

УДК 621.817

doi: 10.18698/0536-1044-2022-6-11-17

Влияние заходности резьбы ведущей гайки планетарного роликвинтового привода на КПД механизма

О.А. Ряховский¹, Н.О. Романов²

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана

² ЗАО «Орбита»

Influence of the Number of Starts of the Thread on the Drive Nut of the Planetary Roller-Screw Drive on the Efficiency of the Mechanism

O.A. Ryakhovsky¹, N.O. Romanov²

¹ Bauman Moscow State Technical University

² ZAO Orbita

Планетарные роликвинтовые механизмы созданы для плавного преобразования вращательного движения гайки в поступательное перемещение винта благодаря наличию резьбовых роликов, расположенных между внутренней резьбой ведущей гайки и внешней резьбой ведомого винта. Положение роликов по окружности определяют два сепаратора, находящиеся на их концах. Гладкие цилиндрические отверстия в сепараторах сопряжены по посадке с зазором. На обоих концах резьбовых роликов имеются зубчатые колеса, которые зацепляются с зубчатыми колесами на концах винта. Таким образом, между винтом и гайкой расположены вращающиеся ролики, и трение скольжения витков резьбы обычного винта и гайки в планетарном роликвинтовом механизме заменяется трением качения. Потери на трение при работе механизма существенно снижаются. Значительное количество точек контакта в резьбах гайки, винта и роликов способствует повышению несущей способности механизма. Варьирование шага и заходности резьбы на винте и гайке регулирует скорость осевого перемещения винта относительно гайки механизма. Увеличение заходности резьбы на гайке и винте повышает КПД механизма.

Ключевые слова: планетарный роликвинтовой механизм, заходность резьбы, базовый расчетный ресурс

Planetary roller screw mechanisms are designed to smoothly convert the rotational movement of the nut into the translational movement of the screw due to the presence of threaded rollers located between the internal thread of the drive nut and the external thread of the driven screw. The position of the rollers around the circumference is determined by two separators located at the ends of the rollers. Smooth cylindrical holes in separators are matched by clearance fit. Both ends of the threaded rollers have gears that mate with the gears at the ends of the screw. Thus, rotating rollers are located between the screw and the nut, and the sliding friction of the threads of the ordinary screw and nut in the planetary roller-screw mechanism is replaced by rolling friction. Friction losses during the operation of the mechanism are significantly reduced. Bearing capacity of the mechanism is increased due to a significant number of contact points in the threads of the nut, screw and rollers. By varying the pitch and setting the thread number of starts on the screw and nut the speed of the axial movement of the screw relative to the nut of the mechanism is regulated. In-

ing the thread number of starts on the nut and screw increases the efficiency of the mechanism under study. Increasing a number of starts of the thread on the nut and screw increases the efficiency of the mechanism under study.

Keywords: planetary roller screw mechanism, number of starts of the thread, basic design life

Планетарные роликовинтовые механизмы (ПРВМ) служат для преобразования вращательного движения гайки в поступательное перемещение винта. Благодаря замене трения скольжения, имеющего место в обычной паре винт — гайка с однозаходной резьбой, трением качения путем введения дополнительных резьбовых роликов достигаются высокие кинематические характеристики при малых габаритных размерах привода. Эти особенности привели к широкому распространению ПРВМ в авиации, станкостроении и горнодобывающей промышленности.

Вследствие конкуренции между предприятиями, разрабатывающими и производящими ПРВМ, повышение их эффективности является важной задачей. Одним из способов увеличения коэффициента полезного действия (КПД) ПРВМ служит подбор заходности резьб гайки и винта.

Цель работы — определить зависимость заходности резьбы ведущей гайки ПРВМ от КПД.

Приблизительно описана связь КПД ПРВМ с ведущей гайкой в зависимости от заходности ее резьбы. Внешний вид и конструктивная схема ПРВМ с ведущей гайкой приведены на рис. 1, а и б.

Гайка 2 внутренней резьбой взаимодействует с резьбой роликов 8, на концах которых

нарезаны зубчатые венцы 12. Зубья зацепляются с зубчатыми венцами 6, нарезанными на концах винта 11. Два сепаратора 10 определяют положение роликов вокруг винта, который является выходным звеном ПРВМ и перемещается вдоль своей оси при вращении гайки.

Количество роликов n_p определяют исходя из необходимости получения линейного Δ или связанного с ним углового β зазора между роликами (рис. 2):

$$\begin{cases} n_p = \frac{\pi(d_b + d_p)}{d_p + \Delta}; \\ \sin \beta = \frac{(d_p + \Delta)/2}{(d_b + d_p)/2} = \frac{d_p + \Delta}{d_b + d_p}, \end{cases}$$

где d_b и d_p — средние диаметры резьбы винта и ролика.

При вращении ведущей гайки 3 ролики 4 совершают сложное движение — вращение вокруг своих осей (относительное движение) и вращение вокруг винта (переносное движение). Оси вращения гайки и винта совпадают. Перекатывание резьбовых поверхностей гайки и роликов приводит к взаимному перемещению этих деталей вдоль оси Z (рис. 3).

Ролики (см. рис. 1, б) зацепляются зубчатыми венцами 12 с таковыми, нарезанными на винте 6. Размеры зубьев на концах роликов и

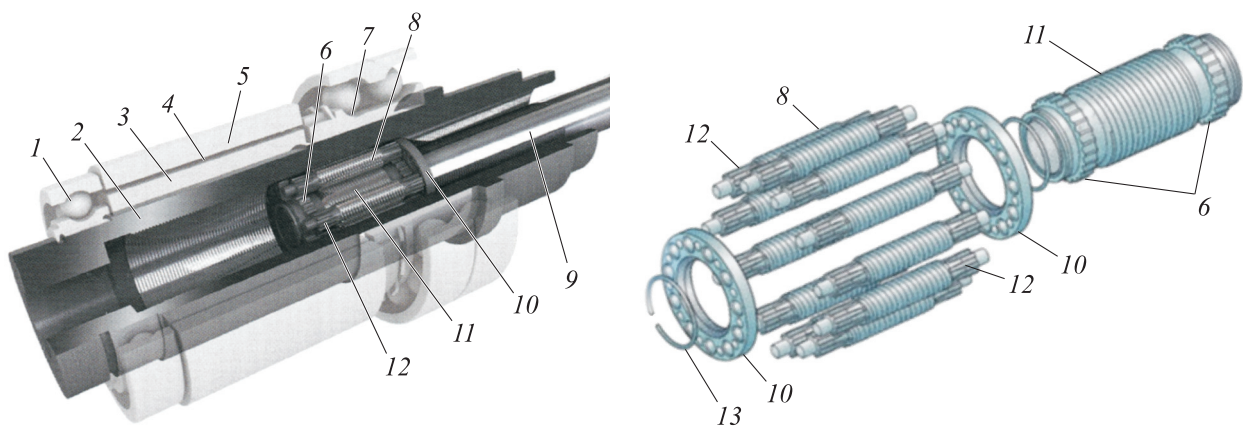


Рис. 1. Внешний вид (а) и конструктивная схема (б) ПРВМ с ведущей гайкой:

1 и 7 — радиальный и радиально-упорный шариковые подшипники; 2 — гайка, зафиксированная опорами от осевых перемещений; 3 — ротор электродвигателя; 4 — радиальный воздушный зазор между статором и ротором приводного электродвигателя; 5 — статор электродвигателя; 6 — зубчатые венцы, нарезанные на винте, 8 — резьбовые ролики; 9 — шток; 10 — сепараторы; 11 — винт; 12 — зубчатые венцы на концах роликов; 13 — стопорное кольцо

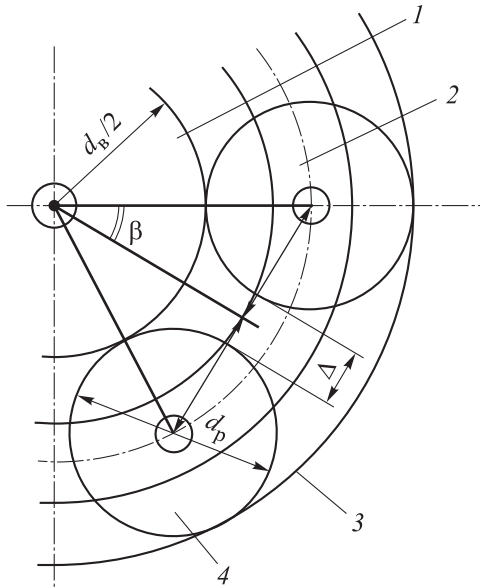


Рис. 2. Схема расчета линейного зазора между роликами:
1 — винт; 2 — сепаратор; 3 — ведущая гайка;
4 — ролик

витков резьбы на гайке должны гарантировать наличие зазоров между зубьями и витками резьбы на гайке.

Соседние ролики соединены с гайкой и винтом и не должны касаться, поэтому максимальный линейный зазор между роликами предварительно принимают равным 3...5 мм в зависимости от размеров ПРВМ. Количество роликов должно быть от трех до максимально возможного.

План скоростей деталей ПРВМ в плоскости сечения, нормальной к оси вращения Z и винта показан на рис. 3, где v_c и v_r — линейные скорости сепаратора и гайки; ω_r и ω_p — угловые скорости гайки и ролика.

Перемещение винта 2 вдоль оси Z S_B^z и центральный угол поворота гайки 4 φ_r связаны выражением [1]

$$S_B^z = \frac{\varphi_r}{2\pi} P \left(1 - \frac{d_r}{2d_c} \right) \left(z_p \frac{d_r}{d_p} - z_r \right), \text{ рад}, \quad (1)$$

где P — шаг резьбы гайки; d_r — средний диаметр резьбы гайки; d_c — диаметр расположения осей отверстий на сепараторе; z_p и z_r — заходности резьбы ролика и гайки.

Осевое перемещение винта за один оборот гайки ($\varphi_r = 2\pi$) имеет вид

$$S_B^z = P \left(1 - \frac{d_r}{2d_c} \right) \left(z_p \frac{d_r}{d_p} - z_r \right). \quad (2)$$

Перемещение ролика вдоль оси Z за один оборот гайки определяется выражениями (1) и (2). Вследствие свойства обратимости дифференциальных механизмов [2] переносное движение роликов останавливается (рис. 4). Введены следующие обозначения: $\omega_r^{обп}$, $\omega_p^{обп}$ и $\omega_b^{обп}$ — угловые скорости обратного движения гайки, ролика и винта соответственно; v_{pD}^x , v_{pC}^x и v_{pD}^z , v_{pC}^z — проекции линейных скоростей ролика в точках D и C на оси X и Z соответственно.

В обратном движении векторы окружных скоростей обратного движения ролика по оси X в точке D и гайки в точке C равны по модулю, но противоположны по направлению.

В то же время описание сложного движения точки на резьбе ролика относительно оси Z перемещения винта [3] также позволяет определить характеристику преобразования вращательного движения гайки в поступательное перемещение винта. Кинематическая схема такого движения приведена на рис. 5.

Скорость переносного движения винта вдоль оси Z [4]

$$v_e = \left| \frac{dS}{dt} \right|,$$

где t — время.

Относительная угловая скорость

$$\omega_r = \left| \frac{d\varphi_r}{dt} \right|.$$

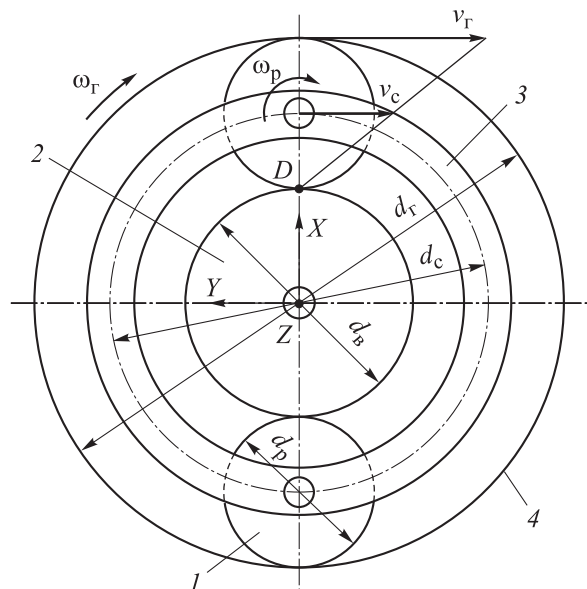


Рис. 3. Кинематическая схема сложного движения ПРВМ:
1 — ролик; 2 — винт; 3 — сепаратор; 4 — гайка

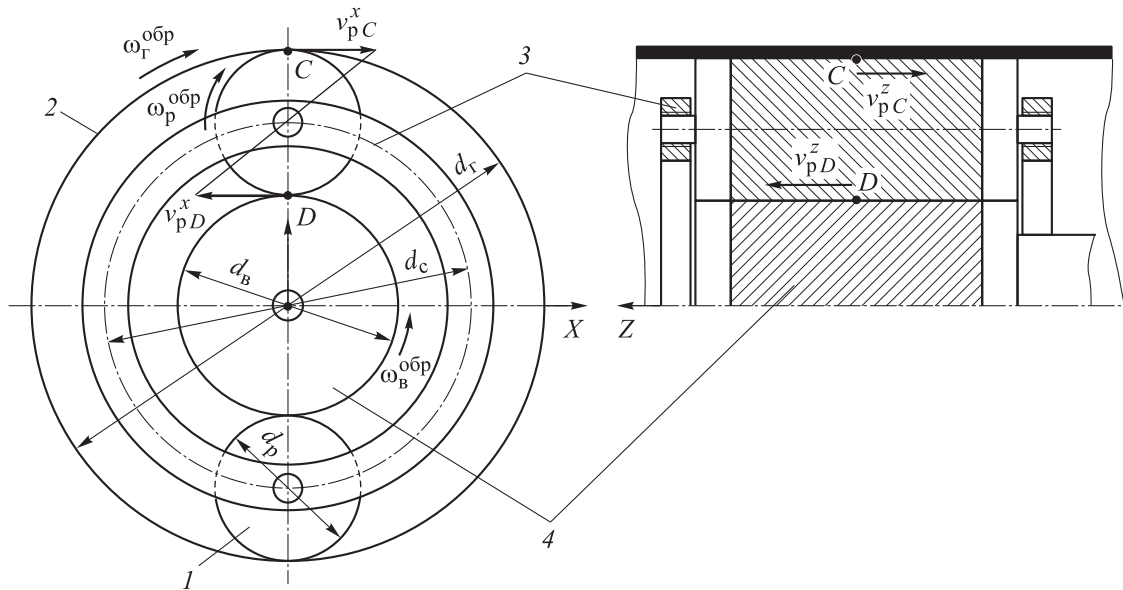


Рис. 4. Кинематическая схема обратного движения ПРВМ:
1 — ролик; 2 — гайка; 3 — сепаратор; 4 — винт

Параметр винтового движения p определяет перемещение винта вдоль оси Z при повороте ведущей гайки вокруг этой оси на угол $\varphi_Г$:

$$p = \frac{dS/dt}{d\varphi_Г/dt} = \frac{dS}{d\varphi_Г}$$

КПД механизма показывает, насколько эффективно преобразуются приложенные силы на единицу пройденного пути в полезное переме-

жение [5–8]. Пусть полная работа описывается выражением

$$A = A_{пер} + A_{тр},$$

где $A_{пер}$ — работа, затрачиваемая на полезное перемещение; $A_{тр}$ — работа сил трения.

Работа сил трения $A_{тр}$ между витками резьбы прямо пропорциональна проекции силы реакции опоры на ось Z N_Z перемещения винта.

Положение развернутых винтовых линий двухзаходной резьбы гайки на плоскости показано на рис. 6.

При равенстве шагов резьбы ролика и однозаходной гайки происходит их сопряжение, причем общий шаг многозаходной резьбы гайки будет в ξ раз больше, где ξ — параметр заходности. Это приводит к увеличению угла подъема винтовой линии двухзаходной резьбы гайки γ_2 , вследствие чего возрастает отклонение от оси Z нормальной силы N , действующей со стороны витков гайки.

Таким образом, увеличение заходности резьбы гайки ведет к уменьшению проекции нормальной силы на ось Z :

$$N_Z = N \cos \gamma_2.$$

С ростом заходности резьбы растет число витков и убывает осевая нагрузка, приходящаяся на каждую нить резьбы.

Учитывая прямую связь проекции нормальной силы на ось Z с работой сил трения, можно заключить, что с ростом заходности резьбы гайки повышается КПД ПРВМ.

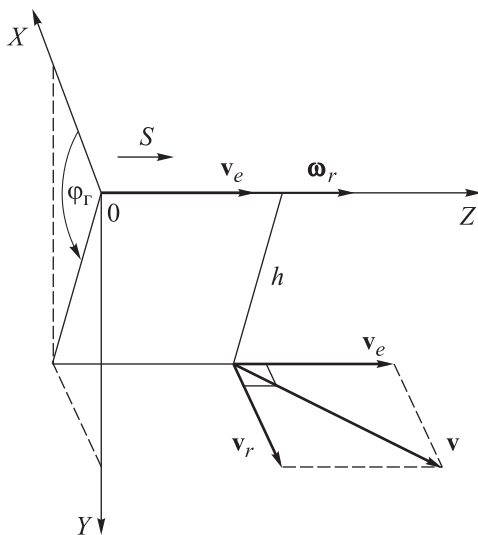


Рис. 5. Кинематическая схема переносного сложного движения точки на резьбе ролика ПРВМ:

h — радиус поворота точки контакта резьбы гайки и ролика; v_e и v_r — векторы скорости поступательного (переносного) и относительного движения точки на резьбе ролика; ω_r — вектор относительной угловой скорости точки на резьбе ролика; S — поступательное перемещение винта вдоль оси Z ; v — суммарный вектор скорости движения точки на резьбе ролика

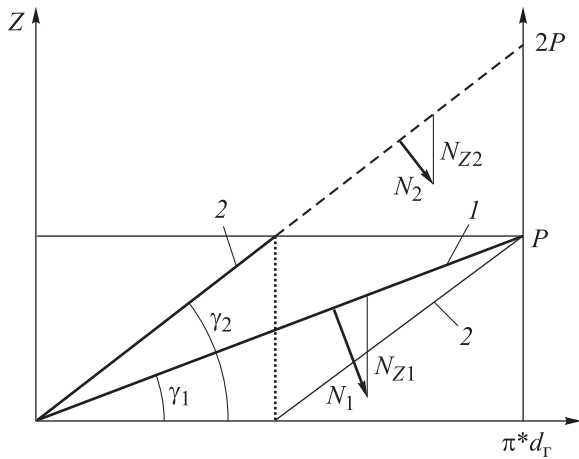


Рис. 6. Положения развернутых винтовых линий одно- (1) и двухзаходной (2) резьб гайки: P — шаг однозаходной резьбы; Z — ось направления поступательного перемещения винта; γ_1 и γ_2 — углы подъема винтовой линии одно- и двухзаходной резьбы гайки; N_1 и N_2 — нормальные силы действия на виток одно- и двухзаходной резьбы гайки со стороны винта; N_{Z1} и N_{Z2} — силы нагружения витков одно- и двухзаходной резьбы гайки при действии осевой силы на винт

Согласно формулам (1) и (2), с увеличением заходности резьбы гайки уменьшается перемещение винта за один оборот, и в соответствии с рис. 5 возрастает угол поворота гайки φ , для поддержания параметра винтового движения $p = \text{const}$.

Несмотря на большой КПД ПРВМ и, как следствие, высокую износоустойчивость, при увеличении заходности резьбы гайки уменьшается перемещение винта за один оборот. В свою очередь, износоустойчивость зависит от вида ПРВМ и привода, что основано на ресурсе механизма и его надежности.

Главной причиной отказа ПРВМ является усталостное разрушение рабочих поверхностей деталей, испытывающих циклические контактные нагрузки. Подобный характер разрушения рабочих поверхностей испытывают элементы подшипников качения. Поэтому методика расчета на усталость (динамическую прочность) ПРВМ основана на методике расчета подшипников качения, широко применяемой в машинах.

Ресурс ПРВМ — число оборотов, которые совершает ролик относительно гайки до появления первого признака усталостного разрушения одного из них. Надежность равна вероятности того, что за заданный период времени ПРВМ достигнет расчетного ресурса.

Базовый расчетный ресурс L_{10} (млн оборотов) — ресурс, соответствующий 90%-ной надежности для конкретного ПРВМ [9, 10], определяется формулой

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_m} \right)^3, \tag{3}$$

где C — динамическая грузоподъемность; F_m — кубическая средняя нагрузка или среднее значение осевой силы.

Формулу (3) часто трансформируют относительно возможной динамической грузоподъемности [11]:

$$C = F_m L_{10}^{\frac{1}{3}}.$$

В этом случае базовый расчетный ресурс [12, 13] определяют заранее по формуле

$$L_{10} = \lambda k G s \frac{1}{P}, \tag{4}$$

где λ — срок службы ПРВМ; k — число месяцев работы механизма в течение года; G — число пусков и остановок механизма в течение месяца; s — ход (перемещение) исполнительный детали в одном направлении; P — шаг резьбы.

Если требуемая надежность должна превышать 90 %, то в формулу (4) вводят поправочный коэффициент, учитывающий влияние точности вычислений цикла нагружений. Значения поправочного коэффициента, соответствующего требуемой надежности [14], приведены в таблице.

Среднее значение осевой силы F_m определяют при предположении, что она линейно действует от минимального значения F_{\min} до максимального F_{\max} согласно выражению

$$F_m = \frac{F_{\min} + 2F_{\max}}{3}.$$

Другой подход к вычислению возможной динамической грузоподъемности ПРВМ основан на предположении, что он представляет собой радиально-упорный роликовый под-

Значения поправочного коэффициента, соответствующего требуемой надежности

Надежность, %	Поправочный коэффициент	Надежность, %	Поправочный коэффициент
90	1,00	97	0,44
95	0,62	98	0,33
96	0,53	99	0,21

шипник, а его ролики преобразуются в ряд из тел качения. Тогда справедлива формула

$$C = b_m f_c (i L_{we} \cos \alpha)^{\frac{7}{9}} Z_{т.к}^{\frac{3}{4}} D_{we}^{\frac{29}{27}}, \quad (5)$$

где $b_m = 1, 1$; f_c — коэффициент, определяемый с помощью соотношения $D_{we} \cos \alpha / D_{pw}$ (D_{we} — диаметр ролика; α — угол контакта; D_{pw} — диаметр окружности, на которой расположены тела качения); i — количество рядов тел качения; L_{we} — длина ролика; $Z_{т.к}$ — число тел качения, воспринимающих нагрузку в одном направлении [3].

Следовательно, в соответствии с выражением (1) количество роликов ПРВМ влияет не

на кинематические характеристики механизма, а на его надежность и возможную динамическую грузоподъемность согласно формулам (3) и (5).

Описанную методику расчета базового ресурса используют фирмы ExLar [4] и SKF.

Вывод

При проектировании ПРВМ необходимо искать компромиссное решение для удовлетворения требований по эффективности, надежности, коэффициенту преобразования и кинематическим характеристикам механизма.

Литература

- [1] Толков А.В., Круглов А.В., Жданов А.В. Исследование износа роликовинтовых планетарных механизмов с кольцевыми роликами. *Трение и смазка в машинах и механизмах*, 2011, № 5, с. 22–26.
- [2] Козырев В.В. *Конструкция, теория и методика проектирования и исследования планетарных передач винт-гайка с резьбовыми роликами и мехатронных моделей на их базе*. Владимир, Изд-во ВлГУ, 2011. 238 с.
- [3] Соколов П.А., Блинов Д.С., Ряховский О.А. Перспективные преобразователи вращательного движения в поступательное. *Вестник машиностроения*, 2008, № 10, с. 35–40.
- [4] Ряховский О.А., Романов Н.О. Особенности кинематики планетарного роликовинтового механизма с ведущей гайкой. *Технология металлов*, 2020, № 4, с. 61–64.
- [5] Колесников К.С., ред. *Курс теоретической механики*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 735 с.
- [6] Кудрявцев В.Н. *Планетарные передачи*. Ленинград, Машиностроение, 1966. 307 с.
- [7] Елисеев В.В. *Механика упругих тел*. Санкт-Петербург, Изд-во СПбГПУ, 2003. 336 с.
- [8] *Planetary roller screws*. Exlar, 2017.
- [9] Lepagneul J., Tadrast L., Sprauel J.-M. et al. Fatigue lifespan of a planetary roller-screw mechanism. *Mech. Mach. Theory*, 2022, vol. 172, art. 104769, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2022.104769>
- [10] Yao Q., Liu Y., Ma S. et al. Stress cycle behaviors of planetary roller screw mechanism based on kinematic analysis. *Huanan Ligong Daxue Xuebao/J. South China Univ. Technol. (Nat. Sci.)*, 2021, vol. 49, no. 9, pp. 135–144.
- [11] Du X., Chen B., Zheng Z. Investigation on mechanical behavior of planetary roller screw mechanism with the effects of external loads and machining errors. *Tribol. Int.*, 2021, vol. 154, art. 106689, doi: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106689>
- [12] Li L., Fu Y., Zheng S. et al. Friction torque analysis of planetary roller screw mechanism in roller jamming. *Math. Probl. Eng.*, 2020, vol. 2020, art. 1392380, doi: <https://doi.org/10.1155/2020/1392380>
- [13] Brecher C., Frenken T., Hildebrand M. et al. Berechnung von Planetenrollengewindetrieben — Berechnungsmethoden zur analytischen Beschreibung der Wälzkontakte von Planetenrollengewindetrieben. *Werkstattstechnik*, 2019, vol. 109, no. 5, pp. 365–369.
- [14] Guo J.-N., He P., Liu Z.-S. et al. Dynamic characteristic and experiment analysis of planetary roller screw. *J. Chin. Soc. Mech. Eng.*, 2018, vol. 39, no. 2, pp. 171–178.

References

- [1] Tolkov A.V., Kruglov A.V., Zhdanov A.V. Investigation of wear of roller screw planetary mechanisms with ring rollers [Friction and lubrication in machines and mechanisms], 2011, no. 5, pp. 22–26. (In Russ.).

- [2] Kozyrev V.V. *Konstruktsiya, teoriya i metodika proektirovaniya i issledovaniya planetarnykh peredach vint-gayka s rez'bovymi rolikami i mekhatronnykh modeley na ikh baze* [Construction, theory, design and research method for screw-and-nut planetary drives with thread roll and mechatronic models on their base]. Vladimir, Izd-vo VIGU Publ., 2011. 238 p. (In Russ.).
- [3] Sokolov P.A., Blinov D.S., Ryakhovsky O.A. Perspective converters of rotational motion into translational [Bulletin of mechanical engineering], 2008, no. 10, pp 35–40. (In Russ.).
- [4] Ryakhovskiy O.A., Romanov N.O. Kinematics features of planetary roller-screw mechanism with drive nut. *Tekhnologiya metallov*, 2020, no. 4, pp. 61–64. (In Russ.).
- [5] Kolesnikov K.S., ed. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki* [Course of theoretical mechanics]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2000. 735 p. (In Russ.).
- [6] Kudryavtsev V.N. *Planetarnye peredachi* [Planetary gears]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1966. 307 p. (In Russ.).
- [7] Eliseev V.V. *Mekhanika uprugikh tel* [Mechanics of elastic bodies]. Sankt-Petersburg, Izd-vo SPbGPU Publ., 2003. 336 p. (In Russ.).
- [8] *Planetary roller screws*. Exlar, 2017.
- [9] Lepageul J., Tadrast L., Sprauel J.-M. et al. Fatigue lifespan of a planetary roller-screw mechanism. *Mech. Mach. Theory*, 2022, vol. 172, art. 104769, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2022.104769>
- [10] Yao Q., Liu Y., Ma S. et al. Stress cycle behaviors of planetary roller screw mechanism based on kinematic analysis. *Huanan Ligong Daxue Xuebao/J. South China Univ. Technol. (Nat. Sci.)*, 2021, vol. 49, no. 9, pp. 135–144.
- [11] Du X., Chen B., Zheng Z. Investigation on mechanical behavior of planetary roller screw mechanism with the effects of external loads and machining errors. *Tribol. Int.*, 2021, vol. 154, art. 106689, doi: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106689>
- [12] Li L., Fu Y., Zheng S. et al. Friction torque analysis of planetary roller screw mechanism in roller jamming. *Math. Probl. Eng.*, 2020, vol. 2020, art. 1392380, doi: <https://doi.org/10.1155/2020/1392380>
- [13] Brecher C., Frenken T., Hildebrand M. et al. Berechnung von Planetenrollengewindetrieben — Berechnungsmethoden zur analytischen Beschreibung der Wälzkontakte von Planetenrollengewindetrieben. *Werkstattstechnik*, 2019, vol. 109, no. 5, pp. 365–369.
- [14] Guo J.-N., He P., Liu Z.-S. et al. Dynamic characteristic and experiment analysis of planetary roller screw. *J. Chin. Soc. Mech. Eng.*, 2018, vol. 39, no. 2, pp. 171–178.

Статья поступила в редакцию 21.03.2022

Информация об авторах

РЯХОВСКИЙ Олег Анатольевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: rolgan@mail.ru).

РОМАНОВ Никита Олегович — инженер-конструктор. ЗАО «Орбита» (105064, Москва, Российская Федерация, Фурманский пер., д. 10, стр. 1, e-mail: account4work@yandex.ru).

Information about the authors

RYAKHOVSKY Oleg Anatolyevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Machine Design Principles. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: rolgan@mail.ru).

ROMANOV Nikita Olegovich — Design Engineer. ZAO Orbita (105064, Moscow, Russian Federation, Furmanny per., Bldg. 10, Block 1, e-mail: account4work@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Ряховский О.А., Романов Н.О. Влияние заходности резьбы ведущей гайки планетарного роликовинтового привода на КПД механизма. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 6, с. 11–17, doi: 10.18698/0536-1044-2022-6-11-17

Please cite this article in English as:

Ryakhovsky O.A., Romanov N.O. Influence of the Number of Starts of the Thread on the Drive Nut of the Planetary Roller-Screw Drive on the Efficiency of the Mechanism. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 6, pp. 11–17, doi: 10.18698/0536-1044-2022-6-11-17