УДК 62-533.7 УДК 621.98.042 DOI: 10.18324/2077-5415-2018-2-19-24

Повышение долговечности подшипников карданного шарнира неравных угловых скоростей

С.П. Ереско[1a], Т.Т. Ереско[1b], Е.В. Кукушкин[1c], С.В. Кукушкин[2d], В.А. Меновщиков[2e]

[1]Сибирский государственный университет науки и технологий им. М.Ф. Решетнева, пр. «Красноярский рабочий» 31, Красноярск, Россия
[2]Красноярский государственный аграрный университет, пр. Мира 90, Красноярск, Россия
[a]eresko07@mail.ru, [b]ereskottt@mail.ru, [c]ironjeck@mail.ru, [d]ironjeck@yandex.ru, [e]vladimirm@g-service.ru
[a]https://orcid.org/0000-0001-9580-480X, [b]https://orcid.org/0000-0001-9114-2490,
[c]https://orcid.org/0000-0002-9921-5751, [d]https://orcid.org/0000-0003-2646-1019,
[e]https://orcid.org/0000-0002-7602-2068
Статья поступила 27.02.2018, принята 2.04.2018

В статье обобщен анализ работ, связанных с перекосом тел качения карданных шарниров на игольчатых подшипниках. Представлены результаты исследований, посвященных перекашиванию тел качения в рабочей зоне игольчатого подшипника. Основной причиной начального перекоса тел качения является неравномерность распределения нагрузки по длине тела качения, а, значит, появляется геометрическое скольжение в зоне контакта тел качения. Возникающая осевая сила смещает тела качения к торцу уплотнения, в результате происходит разрушение уплотнений карданного шарнира, что приводит к разгерметизации подшипникового узла. Представлено решение проблемы перекоса тел качения в виде новой конструкции карданного шарнира с сепаратором. Данный шарнир содержит две вилки; крестовину с четырьмя шипами с отверстиями для смазки; четыре игольчатых подшипника, каждый из которых содержит корпус в виде цилиндрического стакана; тела качения (иголки), установленные между внутренней поверхностью цилиндрического стакана и внешней поверхностью шипа крестовины; уплотнение, закрывающее внутренний открытый торец корпуса. Каждый игольчатый подшипник дополнительно снабжен сепаратором, выполненным в виде разрезного стопорного кольца, установленного между уплотнением и корпусом. Сепаратор имеет на стороне, обращенной внутрь корпуса, глухие конические углубления по числу тел качения (иголок). На внутренней торцевой поверхности корпуса также выполнены идентичные глухие конические углубления. Иглы с обоих торцев заострены под углом, равным углу конуса конических углублений, и упираются одним торцом в углубление корпуса, а другим — в противоположное углубление сепаратора. Предложенная конструкция карданного шарнира с сепаратором, обеспечивающая отсутствие перекоса тел качения игольчатого подшипника и исключение взаимного трения тел качения, позволяет увеличить долговечность карданного шарнира в 2,7 раза.

Ключевые слова: карданный шарнир; сепаратор; перекос тел качения; долговечность.

Increasing the durability of the bearings of the universal joint of unequal angular velocities

S.P. Eresko[1a], T.T. Eresko[1b], E.V. Kukushkin[1c], S.V. Kukushkin[2d], V.A. Menovshchikov[2e]

[1]Reshetnev Siberian State University of Science and Technology; 31, Krasnoyarsky Rabochy Ave., Krasnoyarsk, Russia
[2]Krasnoyarsk State Agrarian University; 90, Mira Ave., Krasnoyarsk , Russia
[a]eresko07@mail.ru, [b]ereskottt@mail.ru, [c]ironjeck@mail.ru, [d]ironjeck@yandex.ru, [e]vladimirm@g-service.ru
[a]https://orcid.org/0000-0001-9580-480X, [b]https://orcid.org/0000-0001-9114-2490,
[c]https://orcid.org/0000-0002-9921-5751, [d]https://orcid.org/0000-0003-2646-1019,
[e]https://orcid.org/0000-0002-7602-2068
Received 27.02.2018, accepted 2.04.2018

The paper presents an analysis of the work related to skewing of rolling elements of universal joints on needle bearings. The results of investigations are presented where there is a distortion of the rolling bodies in the working zone of the needle bearing. The main output of the initial skewing of the rolling bodies is a non-uniform distribution of the load along the length of the rolling element, and hence a geometric slip occurs in the contact zone of the rolling bodies. The resulting axial force mixes the rolling elements to the end face of the seal, resulting in the destruction of the joints of the universal joint, which leads to the depressurization of the bearing assembly. The solution of the problem of skew motion of rolling elements in the form of a new design of a universal joint with a separator is presented. The universal joint hinge with the separator contains two forks, a four-spike spike with grease holes, four needle bearings, each comprising a cylindrical-shaped body, rolling bodies (needles) positioned between the inner surface of the cylindrical beaker and the outer surface of the spike, the seal , closing the inner open end of the body. Each needle bearing is additionally provided with a separator made in the form of a split circlip mounted between the seal and the body. The separator has, on the side facing the inside of the body, deaf conical grooves in terms of the number of rolling bodies (needles). On the inner end surface of the body, identical deaf conical indentations are also made. The needles at both ends are pointed at an angle equal to the cone angle of the conical recesses, and are

supported by one end to the recess of the body, and the other to the opposite recess of the separator. The separator has, on the side facing the inside of the body, deaf conical grooves in terms of the number of rolling bodies (needles). On the inner end surface of the body, identical deaf conical indentations are also made. The needles at both ends are pointed at an angle equal to the cone angle of the conical recesses, and are supported by one end to the recess of the body, and the other to the opposite recess of the separator. The design of a universal joint with a separator is proposed, ensuring the absence of skewing of the rolling elements of the needle bearing and eliminating the mutual friction of the rolling elements, which makes it possible to increase the life of the cardan joint by 2.7 times.

Keywords: universal joint; separator; skew of rolling elements; durability.

Исследованием кинематики карданных шарниров занимались П. Феррети, В.Н. Трейера, С.В. Пинегин, М.И. Лысов, Б.А. Чудаков. В своих исследованиях П. Феррети использовал острые проволочки, припаянные эксцентрично по отношению к телу качения (иголке), при этом игольчатый подшипник был открыт с двух сторон, а траектория движения иголок вычерчивалась на картоне, расположенном у торца подшипника. В результате иголки совершали поворот вокруг своей оси только в нагруженной половине, а в ненагруженной части наблюдалось скольжение иголок — следовательно, было доказано, что нагрузка воспринимается иголками частично.

В своих исследованиях И.Я. Дьяков, А.Ю. Ишлинский, Л.А. Егоров, У.Б. Утемисов указывают, что иглы в процессе работы подшипника перекашиваются. При рассмотрении изношенных крестовин автомобиля ГАЗ-51 оказалось, что шип имеет канавки, расположенные под углом 2…6° к его оси. Исследования карданных шарниров тракторов, проведенные И.Я. Дьяковым и У.Б. Утемисовым, показали, что и здесь наблюдались канавки, расположенные под углом к оси шила. Угол перекоса центрально расположенной иглы составил около 6°.

Повышение работоспособности карданных валов трансмиссий машин прежде всего определяется надежной работой карданных шарниров на игольчатых подшипниках. Отказы техники, как правило, происходят из-за отказов подшипниковых узлов, которые таким образом ограничивают долговечность машин и оборудования [1, 2].

При наработке 1 000 – 2 000 ч крестовины кардана имели вмятины глубиной до 0,1–0,2 мм, расположенные под углом в 3° к оси шипа крестовины. Испытания проводились при угле наклона карданного вала 5° 30’. На поверхности и торце стакана игольчатого подшипника образуются вмятины глубиной 0,085 мм [11].

В результате действия осевых сил появляется возможность перекашивания игл в рабочей зоне подшипника на величину радиального зазора и зазоров между иглами. Этого достаточно для появления минимального начального перекоса в 20–40 мин. Встретив на своем пути препятствие в виде дна стакана или уплотнения, игла перекашивается на больший угол. Осевая сила увеличивается, что вызывает пластические деформации в зоне контакта дополнительно к трению качения трения скольжения. Следовательно, повышается износ деталей за счет разрушения материала при эксплуатации. Также изменяются плотность поверхности материала и степень уплотняемости, в зависимости от величины перекашивания игл [3]. Вследствие перекашивания тел качения быстрее возникает малоцикловая усталость металлов [4–10].

Согласно исследованиям [11], перекос игл оказывает существенное влияние на развитие остаточных деформаций и связан с долговечностью шарнирного узла. При этом начальные остаточные деформации способствуют нарушению кинематики и увеличивают сопротивление трению тел качения. Одним из способов повышения долговечности может быть обработка карданных шарниров в сборе вибрационной нагрузкой. После вибрационной обработки угол перекоса игл обусловлен величиной вращающего момента и обратно пропорционален моменту инерции сечения контактирующих тел.

После 20-часовой вибрационной обработки карданные валы в сборе устанавливали на испытательную машину. Через 1 000 ч наработки на поверхности шипа крестовины наблюдались вмятины глубиной 1,5 мкм. На других шипах, без вибрационной подготовки, глубина вмятин достигла величины 3,4 мкм. Карданные валы, подвергнутые вибрационной обработке, имели долговечность на 25–35 % выше, чем обычные.

Крестовины, подвергнутые вибрационной обработке, почти не имели видимых следов вмятин, тогда как крестовины без вибрационной обработки имели ясно видимые следы вмятин на поверхностях шипов.

В работе участвует только одна сторона рабочей поверхности шипа крестовины, а другая остается почти чистой. Следовательно, использование второй, нерабочей стороны крестовины может быть резервом повышения долговечности шарнира в целом. Так, в ходе испытаний было установлено, что после наработки 1 000 ч на поверхностях шипов имелись вмятины глубиной до 2 мкм. Затем крестовина была установлена нерабочей стороной подшипника, и наработка составила еще 600 ч. Установка производилась разворотом крестовины на 180° относительно первоначального положения. Этим достигалось повышение долговечности в 1,5 раза [11].

При передаче вращающего момента карданной передачей ось шипов крестовины поворачивается на угол β_1, который определяется величиной радиального зазора e между шипом крестовины и телами качения (иглами). В момент начального контакта деталей угол перекоса оси выразится зависимостью:

$$tg_{\beta 1} = \frac{2e}{H} . \qquad (1)$$

Колебание угла перекоса иглы под воздействием переменного момента от сил трения отражает выражение [12]:

$$\psi_1 = \frac{M_{tcc}}{K_L} + \frac{2\pi f \xi M_{t\kappa}}{\left(4\pi^2 f^2 J_u - K_L\right)^2 + 4\pi^2 f^2 \xi^2} . \qquad (2)$$

В том случае, когда имеем M_{max}, угол перекоса иглы будет:

$$\psi_{1max} = \frac{M_{tcp} + M_{tx}}{J_U \pi^2 f^2 - K_L} , \qquad (3)$$

где средний момент трения в контакте «шип – игла» определяется согласно формуле [3]:

$$M_t = 2F_t(y_1 + y_2) . \qquad (4)$$

Под действием момента M_t от сил трения игла поворачивается вокруг полюса качения, вызывая на вогнутой цилиндрической поверхности стакана наклонные опорные реакции R_1 и R_2, направленные под углами ε_1 и ε_2 (рис. 1). При этом если равнодействующие от стакана пропорциональны силам трения F_{t3} и F_{t4} и равны между собой, то и $R_1 = R_2$:

$$R_1 = R_2 = (l_p - 2m)(p_A + p_m) . \qquad (5)$$

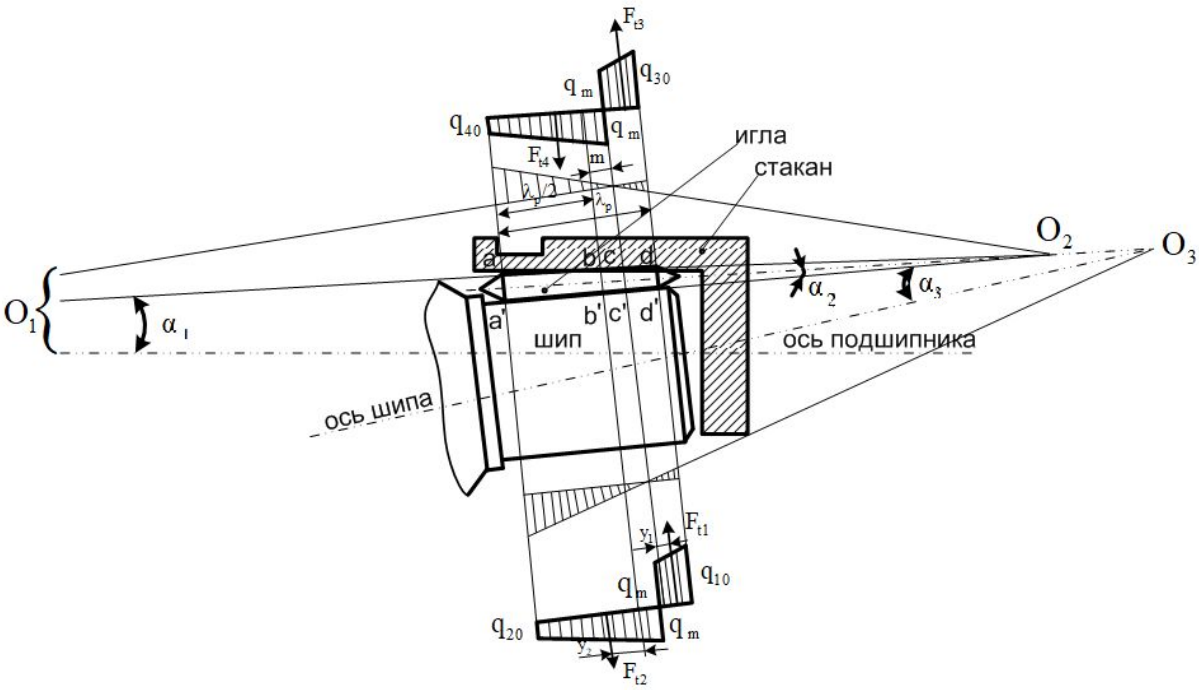

Рис. 1. Схема формирования контакта при неравномерном нагружении

Точки их приложения будут совпадать с равнодействующими сил трения F_{t1} и F_{t2}. Опорные реакции создают момент, противодействующий перекосу (рис. 2):

$$M_R = R_1 y_1 \sin\varepsilon_1 + R_2 y_2 \sin\varepsilon_2 . \qquad (6)$$

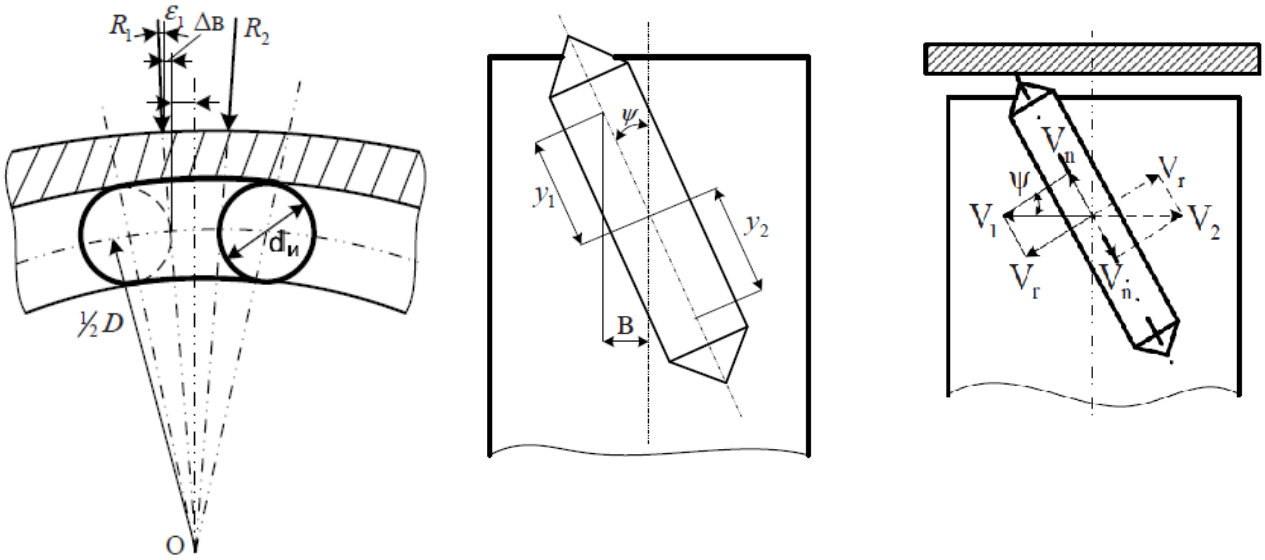

Рис. 2. Схема положения тел качения в зоне силового контакта

Момент сопротивления определяется по зависимости:

$$M_R = R_1\left[y_1^2 \frac{\sin\psi}{D-d_U} + y_2^2 \frac{\sin\psi}{D-d_U} \right] = \frac{R_1 \sin\psi}{D-d_U}(y_1^2 + y_2^2) \quad (7)$$

Согласно схеме положения тел качения в зоне силового контакта (рис. 2), возникает осевое усилие, которое сдвигает иглу вдоль ее оси и в конечном итоге прижимает иглу к торцу стакана или уплотнения.

Величина перекоса тел качения будет определяться по выражению:

$$Sin\psi = \sqrt[3]{-\frac{2b^3 - 9abc + 27a^2d}{54a^3} + \sqrt{\frac{4b^3d - 18a^3bcd + 27a^4d^4 + 4a^3c^3}{108a^4}}} + \sqrt[3]{-\frac{2b^3 - 9abc + 27a^2d}{54a^3} - \sqrt{\frac{4b^3d - 18a^3bcd + 27a^4d^4 + 4a^3c^3}{108a^4}}} - \frac{b}{3a} \quad (8)$$

Формула угла перекоса иглы в подшипнике отражает влияние основных факторов на перекашивание игл. Основной причиной перекоса игл является неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии, что, в свою очередь, вызывает геометрическое скольжение в контакте. Одна из причин неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии — радиальный зазор в подшипнике.

Расчет ожидаемого угла перекоса тел качения в зоне нагрузки определяется по формуле:

$$\sin\psi = \frac{2 \cdot \sqrt{l_ш \cdot \left(\frac{d_ш - l_ш}{2} \right)}}{l_p}, \quad (9)$$

где $l_р$ — длина ролика (иглы) игольчатого подшипника карданного шарнира, *мм;* $l_ш$ — длина шипа крестовины карданного шарнира, *мм*.

Недостатком карданных шарниров на игольчатых подшипниках является перемещение тел качения на малые углы поворота [12–16].

Задача создания карданного шарнира, обеспечивающего отсутствие перекоса тел качения игольчатого подшипника и исключение взаимного трения тел качения, достигается применением сепаратора в виде разрезного стопорного кольца и глухих конических углублений на внутренней торцевой поверхности корпуса игольчатого подшипника [17–19].

Карданный шарнир с сепаратором (см. рис. 3) содержит две вилки, крестовину *1* с четырьмя шипами *2* с отверстиями для смазки, четыре игольчатых подшипника, каждый из которых имеет корпус *3* в виде цилиндрического стакана, тела качения (иголки) *4*, установленные между внутренней поверхностью цилиндрического стакана и внешней поверхностью шипа крестовины, уплотнение *5*, закрывающее внутренний открытый торец корпуса. Каждый игольчатый подшипник дополнительно снабжен сепаратором *6*, выполненным в виде разрезного стопорного кольца, установленного между уплотнением *5* и корпусом *3*. Сепаратор имеет на стороне, обращенной внутрь корпуса, глухие конические углубления *7* по числу тел качения (иголок) *4*. На внутренней торцевой поверхности корпуса *3* также выполнены идентичные глухие конические углубления *8*. Иголки с обоих торцов заострены под углом, равным углу конуса конических углублений, и упираются одним торцом в углубление корпуса *3*, а другим — в противоположное углубление сепаратора.

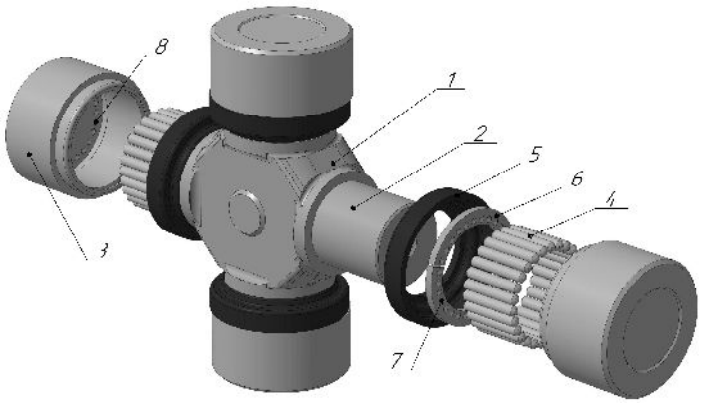

Рис. 3. Карданный шарнир с сепаратором

Карданный шарнир работает следующим образом. При передаче крутящего момента вилка *1* воздействует на крестовину *2* через игольчатые подшипники. При каждом обороте шарнира поочередно работают два игольчатых подшипника, расположенных в противоположных подшипниковых узлах каждых вилок *1*, радиальная нагрузка воспринимается второй вилкой шарнира. Уплотнение *5* защищает рабочую полость карданного шарнира от попадания инородных частиц. При работе карданного шарнира две пары

игольчатых подшипников воспринимают нагрузку, которую передают на две другие пары игольчатых подшипников, при этом тела качения (иголки) *4*, выполненные с конусными торцевыми поверхностями, установлены в конические углубления сепаратора *6* и внутренней торцевой поверхности корпуса *3* и вращаются без перекоса, в силу чего исключается взаимное трение тел качения *4*. Техническим результатом карданного шарнира является отсутствие перекоса тел качения игольчатого подшипника и исключение взаимного трения тел качения, что увеличивает долговечность карданного шарнира.

Пример расчета долговечности подшипника ГПЗ 704702К, вычисленного с использованием зависимости между ресурсом, выраженным в миллионах оборотов, и ресурсом в рабочих часах, без учета осевой нагрузки [12], показал значение долговечности:

$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{24{,}4}{3}\right)^{3{,}33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 12021 ч, \quad (10)$$

где C_r — расчетная динамическая грузоподъемность, *Н*; m — показатель степени долговечности, равен 3,33; P — расчетная нагрузка, *Н*; n — частота вращения, *мин*$^{-1}$.

При учете влияния перекоса тел качения [17]:

$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{24{,}4}{4{,}05}\right)^{3{,}33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 4421 ч. \quad (8)$$

Тогда математическая модель расчета долговечности, т. е. откорректированный ресурс с учетом влияния смазочного материала («Литол-24») без учета осевой нагрузки будет определяться по формуле [4]:

$$L_{10h} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60n} = 1{,}1 \cdot \left(\frac{24{,}4}{3}\right)^{3{,}33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 13223 ч, \quad (12)$$

где a_1 — коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от надежности, равен 1; a_{23} — коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от смазки, равен 1,1.

На перекос игл оказывают влияние и конструктивные элементы подшипника (длина иглы, а также диаметры иглы, шипа и стакана). Возникающая осевая сила смещает тела качения к торцу уплотнения, в результате происходит разрушение уплотнений карданного шарнира, что приводит к разгерметизации подшипникового узла. Вынужденные колебания также являются причиной возникновения и развития усталостных трещин [1–12], приводящих в конечном итоге к разрушению игольчатых подшипников [21, 22].

В результате проведенных исследований уточнена методика расчета долговечности подшипников карданного шарнира неравных угловых скоростей и разработана усовершенствованная конструкция карданного шарнира с сепаратором [17], исключающая перекос тел качения игольчатого подшипника и обеспечивающая вращение тел качения без взаимного трения смежных тел качения друг о друга, что в итоге позволило увеличить долговечность карданного шарнира в 2,7 раза.

Литература

1. Марченко Е.А. О природе разрушения поверхности металлов при трении. М.: Наука, 1979. 126 с.

2. Дегтярев Н.М., Пастухов А.Г. Виды и причины отказов карданных подшипниковых узлов // Вестн. ХНТУСГ. 2012. № 122. С. 278-284.

3. Menovschikov V.A., Eresko S.P. Structure influence and materials properties of mated surfaces on their density chanqe and compactibility degree // Engineering & automation problems. 2006. Vol. 5, № 1. P. 124-128.

4. Erdogan F., Sih G.C. On the crack extension in plates under plane loading and transverseshear // Trans. ASME. J. Basic Engng. 1963. № 85. P. 519–527.

5. Williams J.G., Ewing P.D. Fracture under complex stress - the angled crack problems // Intern. J. Fract. Mech. 1972. Vol. 8, № 4. P. 441–446.

6. Adamovich A.I., Kukushkin E.V., Novoselova V.O. The relationship of time fatigue damage with parameters oscillating bodies in terms of rolling under load // Materials 16 International Scientific Conference «Youth. Society. Modern science, technologies & innovations», 2017. P. 16-18.

7. КукушкинЕ.В., Меновщиков В.А. Малоцикловая усталость игольчатого подшипника // Актуальные проблемы авиации и космонавтики: материалы IX Всерос. науч.-практической конф. / Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. Красноярск, 2013. С. 154-155.

8. Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А., Ереско Т.Т. Вопросы формирования усталостных трещин в материалах игольчатых подшипников карданных шарниров // Актуальные проблемы авиации и космонавтики: материалы X Всерос. науч.- практической конф. / Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. Красноярск, 2014. С. 148-150.

9. Menovshchikov V.A., Shchelkanov A.S., Mityaev A.E. The effect of oscillatory motion of deformable volumes of the metal on fatigue in friction // Friction and Wear. 2003. Vol. 24, № 4. P. 378–382.

10. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. Киев: Техника, 1970. 396 с.

11. Меновщиков В.А. Повышение работоспособности игольчатых шарниров карданных передач приводов транспортно-технологических машин: дис. ... д-ра. техн. наук. Красноярск: КрасГАУ, 2006. 329 с.

12. Меновщиков В.А. Ереско С.П. Исследование и совершенствование игольчатых подшипников карданных передач транспортно-технологических машин. Красноярск: Изд-во КрасГАУ, 2006. 283 с.

13. Меновщиков В.А. Ереско С.П. Влияние перекоса тел качения и смежных явлений на работоспособность игольчатых подшипников карданного шарнира // Механики XXI веку. 2006. С. 320-335.

14. Меновщиков В.А. Ереско С.П. Оценка надёжности элементов пар трения карданного шарнира на игольчатых подшипниках // Механики XXI веку: материалы V межрегион. науч.-технической конф. Братск, 2006. С. 200-204.

15. Меновщиков В.А. Ереско С.П. Перекашивание тел в зоне силового контакта подшипника качения и его влияние на начальную остаточную деформацию // Механики XXI веку: материалы V межрегион. науч.-технической конф. Братск, 2006. С. 205-206.

16. Ереско С.П., Меновщиков В.А. Оптимизация конструктивно-режимных параметров шарниров карданных передач на игольчатых подшипниках / Механики XXI веку: материалы VII Всерос. науч.-технической конф. Братск, 2008. С. 29-32.

17. Ереско С.П., Ереско Т.Т., Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А. Карданный шарнир: пат. 170347 Рос. Федерация. № 2016140043; заявл. 11.10.16; опубл. 21.04.17, Бюл. № 12. 5 с.

18. Кукушкин Е.В., Кукушкин С.В., Меновщиков В.А., Семенуха О.В. Конструкция карданного шарнира с сепаратором // Решетневские чтения: материалы XXI Междунар. науч. конф. / Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. Красноярск, 2017. С. 577-579.

19. Kukushkin E.V., Kukushkin S.V., Menovshchi-kov V.A., Semenukha O.V. Design of universal joint with a new bearing // Journal of Advanced Research in Technical Science. 2017. № 7. P. 33-36.

20. Kukushkin E.V., Semenukha O.V., Shelikhova S.V. The force of rolling resistance needle bearings under load // Materials 16 International Scientific Conference «Youth. Society. Modern science, technologies & innovations», 2017. P. 91-93.

21. МеновщиковВ.А., ЕрескоС.П. Определени еэнергии диссипации контактного взаимодействия однородных твердых тел в условиях нестационарного нагружения // Системы Методы Технологии. 2012. № 3. С. 26-29.

22. Меновщиков В.А., Ереско С.П. Определение энергии диссипации контактного взаимодействия неоднородных твердых тел в условиях нестационарного нагружения // Системы Методы Технологии. 2012. № 3. С. 30-34.

Referances

1. Marchenko E.A. On the nature of the destruction of the surface of metals in friction. M.: Nauka, 1979. 126 p.

2. Degtyarev N.M., Pastuhov A.G. Types and causes of failures of universal joint bearing units // Vestn. HNTUSG. 2012. № 122. P. 278-284.

3. Menovschikov V.A., Eresko S.P. Structure influence and materials properties of mated surfaces on their density chanqe and compactibility degree // Engineering & automation problems. 2006. Vol. 5, № 1. P. 124-128.

4. Erdogan F., Sih G.C. On the crack extension in plates under plane loading and transverseshear // Trans. ASME. J. Basic Engng. 1963. № 85. P. 519-527.

5. Williams J.G., Ewing P.D. Fracture under complex stress - the angled crack problems // Intern. J. Fract. Mech. 1972. Vol. 8, № 4. P. 441-446.

6. Adamovich A.I., Kukushkin E.V., Novoselova V.O. The relationship of time fatigue damage with parameters oscillating bodies in terms of rolling under load // Materials 16 International Scientific Conference «Youth. Society. Modern science, technologies & innovations», 2017. P. 16-18.

7. Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A. Low Cycle Fatigue needle bearing // Aktual'nye problemy aviacii i kosmonavtiki: materialy IX Vseros. nauch.- prakticheskoj konf. / Sib. gos. aehrokosmich. un-t. Krasnoyarsk, 2013. P. 154-155.

8. Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A., Eresko T.T. Questions of formation of fatigue cracks in materials needle bearing universal joints: materialy X Vseros. nauch.-prakticheskoj konf. / Sib. gos. aehrokosmich. un-t. Krasnoyarsk, 2014. P. 148-150.

9. Menovshchikov V.A., Shchelkanov A.S., Mityaev A.E. The effect of oscillatory motion of deformable volumes of the metal on fatigue in friction // Friction and Wear. 2003. Vol. 24, № 4. P. 378-382.

10. Kosteckij B.I. Friction, lubrication and wear in machines. Kiev: Tekhnika, 1970. 396 p.

11. Menovshchikov V.A. Increase of efficiency of needle hinges of uyniversal joint gears of drives of transport-technological machines: dis. ... d-ra. tekhn. nauk. Krasnoyarsk: KrasGAU, 2006. 329 p.

12. Menovshchikov V.A. Eresko S.P. Study and improvement of needle bearing universal joint transmission of transport and technological machines. Krasnoyarsk: Izd-vo KrasGAU, 2006. 283 p.

13. Menovshchikov V.A., Eresko S.P. Influence of skew rolling bodies and related phenomena on the performance of needle bearings of the universal joint // Mekhaniki XXI veku. 2006. P. 320-335.

14. Menovshchikov V.A., Eresko S.P. Evaluation of the reliability of the elements of the friction pairs of the universal joint on needle bearings // Mekhaniki XXI veku: materialy V mezhregion. nauch.-tekhnicheskoj konf. Bratsk, 2006. P. 200-204.

15. Menovshchikov V.A., Eresko S.P. Mating of bodies in the zone of power contact of the bearing and its influence on the initial residual deformation // Mekhaniki XXI veku: materialy V mezhregion. nauch.-tekhnicheskoj konf. Bratsk, 2006. P. 205-206.

16. Eresko S.P., Menovshchikov V.A. Optimization of constructive-regime parameters of the joints of cardan gears on needle bearings / Mekhaniki XXI veku: materialy VII Vseros. nauch.-tekhnicheskoj konf. Bratsk, 2008. P. 29-32.

17. Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A. Universal joint: pat. 170347 Ros. Federaciya. № 2016140043; zayavl. 11.10.16; opubl. 21.04.17, Byul. № 12. 5 p.

18. Kukushkin E.V., Kukushkin S.V., Menovshchikov V.A., Semenuha O.V. Construction of joint with separator // Reshetnevskie chteniya: materialy XXI Mezhdunar. nauch. konf. / Sib. gos. aehrokosmich. un-t. Krasnoyarsk, 2017. P. 577-579.

19. Kukushkin E.V., Kukushkin S.V., Menovshchikov V.A., Semenukha O.V. Design of universal joint with a new bearing // Journal of Advanced Research in Technical Science. 2017. № 7. P. 33-36.

20. Kukushkin E.V., Semenukha O.V., Shelikhova S.V. The force of rolling resistance needle bearings under load // Materials 16 International Scientific Conference «Youth. Society. Modern science, technologies & innovations», 2017. P. 91-93.

21. Menovshchikov V.A., Eresko S.P. Determination of energy dissipation for homogeneous solids contact interaction under nonstationary loading conditions //Systems Methods Technologies. 2012. № 3. P. 26-29.

22. Menovshchikov V.A., Eresko S.P. Determination of energy dissipation for heterogeneous solids under nonstationary loading conditions //Systems Methods Technologies. 2012. № 3. P. 30-34.