

УДК 621.833.6

Исследование напряженно-деформированного состояния оси сателлита многопоточной планетарной передачи

Ф.И. Плеханов¹, А.В. Овсянников², Е.Ф. Вычужанина¹

¹ ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова»

² Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова»

Study of the stressed-deformed state of the axis of satellite of multi-threaded planetary transmission

F.I. Plekhanov¹, A.V. Ovsyannikov², E.F. Vychuzhanina¹

¹ Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education — Kalashnikov Izhevsk State Technical University

² Glazov Institute of Engineering and Economics, Branch of Izhevsk State Technical University named after M.T. Kalashnikov

Планетарные передачи в многопоточном (многосателлитном) исполнении обладают высокой нагрузочной способностью. Однако неизбежные погрешности их изготовления приводят к неравномерному распределению нагрузки в зацеплениях колес. Деформация элементов планетарной передачи (особенно оси сателлита) способствует выравниванию нагрузки, но при неблагоприятных значениях параметров передачи может привести к появлению недопустимо больших напряжений и выходу из строя оси и сопрягаемых с ней деталей. В связи с этим важно установить влияние деформации оси сателлита на распределение нагрузки и напряжений в зонах ее сопряжения со щекой водила и кольцом подшипника. Приведены результаты исследования напряженно-деформированного состояния оси сателлита планетарной передачи с учетом податливости сопрягаемых с ней элементов (щеки водила и кольца подшипника). Рассмотрена многосателлитная конструкция планетарной передачи, в которой водило выполнено в виде двух щек, жестко соединенных между собой перемычками. Задача о напряженно-деформированном состоянии решена с помощью дифференциальных уравнений изогнутой оси сателлита, представленной в виде балки на упругом основании. Полученные выражения и выполненные по ним расчеты позволяют определить коэффициенты неравномерности распределения нагрузки и напряжений в зонах сопряжения оси сателлита с элементами планетарной передачи и спроектировать ее рационально.

EDN: EXXEAN, <https://elibrary/exxeah>

Ключевые слова: многопоточная планетарная передача, деформация оси сателлита, распределение нагрузки и напряжений

Planetary gears with their multi-threaded (multi-satellite) design have a high load capacity. However, unavoidable errors in their manufacture lead to uneven load distribution in wheel gearings. Deformation of the elements of the planetary mechanism (especially the axis of the satellite) contributes to load balancing, but at unfavorable values of the transmission parameters, it can lead to the appearance of unacceptably high stresses and failure of the axis and parts mated with it. In this regard, it is important to establish the effect of deformation of the satellite axis on the distribution of load and stress in the areas of its mating with the jaw of the carrier and with the bearing. The article presents the results of the study of the stress-strain state of the axis of the planetary gear satellite, taking into account the compliance of

the elements mating with it (the jaw of the carrier and the bearing ring). Multisatellite structure is considered, in which carrier is arranged in the form of two cheeks, which are rigidly connected to each other with jumpers. The solution of the problem of stress-strain state was carried out using differential equations of the curved axis of the satellite, presented in the form of a beam on an elastic base. The obtained dependences and calculations made on them make it possible to determine coefficients of non-uniformity of distribution of load and stresses in areas of coupling of the axis of the satellite with elements of the planetary mechanism and to rationally design the gear.

EDN: EXXEAH, <https://elibrary/exxeah>

Keywords: multi-threaded planetary transmission, satellite axis deformation, load distribution and stress

Зубчатые планетарные передачи нашли широко применение в технике, особенно там, где необходимы хорошие массогабаритные характеристики при высокой нагрузочной способности [1–4]. Наибольшее распространение получили многопоточные (многоспутитные) планетарные передачи (МППП, рис. 1), обеспечивающие высокую нагрузочную способность привода при заданных массе и габаритных размерах [5–9]. Водило и оси спутников являются важнейшими деталями МППП, влияющими на распределение нагрузки в зацеплениях колес, на ее прочность и жесткость [10–13].

Деформативность оси зависит от размеров как МППП, так и сопрягаемых с ней элементов, оказывающих влияние на такие технико-экономические показатели привода, как нагрузочная способность и массогабаритные характеристики. По результатам расчета [14, 15] установлено, что увеличение относительной длины оси спутника способствует выравнива-

нию нагрузки по потокам мощности МППП. В то же время это ведет к снижению ее изгибной прочности.

Цель работы — исследование напряженно-деформированного состояния оси спутника, позволяющее с высокой степенью точности выполнить расчет МППП и ее элементов на прочность и жесткость и обеспечить его наилучшие массогабаритные характеристики при заданной нагрузочной способности.

Погонные нагрузки в зонах контакта оси спутника со щекой водила $\omega(z)$ и кольцом подшипника $q(x)$ (рассматриваемая ПП содержит сферические подшипники спутников, что позволяет избавиться от неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев колес) определяются уравнениями [14]

$$\omega(z) = [\eta - y(z)]C_{H1}; \quad q(x) = [\delta + y(x)]C_{H2},$$

где η и δ — постоянные; y — деформация оси в зонах ее контакта с элементами МППП (рис. 2); C_{H1} и C_{H2} — контактные жесткости сопряжения оси спутника со щекой водила и кольцом подшипника.

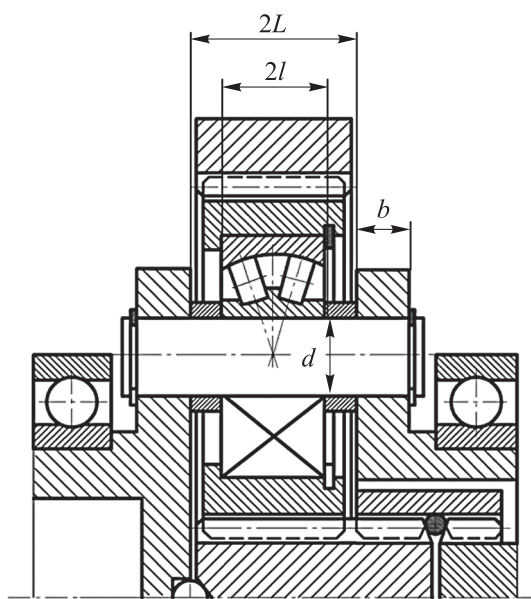


Рис. 1. Схема МППП с жестким водилом

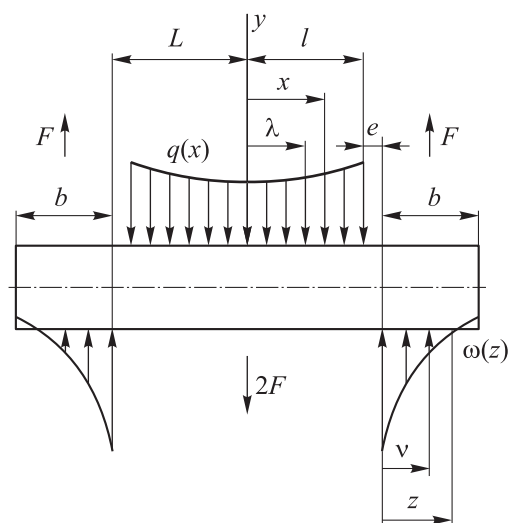


Рис. 2. Схема нагружения оси спутника МППП

Найденная экспериментальным путем контактная жесткость сопряжения оси сателлита со щекой водила (плотная посадка) $C_{H1} \cong E/1,2$, контактная жесткость сопряжения оси с кольцом подшипника (скользящая посадка) $C_{H2} \cong E/2$ [14, 15], где E — модуль упругости первого рода.

Ось в месте сопряжения с элементом МППП представляет собой балку на упругом основании. Тогда, используя соответствующие уравнения сопротивления материалов, уравнение связи деформации оси с действующими на нее силовыми факторами можно записать в следующем виде:

$$y''(z) = -\frac{\omega''(z)}{C_{H1}} = \frac{M(z)}{IE} - 1,1 \frac{\omega(z)}{SG}; \quad (1)$$

$$y''(x) = \frac{q''(x)}{C_{H2}} = \frac{M(x)}{IE} + 1,1 \frac{q(x)}{SG}, \quad (2)$$

где $M(z)$ и $M(x)$ — моменты изгиба оси в сечении с координатами z и x ; I — осевой момент инерции сечения оси, $I = \pi d^4/64$ (d — диаметр оси); S — площадь поперечного сечения оси, $S = \pi d^2/4$; G — модуль упругости второго рода.

Моменты изгиба оси в сечении с координатами z и x имеют вид

$$M(z) = \int_0^z \omega(v)(z-v)dv + M - \int_0^l q(x)(l-x)dx - F(z+L-l);$$

$$M(x) = M - \int_0^x q(\lambda)(x-\lambda)d\lambda,$$

где v и λ — промежуточные координаты на участках щеки водила и кольца подшипника (см. рис. 2); l — половина ширины кольца подшипника (см. рис. 2); L — половина длины пролета между щеками водила (см. рис. 2); M — момент изгиба в средней части оси (см. рис. 2); F — половина силы, действующей на ось сателлита.

Дифференцируя дважды уравнения (1) и (2), получаем

$$\omega^{IV}(z) - 1,1 C_{H1} \frac{\omega''(z)}{SG} + C_{H1} \frac{\omega(z)}{IE} = 0; \quad (3)$$

$$q^{IV}(x) - 1,1 C_{H2} \frac{q''(x)}{SG} + C_{H2} \frac{q(x)}{IE} = 0. \quad (4)$$

Решение уравнений (3) и (4) с учетом характера изменения нагрузки в зоне сопряжения оси с кольцом подшипника имеет следующий вид:

$$\omega(z) = C_1 \sinh(\gamma_1 z) \sin(\beta_1 z) + C_2 \sinh(\gamma_1 z) \cos(\beta_1 z) + C_3 \cosh(\gamma_1 z) \sin(\beta_1 z) + C_4 \cosh(\gamma_1 z) \cos(\beta_1 z); \quad (5)$$

$$q(x) = C_5 \sinh(\gamma_2 x) \sin(\beta_2 x) + C_6 \cosh(\gamma_2 x) \cos(\beta_2 x), \quad (6)$$

где $C_1 - C_6$ — постоянные;

$$\gamma_1 = \sqrt[4]{\frac{C_{H1}}{IE}} \cos \left[0,5a \cos \left(1,1 \frac{\sqrt{IE C_{H1}}}{2GS} \right) \right];$$

$$\beta_1 = \sqrt[4]{\frac{C_{H1}}{IE}} \sin \left[0,5a \cos \left(1,1 \frac{\sqrt{IE C_{H1}}}{2GS} \right) \right];$$

$$\gamma_2 = \sqrt[4]{\frac{C_{H2}}{IE}} \cos \left[0,5a \cos \left(1,1 \frac{\sqrt{IE C_{H2}}}{2GS} \right) \right];$$

$$\beta_2 = \sqrt[4]{\frac{C_{H2}}{IE}} \sin \left[0,5a \cos \left(1,1 \frac{\sqrt{IE C_{H2}}}{2GS} \right) \right].$$

Постоянные $C_1 - C_6$ определяются из уравнений статики и граничных условий:

$$\bullet \int_0^l q(x)dx = ql = F; \quad \int_0^b \omega(z)dz = \omega b = F;$$

• при $z = b$ $M(z = b) = 0$ и в соответствии с уравнением изогнутой оси

$$\omega''(b) = 1,1 \frac{C_{H1} \omega(b)}{SG};$$

• при $z = 0$

$$M(z = 0) = \int_0^b \omega(z)zdz = IE \left[1,1 \frac{\omega(0)}{SG} - \frac{\omega''(0)}{C_{H1}} \right];$$

• при $x = 0$

$$M(x = 0) = IE \left[\frac{q''(0)}{C_{H2}} - 1,1 \frac{q(0)}{SG} \right] = F(e+l) + M(z=0) - \int_0^l q(x)x dx;$$

• при $z = 0$ и $x = l$ моменты изгиба на участках связаны соотношением

$$M(x = l) = IE \left[\frac{q''(l)}{C_{H2}} - 1,1 \frac{q(l)}{SG} \right] = Fe + M(z = 0),$$

где ω и q — средние значения погонной нагрузки; b — толщина щеки водила; e — размер участка (см. рис. 1 и 2).

Приведенные уравнения позволяют определить погонную нагрузку в зонах сопряжения оси сателлита со щекой водила и кольцом сферического подшипника, а также деформацию оси под действием приложенной к сателлиту

силы, что важно для расчета МППП на прочность и жесткость.

Графические зависимости относительных погонных нагрузок $Q(X) = q(X)/q$ и $W(Z) = \omega(Z)/\omega$ от координат $X = x/l$ и $Z = z/b$ при относительной толщине щеки водила $b/d = 0,6$, относительного размера половины ширины кольца подшипника $l/d = 0,5$ и относительной длине пролета между щеками водила $L/l = 1,5$ приведены на рис. 3. Графические зависимости коэффициента неравномерности распределения нагрузки $k_\omega = \omega_{\max}/\omega$ в зоне сопряжения оси сателлита и щеки водила от их параметров показаны на рис. 4.

Согласно результатам расчета, коэффициент неравномерности распределения нагрузки в зоне сопряжения оси сателлита с кольцом сфе-

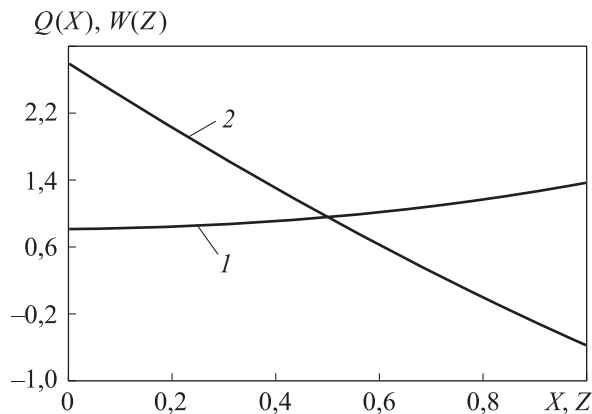


Рис. 3. Зависимости погонных нагрузок $Q(X)$ и $W(Z)$ от координат X (1) и Z (2) при относительных параметрах $b/d = 0,6$, $l/d = 0,5$ и $L/l = 1,5$

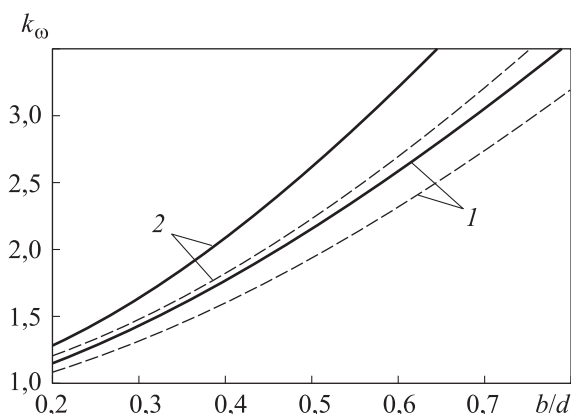


Рис. 4. Зависимости коэффициента неравномерности распределения нагрузки k_ω от относительной толщины щеки водила b/d при относительном размере половины ширины кольца подшипника $l/d = 0,3$ (1) и (2) и относительной длине пролета между щеками водила $L/l = 1,5$ (—) и $2,0$ (---)

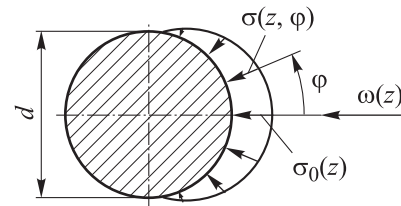


Рис. 5. Схема распределения нормальных напряжений сжатия в сечении оси сателлита

рического подшипника $k_q = q_{\max}/q$ почти не зависит от толщины щеки водила и не превышает 1,4, а коэффициент k_ω изменяется в широких пределах. Причем в большинстве случаев максимальная погонная нагрузка возникает в зоне сопряжения оси со щекой водила. На этом же участке максимальны и контактные напряжения.

Для расчета сопрягаемых элементов на контактную прочность запишем уравнение распределения нормальных напряжений по дуге окружности сечения оси в зоне сопряжения (рис. 5)

$$\sigma(z, \varphi) = \sigma_0(z) \cos \varphi.$$

В сечении оси с максимальной погонной нагрузкой (при $z = 0$) $\sigma(z = 0, \varphi = 0) = \sigma_{\max}$. Тогда уравнение связи указанной нагрузки в зоне сопряжения оси со щекой водила $\omega_{\max}$ и максимального нормального напряжения $\sigma_{\max}$ принимает вид

$$\omega_{\max} = d \int_0^{\pi/2} \sigma_{\max} (\cos \varphi)^2 d\varphi. \quad (7)$$

В соответствии с выражением (7) максимальные силовые факторы связаны с механической характеристикой материала щеки водила соотношением

$$\sigma_{\max} = 4\omega_{\max}/\pi d \leq \sigma_T/n_T, \quad (8)$$

где σ_T — предел текучести материала щеки водила; n_T — коэффициент запаса прочности при расчете сопряжения на смятие.

Максимальная погонная нагрузка в зоне контакта оси со щекой водила

$$\omega_{\max} = k_\omega F/b.$$

Тогда уравнение (8) приобретает вид

$$\frac{Fk_\omega}{b} \leq \frac{\pi d \sigma_T}{4n_T}. \quad (9)$$

Выражение (9) позволяет найти рациональную толщину щеки водила при заданном диа-

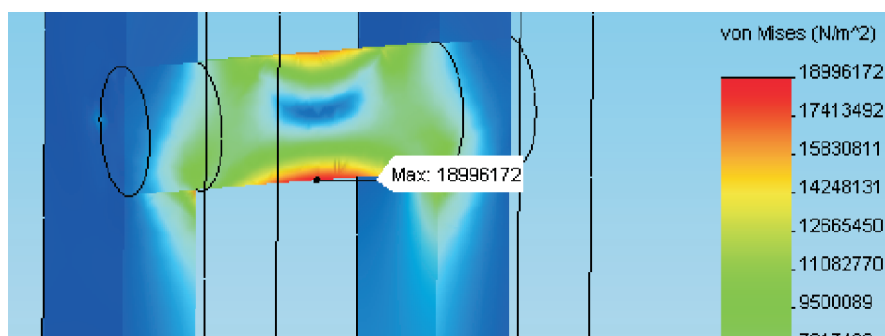


Рис. 6. Трехмерная модель напряженно-деформированного состояния оси сателлита и щек водила при $d = 15$ мм, $l/d = 0,5$, $b/d = 0,6$, $L/l = 2$ и $F = 500$ Н

метре оси сателлита и соответствующем отношению b/d значению коэффициента неравномерности k_ω .

Для расчета оси сателлита на прочность под действием изгибающего момента указанный силовой фактор определяется в соответствии с действующей погонной нагрузкой на участках сопряжения, вычисляемой по уравнениям (5) и (6). Тогда максимальный момент в ее среднем сечении

$$M(x=0) = FL + \int_0^b \omega(z)zdz - \int_0^l q(x)xdx,$$

а максимальный момент в месте сопряжения оси со щекой водила

$$M(z=0) = \int_0^b \omega(z)zdz.$$

Соответствующие им напряжения изгиба оси определяются по известной формуле сопротивления материалов

$$\sigma_{F\max} = 32M_{\max}/(\pi d^3).$$

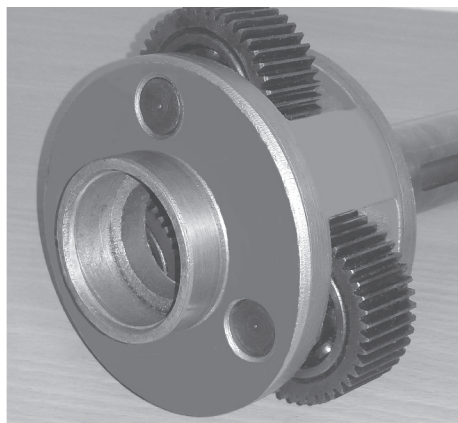


Рис. 7. Внешний вид жесткого водила в сборе с сателлитами МППП

Как показывают расчеты, напряжение изгиба оси в зоне ее сопряжения со щекой водила, является незначительным и не оказывает существенного влияния на прочность. В зоне сопряжения с кольцом подшипника, наоборот, преобладают напряжения изгиба.

Смещение сателлита под действием приложенных к нему сил, необходимое для вычисления коэффициента неравномерности распределения нагрузки по потокам мощности, определяется как сумма контактных перемещений в зонах сопряжения тел (при $z = 0$ и $x = l$) и прогиба оси под действием изгибающего момента и поперечной силы на участке длиной e^* (см. рис. 2).

Трехмерная модель напряженно-деформированного состояния оси сателлита и щек водила при сравнительно большой длине оси (что имеет место при ограниченном радиальном размере ПП) приведена на рис. 6. Анализ результатов моделирования подтверждает правильность приведенных теоретических положений. Отклонение максимального напряжения, рассчитанного предложенным методом (18,2 МПа), не превышает 5 %.

Внешний вид жесткого водила в сборе с сателлитами МППП, спроектированной с учетом выведенных выражений, показан на рис. 7.

Выводы

1. В МППП с водилом, содержащим две жестко соединенные между собой щеки, деформация оси сателлита приводит к существенной неравномерности распределения нагрузки и напряжений в зонах ее сопряжения с элементами механизма, что следует учитывать при его проектировании.

2. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине участка сопряжения

оси сателлита с кольцом сферического подшипника почти не зависит от толщины щеки водила, но возрастает с ростом ширины кольца и длины пролета между щеками (при отношении ширины кольца $2l$ к диаметру оси d , не превышающем единицы, и длине пролета между щеками водила $2L \leq 3l$ коэффициент неравномерности $k_q \leq 1,4$).

3. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине участка сопряжения оси со щекой водила увеличивается с ростом ее толщины и ширины кольца подшипника (при относительной ширине кольца, не превышающей единицы, $2L \leq 3l$ и относительной толщине щеки водила $b/d \leq 0,4$ коэффициент неравномерности $k_\omega \leq 1,8$).

Литература

- [1] Drewniak I., Koppek I., Zawislak S. Kinematical and efficiency analysis of planetary gear trains by means of various graph-based approaches. In: Theory and practice of gearing and transmissions. *Springer*, 2016, pp. 263–284, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-319-19740-1_12
- [2] Sondkar P., Kahraman A. A dynamic model of a double-helical planetary gear set. *Mech. Mach. Theory*, 2013, vol. 70, pp. 157–174, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.07.005>
- [3] Тимофеев Г.А., Панюхин В.В., Сащенко Д.В. Исследование самотормозящихся планетарных передач с одновенцовыми сателлитами. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2020, № 4, с. 44–50, doi: <https://doi.org/10.31857/S0235711920040148>
- [4] Kahraman A., Ding H. A methodology to predict surface wear of planetary gears under dynamic conditions. *Mech. Based Des. Struct. Mach.*, 2010, vol. 38, no. 4, pp. 493–515, doi: <https://doi.org/10.1080/15397734.2010.501312>
- [5] Сидоров П.Г., Пашин А.А., Плясов А.В. Многопоточные зубчатые передачи: структура, образование, кинематические и силовые взаимосвязи, классификация и перспективы применения. *Приводная техника*, 2010, № 4, с. 25–30.
- [6] Грабский А.А., Плеханов Ф.И., Грабская Е.П. и др. Обоснование стратегии совершенствования конструкции и параметров многосателлитной планетарной передачи горной машин. *Горный журнал*, 2022, № 3, с. 54–57, doi: <https://doi.org/10.17580/gzh.2022.03.08>
- [7] Inalpolat M., Kahraman A. A theoretical and experimental investigation of modulation sidebands of planetary gear sets. *J. Sound Vib.*, 2009, vol. 323, no. 3–5, pp. 677–696, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2009.01.004>
- [8] Плеханов Ф.И., Овсянников А.В., Сунцов А.С. и др. Многосателлитная планетарная передача. Патент РФ 2799777. Заявл. 27.03.2023, опубл. 11.07.2023.
- [9] Гончаров Ю.А., Баранова И.А. Рациональное проектирование планетарных передач. *Вестник машиностроения*, 2019, № 7, с. 3–7.
- [10] Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н., Гинзбург Е.Г. *Планетарные передачи*. Ленинград, Машиностроение, 1977. 536 с.
- [11] Plekhanov F.I., Goldfarb V.I., Vychuzhanina E.F. Load distribution in meshing of planetary gearwheels and its influence on the technical and economic performance of the mechanism. In: Advanced gear engineering. *Springer*, 2018, pp. 117–137, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-319-60399-5_6
- [12] Дворников Л.Т., Жуков И.А. Обоснования начал единой теории планетарных передач. *Вестник машиностроения*, 2022, № 3, с. 3–9.
- [13] Boguski B., Kahraman A., Nishino T. A new method to measure planet load sharing and sun gear radial orbit of planetary gear sets. *J. Mech. Des.*, 2012, vol. 134, no. 7, art. 071002, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4006827>
- [14] Плеханов Ф.И., Вычужанина Е.Ф. Исследование податливости элементов рациональной конструкции многосателлитной планетарной передачи и ее влияния на распределение нагрузки по потокам мощности. *Вестник машиностроения*, 2020, № 11, с. 3–7, doi: <https://doi.org/10.36652/0042-4633-2020-11-3-7>
- [15] Plekhanov F.I., Molchanov S.M., Suntsov A.S. Study of Influence of element deformation and manufacturing errors of an epicyclic gear train on the load distribution among satellites. *Russ. Engin. Res.*, 2024, vol. 44, no. 4, pp. 493–497, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X24700643>

References

- [1] Drewniak I., Kopek I., Zawislak S. Kinematical and efficiency analysis of planetary gear trains by means of various graph-based approaches. In: Theory and practice of gearing and transmissions. *Springer*, 2016, pp. 263–284, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-319-19740-1_12
- [2] Sondkar P., Kahraman A. A dynamic model of a double-helical planetary gear set. *Mech. Mach. Theory*, 2013, vol. 70, pp. 157–174, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.07.005>
- [3] Timofeev G.A., Panyukhin V.V., Sashchenko D.V. Studying self-braking planetary gears with single-crown satellites. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2020, no. 4, pp. 44–50, doi: <https://doi.org/10.31857/S0235711920040148> (in Russ.). (Eng. version: *J. Mach. Manuf. Reliab.*, 2020, vol. 49, no. 4, pp. 308–313, doi: <https://doi.org/10.3103/S1052618820040147>)
- [4] Kahraman A., Ding H. A methodology to predict surface wear of planetary gears under dynamic conditions. *Mech. Based Des. Struct. Mach.*, 2010, vol. 38, no. 4, pp. 493–515, doi: <https://doi.org/10.1080/15397734.2010.501312>
- [5] Sidorov P.G., Pashin A.A., Plyasov A.V. Multi-threaded gears: structure, education, kinematic and force relationships, classification and application prospects. *Privodnaya tekhnika*, 2010, no. 4, pp. 25–30. (In Russ.).
- [6] Grabskiy A.A., Plekhanov F.I., Grabskaya E.P. et al. Strategy of structural and parametric improvement of multisatellite planetary gears in mining machines. *Gornyy zhurnal*, 2022, no. 3, pp. 54–57, doi: <https://doi.org/10.17580/gzh.2022.03.08> (in Russ.).
- [7] Inalpolat M., Kahraman A. A theoretical and experimental investigation of modulation sidebands of planetary gear sets. *J. Sound Vib.*, 2009, vol. 323, no. 3–5, pp. 677–696, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2009.01.004>
- [8] Plekhanov F.I., Ovsyannikov A.V., Suntsov A.S. et al. *Mnogosatellitnaya planetarnaya peredacha* [Multi-satellite planetary gear]. Patent RU 2799777. Appl. 27.03.2023, publ. 11.07.2023. (In Russ.).
- [9] Goncharov Yu.A., Baranova I.A. Rational design of planetary gears. *Vestnik mashinostroeniya*, 2019, no. 7, pp. 3–7. (In Russ.).
- [10] Kudryavtsev V.N., Kiryashev Yu.N., Ginzburg E.G. *Planetarnye peredachi* [Planetary gears]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1977. 536 p. (In Russ.).
- [11] Plekhanov F.I., Goldfarb V.I., Vychuzhanina E.F. Load distribution in meshing of planetary gearwheels and its influence on the technical and economic performance of the mechanism. In: Advanced gear engineering. *Springer*, 2018, pp. 117–137, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-319-60399-5_6
- [12] Dvornikov L.T., Zhukov I.A. Fundamentals of a unified theory of planetary gears. *Vestnik mashinostroeniya*, 2022, no. 3, pp. 3–9. (In Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2022, vol. 42, no. 6, pp. 541–547, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X22060090>)
- [13] Boguski B., Kahraman A., Nishino T. A new method to measure planet load sharing and sun gear radial orbit of planetary gear sets. *J. Mech. Des.*, 2012, vol. 134, no. 7, art. 071002, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4006827>
- [14] Plekhanov F.I., Vychuzhanina E.F. Research of the flexibility of elements of a rational design of a multi-satellite planetary gear and its influence on the distribution of load over power flows. *Vestnik mashinostroeniya*, 2020, no. 11, pp. 3–7, doi: <https://doi.org/10.36652/0042-4633-2020-11-3-7> (in Russ.).
- [15] Plekhanov F.I., Molchanov S.M., Suntsov A.S. Study of Influence of element deformation and manufacturing errors of an epicyclic gear train on the load distribution among satellites. *Russ. Engin. Res.*, 2024, vol. 44, no. 4, pp. 493–497, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X24700643>

Статья поступила в редакцию 12.02.2026

Information about the authors

Plekhanov F.I., Ovsyannikov A.V., Vychuzhanina E.F. Study of the stressed-deformed state of the axis of satellite of multi-threaded planetary transmission. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 5, pp. 26–33.