of the 2k-n type with fixed central gear wheels]. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Povolzh'ya*, 2018, no. 11, pp. 122-125 (in Russ.).

14. Ovsyannikov A.V., Perminov L.P., Glavatskikh G.N. [Investigation of the stress-strain state of the gear-roller transmission]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2016, vol. 19, no. 3, pp 18-20 (in Russ.).

15. Plekhanov F., Goldfarb V., Vychuzhanina E. Load distribution in meshing of planetary gearwheels and its influence on the technical and economic performance of the mechanism. *Mechanisms and Machine Science*, 2018, vol. 51, pp. 117-137. DOI: 10.1007 / 978-3-319-60399-5.

Research of Load Distribution on Rollers of the *K-H-V* Planetary Gear

I.A. Pushkarev, Post-graduate, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

A.V. Ovsyannikov, PhD in Engineering, Glazov Institute of Engineering and Economics (branch) of Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Glazov, Russia

The results of an experimental research of the load distribution on rollers are given, taking into account the manufacturing error of the K-H-V planetary gear.

According to the classification by V.N. Kudryavtsev, K-H-V planetary gears have many advantages over their analogues, but their use is reduced due to the presence of a torque transmission mechanism. The design of a planetary gear set with a roller mechanism for transmission of torque is simpler than with a link mechanism and has a higher efficiency. However, despite all the advantages of planetary roller gear, it is not well represented in published studies.

One should take into account that during the operation of the K-H-V planetary gear with a roller mechanism for transferring torque, only half of the rollers take the load, the other half is idling. At the same time, with an increase in the number of rollers, the maximum load on the transmission mechanism can be reduced. Also, with a certain number of rollers, the coefficient of uneven distribution of the load in the gear meshing is reduced.

Errors in the manufacture and assembly of the gear can lead to a change in the ratio between the forces that affect the rollers and the elements of the mechanism mating with them. Therefore, the analytical dependences took into account the most unfavorable cases in relation to the distribution of loads.

A description of the experimental setup connected with a personal computer is given. The installation provides the ability to change the angular speed of the electric motor shaft, to take and process the readings of the load cells using the appropriate software package.

The influence of the number of rollers on the load at points of mating of the links of the mechanism was investigated and the most optimal conditions were determined from the point of view of the equal strength of individual links and the axial size of the mechanism.

The obtained dependencies make it possible to establish the load acting on the rollers of an effective planetary gear, and calculate its strength with a sufficiently high degree of accuracy.

Keywords: planetary gear, roller, mechanism, unbalance factor.

Получено 27.01.2021

Образец цитирования

Пушкарев И. А., Овсянников А. В. Исследование распределения нагрузки по роликам планетарной передачи типа *K-H-V* // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2021. Т. 24, № 1. С. 31–37. DOI: 10.22213/2413-1172-2021-1-31-37.

For Citation

Pushkarev I.A., Ovsyannikov A.V. [Research of Load Distribution on Rollers of the *K-H-V* Planetary Gear]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2021, vol. 24, no. 1, pp. 31-37 (in Russ.). DOI: 10.22213/2413-1172-2021-1-31-37.