

DOI: <https://doi.org/10.26896/1028-6861-2024-90-8-72-78>

МЕТОД ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ В ПАРЕ ЧЕРВЯК – ЧЕРВЯЧНОЕ КОЛЕСО

© Екатерина Михайловна Кулешова^{1*}, Сергей Андреевич Поляков^{1,2},
Лидия Ивановна Куксенова²

¹ Московский Государственный технический университет им. Н. Э. Баумана, Россия, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5; *e-mail: kuleshova.em@mail.ru

² Институт машиноведения им. А. А. Благонравова Российской академии наук, Россия, 101000, Москва, Малый Харитоньевский пер., д. 4.

*Статья поступила 27 ноября 2023 г. Поступила после доработки 4 декабря 2023 г.
Принята к публикации 28 декабря 2023 г.*

Цель работы — разработка метода экспериментального моделирования контактного взаимодействия в паре червяк-червячное колесо на машине трения МТ-8 с оценкой комплексного критерия физического подобия между процессами трения и изнашивания в червячной паре и в лабораторных образцах. На основе анализа условий контактирования пары червяк – червячное колесо приведено моделирование процессов контактного взаимодействия червячной пары в эксплуатации с помощью образцов в лабораторных условиях на машине трения МТ-8 с определением комплексного критерия подобия для выбранной лабораторной установки. Получены зависимости интенсивности изнашивания от контактного давления в червячной передаче и в лабораторных образцах, контактные давления пересчитаны с учетом реальной контурной площади касания. На основе проведенных испытаний разработан метод экспериментального моделирования контактного взаимодействия в паре червяк – червячное колесо. Показано, что процессы контактного взаимодействия в эксплуатации червячной пары и при модельном эксперименте на машине реверсивного трения скольжения имеют подобие. Разработанный метод экспериментального моделирования контактного взаимодействия в паре червяк-червячное колесо рекомендуется применять при планировании предварительных триботехнических испытаний, что позволит сократить материальные и временные затраты на проведение натурных испытаний червячной передачи и оценить такие триботехнические параметры, как интенсивность изнашивания, контактное давление, скорость относительного скольжения, температура масла. Полученные результаты можно использовать в целях прогнозирования параметрических границ триботехнической работоспособности червячной передачи.

Ключевые слова: червячная пара; машина трения; интенсивность изнашивания; критерий подобия.

METHOD OF EXPERIMENTAL MODELING OF CONTACT INTERACTION IN A WORM – WORM WHEEL PAIR

© Ekaterina M. Kuleshova,^{1*} Sergey A. Polyakov,^{1,2} Lidiia I. Kuxsenova²

¹ Bauman Moscow State Technical University, 5, 2-ya Baumanskaya ul., Moscow, 105005, Russia;
*e-mail: kuleshova.em@mail.ru

² Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences, 4, Maly Kharitonievsky per., Moscow, 101990, Russia.

Received November 27, 2023. Revised December 4, 2023. Accepted December 28, 2023.

The purpose of this study is to develop a method for experimental modeling of contact interaction in a worm – worm wheel pair on an MT-8 friction machine with an assessment of a complex criterion of physical similarity between the processes of friction and wear in a worm pair and in laboratory samples. Modeling of the processes of contact interaction of the worm pair in operation based on the analysis of the contact conditions of the “worm – worm wheel” pair is performed in laboratory conditions on an MT-8 friction machine with the determination of a complex similarity criterion for the selected laboratory installation. Dependences of the wear intensity on the contact pressure in a worm gear and in laboratory samples were obtained, with recalculation of the contact pressures and taking into account the real contour contact area. The developed method for experimental modeling of contact interaction in a worm-worm wheel pair has shown that the processes of contact interaction in operation of a worm pair and in a model experiment on a reverse sliding friction machine are similar. The use of the developed method for experimental modeling of contact interaction in a worm-worm wheel pair is recommended

when planning preliminary tribological tests, which will reduce the costs and time for carrying out full-scale tests of a worm gear with assessment of tribological parameters: wear rate, contact pressure, relative sliding speed, oil temperature with the goal of predicting the parametric boundaries of the tribotechnical performance of a worm gear.

Keywords: worm pair; friction machine; wear rate; similarity criterion.

Введение

Червячные передачи имеют широкое применение в машиностроении благодаря своей компактности, высокой кинематической точности, бесшумности и плавности работы, а также возможности получения самотормозящей передачи. Основной причиной выхода из строя большинства изделий машиностроения является изнашивание [1, 2]. По этой же причине возникает большая часть отказов и у червячных передач. Изнашивание зубьев червячного колеса происходит в связи с тем, что вектор скорости скольжения и касательная к линии контакта на отдельных участках контактирования колеса с червяком составляют угол в несколько градусов, что неблагоприятно для формирования смазочной пленки и способствует развитию процесса изнашивания [1, 2].

Традиционные методы повышения износостойкости червячных передач, такие как повышение твердости деталей, изменение технологии изготовления и др., требуют больших затрат и не дают значимого эффекта. Особое место в решении триботехнических задач при эксплуатации червячных передач занимает применение смазочных материалов. Улучшение состава смазочного материала при использовании штатных противоизносных присадок в отсутствие гидродинамических эффектов, что имеет место в червячном зацеплении, приводит к формированию хемосорбционной пленки, не позволяющей разделить сопрягаемые детали, так как ее толщина меньше суммарной высоты шероховатостей (не более 10 нм). В то же время известно, что в некоторых тяжело нагруженных сопряжениях скольжения хорошо проявляют себя добавки и присадки, имеющие нетрадиционные компоненты [3 – 9]. Исследования показывают, что некоторые варианты смазочных материалов являются весьма эффективными для повышения КПД и нагрузочной способности червячных передач [10, 11]. Однако из опыта экспериментальных исследований и реальной эксплуатации не получено достаточного количества данных в области влияния модифицированных смазочных материалов на износостойкость червячных передач. В связи с этим остается актуальным проведение сравнительных триботехнических испытаний червячных передач с разными смазочными материалами для выявления их эффективности.

Как известно, проведение натурных испытаний червячной передачи для оценки влияния

качества смазочного материала на интенсивность ее изнашивания и сравнения основных параметров предельного состояния (областей нагрузок, скоростей и температур масла и т.д.) при использовании разных смазочных материалов с возможностью дальнейшего прогнозирования параметрических границ червячных передач является весьма дорогостоящим и длительным. Поэтому необходимы предварительные лабораторные триботехнические испытания пар трения бронза – сталь с использованием разных смазочных материалов для определения их влияния на износостойкость материалов пары с учетом отличий формы контакта в эксплуатации червячной пары и образцов при лабораторных испытаниях.

Цель работы — разработка метода экспериментального моделирования контактного взаимодействия в паре червяк – червячное колесо на машине реверсивного трения скольжения с оценкой комплексного критерия физического подобия между процессами трения и изнашивания в червячной паре и в лабораторных образцах.

Методы исследования

Суть моделирования заключается в выявлении и классификации процессов, протекающих при трении и изнашивании червячной пары, и характеризующих их параметров. Масштабные коэффициенты для каждого параметра возможно определить с помощью методов теории подобия, размерностей и матричной алгебры³.

При тепловом моделировании и воспроизведении натурных значений давления и скорости скольжения комплексный критерий подобия, который может быть использован в качестве степени ускорения по безразмерной интенсивности изнашивания, определяется по формуле

$$k_y = \left[\frac{A_{am1} A_{am2} S_{n1} S_{n2}}{A_{an1} A_{an2} S_{m1} S_{m2}} \right]^{1/6}, \quad (1)$$

где A_a — площадь номинальной поверхности трения; $S = A_o/V$ (A_o — площадь свободной поверхности трения элемента трибосопряжения; V — эффективный объем элемента трибосопря-

³ Методические рекомендации МР 171–85. Метод экспериментальной оценки коэффициента трения и интенсивности изнашивания трибосопряжения на основе моделирования эксплуатационных условий. — М.: ВНИИНМАШ, 1985. — 32 с.

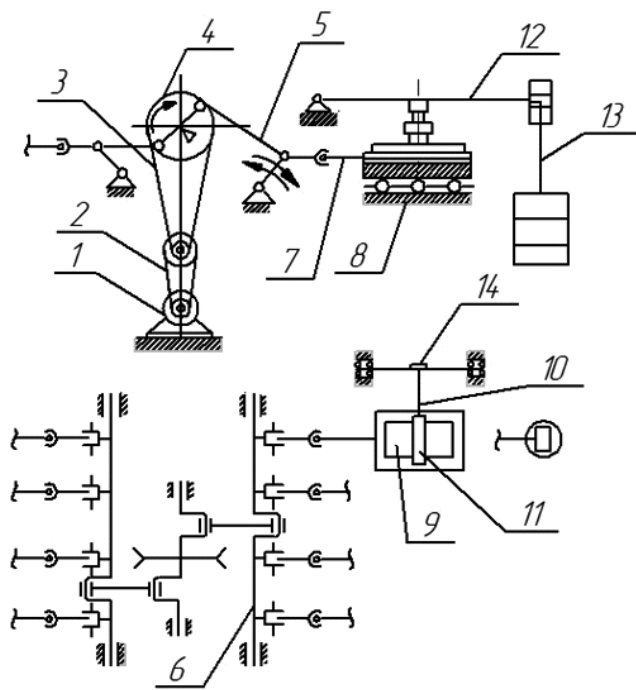


Рис. 1. Кинематическая схема восьмипозиционной машины трения возвратно-поступательного движения МТ-8: 1 — двигатель; 2 — клиноременные передачи; 3 — кривошипно-шатунный механизм; 4 — эксцентрик; 5 — шатун; 6 — крейцкопф; 7 — водило; 8 — восемь рабочих позиций; 9 — подвижный образец; 10 — рычаг крепления неподвижного образца; 11 — неподвижный образец; 12 — нагрузочный рычаг; 13 — сменные грузы

Fig. 1. Kinematic diagram of the eight-position reciprocating friction machine MT-8: 1 — engine; 2 — V-belt gears; 3 — crank mechanism; 4 — eccentric; 5 — connecting rod; 6 — crosshead; 7 — driver; 8 — eight working positions; 9 — movable model; 10 — fixed model attachment lever; 11 — fixed model; 12 — load lever; 13 — replaceable loads

жения); индексы «н» и «м» относятся к натурному трибосопряжению и испытываемым образцам (моделям).

Чтобы в первом приближении определить площадь номинальной поверхности трения A_n для червячной передачи, можно ширину площади контакта, рассчитанную по формуле Герца, умножить на суммарную длину контактных линий [2]:

$$l_{\Sigma} = \frac{1,3d_{w1}}{\cos \gamma_w},$$

где d_{w1} — начальный диаметр червяка; γ_w — угол подъема винтовой линии червяка на начальном цилиндре.

Полуширина площади контакта [12]

$$b = 1,522 \sqrt{\frac{q_n \rho_{np}}{E_{np}}}, \quad (2)$$

где q_n — нормальная погонная нагрузка; ρ_{np} — приведенный радиус кривизны; E_{np} — приведенный модуль упругости.

Очевидно, что в формуле (2) не учтены реальная геометрия червячного колеса и червяка, а также процесс приработки, что вносит неточность в расчет площади контакта.

Таким образом, оценивать площадь номинальной поверхности трения A_n следует для натурной червячной пары после процесса приработки. Для этого можно использовать методику, предложенную в работе [13]. В данной работе контурную площадь касания определяли следующим образом. После приработки зуб червячного колеса фотографировали на цифровую камеру с использованием стандартной измерительной линейки. Полученное цифровое изображение обрабатывалось в программном пакете «КОМПАС». В результате обработки изображения получали две величины: общую площадь боковой поверхности зуба и непосредственно контурную площадь касания, границу которой можно определить по наличию следов изнашивания.

Как показано в работе [14], потери на трение в контакте червячной пары уменьшаются с ростом скорости относительного скольжения. Данной закономерности соответствует левая ветвь зависимости f от Zk на диаграмме Герси – Штрибека, т.е. условия смазывания червячного зацепления находятся преимущественно в области смешанной и граничной смазки. Согласно [15] процесс проскальзывания витка червяка относительно зуба колеса имеет неравномерный характер за счет колебаний вращающего момента. Подобные условия контактирования могут быть смоделированы с помощью реверсивного перемещения поверхностей трения. Поэтому предварительно для лабораторных испытаний стальных и бронзовых образцов, имитирующих червячную пару, выбираем машину трения МТ-8 возвратно-поступательного движения, которая гарантирует условия реверса и граничной смазки в «мертвых» точках.

Кинематическая схема машины трения показана на рис. 1. Испытывали пару трения бронза – сталь. К верхнему образцу (Бр05Ц5С5) с меньшей поверхностью трения, который неподвижен, прикладывали нагрузку. Нижний образец (сталь 20Х) — подвижный — расположен в масляной ванне и совершает возвратно-поступательное движение. Перед началом испытаний пары трения подвергались приработке, при которой достигалось равномерное распределение следов износа по всей рабочей поверхности образцов. Одновременно испытывали три пары трения.

Обсуждение результатов

Чтобы перейти к оценке комплексного критерия подобия для выбранной лабораторной уста-

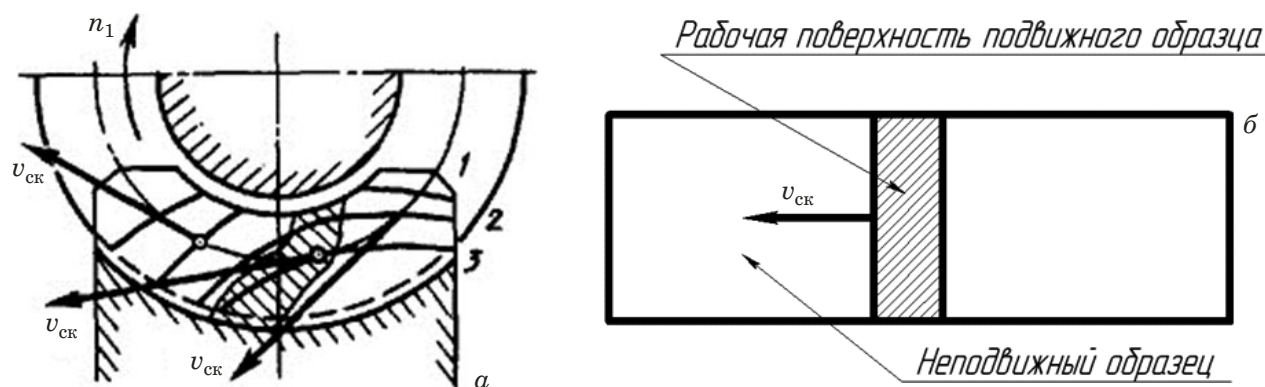


Рис. 2. Схемы контактного взаимодействия пар трения в условиях эксплуатации (а) и в лабораторных условиях (б)

Fig. 2. Schemes of the contact interaction of friction pairs in operation conditions (а) and in laboratory conditions (б)

новки, необходимо рассмотреть схемы контактного взаимодействия (рис. 2): а — червячной пары в условиях эксплуатации [2]; б — образцов в лабораторных условиях. Видно, что процессы контактного взаимодействия червячной пары в эксплуатации и образцов в лабораторных условиях имеют сходство. Оно заключается в наличии площади контакта, которая перемещается по поверхности контртела в определенном направлении в связи с трением этих поверхностей. Это движение происходит как в лабораторных, так и эксплуатационных условиях. Разница состоит в том, что в лабораторных условиях эта площадь прямоугольная и перемещается линейно, а в эксплуатационных условиях площадка имеет более сложную форму и перемещается по траектории, близкой к окружности. Связанное с этой траекторией изменение направления вектора скорости в червячном зацеплении приводит к затруднению формирования гидродинамического эффекта. Ранее было показано, что условия смазывания в червячном зацеплении находятся в области смешанной смазки [14]. Моделирование таких условий достигается в лабораторных условиях за счет реверсивности движения образцов, особенно в области «мертвых точек», что также присутствует в червячном зацеплении благодаря существенной неравномерности проскальзывания [15].

С учетом геометрических отличий червячной пары и пары лабораторных образцов перейдем к расчету комплексного критерия подобия (степени ускорения по безразмерной интенсивности изнашивания) для выбранной лабораторной установки.

Площадь номинальной поверхности трения червяка, оцененная по методике работы [13], $A_{ан1} = 132 \text{ мм}^2$. Площадь свободной поверхности червяка $A_{он1}$ определяется как разность суммы площадей всех поверхностей червяка и площади номинальной поверхности трения. Для упроще-

ния расчетов принимаем, что червяк имеет форму цилиндра с диаметром, равным диаметру делительной окружности червяка d_1 , и высотой, равной длине нарезанной части червяка l_1 . Тогда

$$\begin{aligned} A_{он1} &= A_{\Sigma н1} - A_{ан1} = \\ &= 2\pi \frac{d_1}{2} \left(\frac{d_1}{2} + l_1 \right) - A_{ан1} = 8207 \text{ мм}^2. \end{aligned}$$

Эффективный объем элемента трибосопряжения V — это часть объема элемента трибосопряжения, высота которого равна эффективной глубине проникновения тепла. Для червячной передачи считаем, что тепло распределяется по всей глубине червячного колеса и червяка. Тогда эффективный объем червяка

$$V_{он1} = \pi \left(\frac{d_1}{2} \right)^2 l_1 = 53\,857 \text{ мм}^3,$$

а коэффициент формы червяка

$$S_{н1} = A_{он1}/V_{он1} = 0,15.$$

Площадь номинальной поверхности трения червячного колеса равна площади номинальной поверхности трения червяка:

$$A_{ан2} = A_{ан1} = 132 \text{ мм}^2.$$

Площадь свободной поверхности червячного колеса $A_{он2}$ определяется как разность суммы площадей всех поверхностей червячного колеса и площади номинальной поверхности трения. Как и в случае с червяком, для упрощения расчетов принимаем, что червячное колесо имеет форму цилиндра с диаметром, равным диаметру дели-

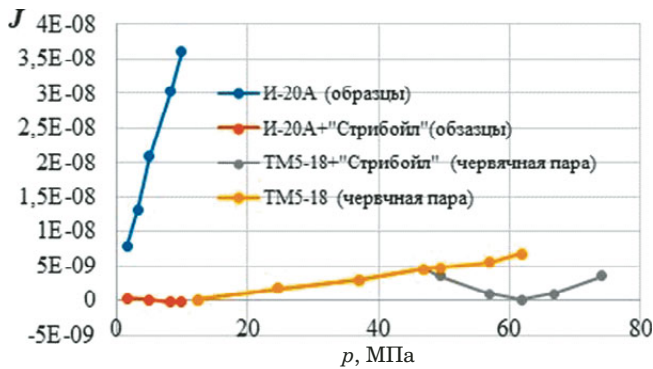


Рис. 3. Зависимости интенсивности изнашивания от контактного давления в червячной передаче и лабораторных образцах

Fig. 3. Comparison of the dependence of the wear intensity on the contact pressure in the worm gear and in laboratory models

тельной окружности червячного колеса d_2 , и высотой, равной ширине зубчатого венца b_2 . Тогда

$$\begin{aligned} A_{\text{он}2} &= A_{\Sigma\text{н}2} - A_{\text{ан}2} = \\ &= 2\pi \frac{d_2}{2} \left(\frac{d_2}{2} + b_2 \right) - A_{\text{ан}2} = 37\,758 \text{ мм}^2. \end{aligned}$$

Эффективный объем червячного колеса

$$V_{\text{он}2} = \pi (d_2/2)^2 b_2 = 385\,843 \text{ мм}^3,$$

тогда коэффициент формы червячного колеса

$$S_{\text{н}2} = A_{\text{он}2}/V_{\text{он}2} = 0,09.$$

Площадь номинальной поверхности трения неподвижного стального образца

$$A_{\text{ам}1} = 100 \text{ мм}^2.$$

Площадь свободной поверхности неподвижного стального образца $A_{\text{ом}1}$ определяется как разность суммы площадей всех поверхностей стального образца и площади номинальной поверхности трения. Образец имеет форму прямоугольного параллелепипеда со сторонами a_1 , b_1 , c_1 . Тогда

$$\begin{aligned} A_{\text{ом}1} &= A_{\Sigma\text{м}1} - A_{\text{ам}1} = \\ &= 2(a_1b_1 + b_1c_1 + a_1c_1) - A_{\text{ам}1} = 4590 \text{ мм}^2. \end{aligned}$$

Для лабораторного эксперимента считаем, что тепло распределяется по всей глубине образцов. Тогда эффективный объем неподвижного стального образца

$$V_{\text{ом}1} = a_1b_1c_1 = 13\,000 \text{ мм}^3,$$

а коэффициент формы неподвижного стального образца

$$S_{\text{м}1} = A_{\text{ом}1}/V_{\text{ом}1} = 0,35.$$

Площадь номинальной поверхности трения подвижного бронзового образца равна площади номинальной поверхности трения червяка:

$$A_{\text{ам}2} = A_{\text{ам}1} = 100 \text{ мм}^2.$$

Площадь свободной поверхности подвижного бронзового образца $A_{\text{ом}2}$ находится как разность суммы площадей всех поверхностей подвижного бронзового образца и площади номинальной поверхности трения. Образец имеет форму прямоугольного параллелепипеда со сторонами a_2 , b_2 , c_2 . Тогда

$$\begin{aligned} A_{\text{ом}2} &= A_{\Sigma\text{м}2} - A_{\text{ам}2} = \\ &= 2(a_2b_2 + b_2c_2 + a_2c_2) - A_{\text{ам}2} = 1260 \text{ мм}^2. \end{aligned}$$

Эффективный объем подвижного бронзового образца

$$V_{\text{ом}2} = a_2b_2c_2 = 2000 \text{ мм}^3,$$

а коэффициент формы подвижного бронзового образца

$$S_{\text{м}2} = A_{\text{ом}2}/V_{\text{ом}2} = 63.$$

Теперь определим комплексный критерий подобия (степень ускорения по безразмерной интенсивности изнашивания) по формуле (1):

$$k_y = \left[\frac{A_{\text{ам}1} A_{\text{ам}2} S_{\text{н}1} S_{\text{н}2}}{A_{\text{ан}1} A_{\text{ан}2} S_{\text{м}1} S_{\text{м}2}} \right]^{1/6} = 0,77.$$

Близость k_y к единице показывает, что условия контактирования в эксплуатации и лабораторной установке имеют подобие. Кроме того, условия смазывания, проанализированные выше, также показывают сходство условий трения (граничное трение). Это подтверждается сопоставлением интенсивности изнашивания в лабораторных условиях и эксплуатации при смазывании разными смазочными композициями. На рис. 3 показаны зависимости интенсивности изнашивания от контактного давления в червячной передаче и лабораторных образцах с пересчетом контактных давлений и с учетом реальной контурной площади касания. Как видно, тенденция к снижению интенсивности изнашивания при применении наномодифицированной добавки, полученная при лабораторных испытаниях, сохраняется и при испытаниях на натурном сопряжении червяк – червячное колесо. При использовании чис-

того индустриального масла при лабораторных испытаниях значения интенсивности изнашивания весьма велики, что объясняется отсутствием каких-либо присадок или добавок в базовом масле. При применении наномодифицированной добавки значения интенсивности изнашивания сопоставимы. В связи с этим считаем, что лабораторная установка МТ-8 может быть применена для модельных испытаний сопряжения сталь – бронза в условиях, близких к эксплуатационным в паре червяк – червячное колесо.

Заключение

Проведенный анализ условий смазывания, а также контактирования червячной пары и пары лабораторных образцов на машине трения МТ-8 показал, что процессы контактного взаимодействия в эксплуатации червячной пары и при модельном эксперименте имеют подобие. Это подтверждают результаты применения разработанного метода экспериментального моделирования контактного взаимодействия в паре червяк – червячное колесо с оценкой комплексного критерия подобия, а также сопоставление зависимостей интенсивности изнашивания от контактного давления в лабораторных условиях и эксплуатации. Перечисленные факторы позволяют использовать лабораторную установку МТ-8 для модельных испытаний сопряжения сталь – бронза в условиях, близких к эксплуатационным в паре червяк – червячное колесо. Разработанный метод экспериментального моделирования контактного взаимодействия в паре червяк – червячное колесо может быть применен при планировании предварительных триботехнических испытаний. Он позволяет сократить материальные и временные затраты на проведение натурных сравнительных испытаний червячной передачи и получить оценку различных триботехнических параметров, таких как интенсивность изнашивания, контактное давление, скорость относительного скольжения, температура масла и др. в целях прогнозирования параметрических границ триботехнической работоспособности червячной передачи.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Фомин М. В.** Червячные передачи / Справочник. Инженерный журнал. 2011. № 4. С. 1 – 24.
2. **Часовников Л. Д.** Передачи зацеплением (зубчатые и червячные). — М.: Машиностроение, 1985. — 168 с.

3. **Biryukov V. P., Goryunov N. A., Prints A. N.** Effect of additives to base oils to improve tribotechnical characteristics in friction pairs / *Journal of Advanced Research in Technical Science*. 2022. N 30. P. 38 – 41. DOI: 10.26160/2474-5901-2022-30-38-41
4. **Тохметова А. Б., Михеев А. В., Тананов М. А.** Исследования трибологических свойств моторного масла с содержанием фуллеренов / *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 2022. № 4. С. 108 – 112. DOI: 10.31857/S0235711922040150
5. **Albagachiev A. Y., Tokhmetova A. B.** Tribotechnical properties of nanomodifier 2 / *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2020. N 10. P. 870 – 873. DOI: 10.3103/S1052618820100027
6. **Пелипасов О. В., Путьмаков А. Н.** Анализ моторных масел с использованием спектрометра «Экспресс» и источника микроволновой плазмы / *Заводская лаборатория. Диагностика материалов*. 2019. Т. 85. № 1. Ч. 2. С. 91 – 95. DOI: 10.26896/1028-6861-2019-85-1-II-91-95
7. **Albagachiev A. Y., Buyanovskii I. A., Samusenko V. D., et al.** Serpentine as Additives to Oils: Efficiency and Mechanism of Lubrication / *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2021. Vol. 50. N 5. P. 459 – 468. DOI: 10.3103/S1052618821050034
8. **Albagachiev A. Y., Novikova N. N., Tokhmetova A. B.** Tribotechnical characteristics of nanomodifier 1 / *Journal of machinery manufacture and reliability*. 2020. N 5. P. 457 – 461. DOI: 10.3103/S1052618820050039
9. **Бирюков В. П., Принц А. Н., Корноухов А. П.** Улучшение триботехнических характеристик смазочных материалов при введении наноприсадок / *Научные труды 6-й Международной научно-технической конференции «Живучесть и конструкционное материаловедение»*. — М.: ИМАШ РАН, 2022. С. 62 – 65.
10. **Волков К. П.** Исследование влияния эффекта избирательного переноса металлов при трении на повышение эксплуатационных характеристик и прирабатываемость глобоидного редуктора. — В кн. «Повышение износостойкости на основе избирательного переноса» / Под ред. Д. Н. Гаркунова. — М.: Машиностроение, 1977. С. 172 – 176.
11. **Киселев Б. Р., Замятина Н. И., Годлевский В. А.** Оценка задиростойкости червячной пары при использовании трибоактивных присадок / *Трение и смазка в машинах и механизмах*. 2013. № 10. С. 15 – 19.
12. **Андриенко Л. А., Вязников В. А.** Ресурс работы червячной передачи по критерию изнашивания / *Известия вузов. Машиностроение*. 2011. № 4. С. 3 – 6.
13. **Polyakov S. A., Goncharov S. Y., Zakharov M. N., Lychagin V. V.** Influence of Film-Forming Lubricants on the Adaptability of Worm Gears / *Russian Engineering Research*. 2016. Vol. 36. N 2. P. 93 – 95. DOI: 10.3103/S1068798X16020179
14. **Андриенко Л. А., Вязников В. А.** Влияние изнашивания на динамические нагрузки в червячной передаче / *Известия вузов. Машиностроение*. 2011. № 9. С. 18 – 22.
15. **Поляков С. А., Гончаров С. Ю., Лычагин В. В. и др.** Анализ нелинейной динамики колебаний в червячных передачах / *IV Международная Школа-конференция молодых ученых «Нелинейная динамика машин»*: сб. трудов. — М.: ИМАШ РАН, 2017. — 217 с.

REFERENCES

1. **Fomin M. V.** Worm gears / *Sprav. Inzh. Zh.* 2011. N 4. P. 1 – 24 [in Russian].
2. **Chasovnikov L. D.** Gearing gears (gear and worm gears). — Moscow: Mashinostroyeniye, 1985. — 168 p. [in Russian].
3. **Biryukov V. P., Goryunov N. A., Prints A. N.** Effect of additives to base oils to improve tribotechnical characteristics in friction pairs / *Journal of Advanced Research in Technical Science*. 2022. N 30. P. 38 – 41. DOI: 10.26160/2474-5901-2022-30-38-41

4. **Tokhmetova A. B., Mikheev A. V., Tananov M. A.** Studies of tribological properties of motor oil containing fullerenes / *Problemy Mashinostroeniya i Nadezhnosti Mashin*. 2022. N 4. P. 108 – 112 [in Russian]. DOI: 10.31857/S0235711922040150
5. **Albagachiev A. Y., Tokhmetova A. B.** Tribotechnical properties of nanomodifier 2 / *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2020. N 10. P. 870 – 873. DOI: 10.3103/S1052618820100027
6. **Pelipasov O. V., Put'makov A. N.** Analysis of motor oils using an “Ekspress” spectrometer and microwave plasma source / *Zavod. Lab. Diagn. Mater.* 2019. Vol. 85. N 1. Part 2. P. 91 – 95. DOI: 10.26896/1028-6861-2019-85-1-II-91-95
7. **Albagachiev A. Y., Buyanovskii I. A., Samusenko V. D., et al.** Serpentine Additives to Oils: Efficiency and Mechanism of Lubrication / *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2021. Vol. 50. N 5. P. 459 – 468. DOI: 10.3103/S1052618821050034
8. **Albagachiev A. Y., Novikova N. N., Tokhmetova A. B.** Tribotechnical characteristics of nanomodifier 1 / *Journal of machinery manufacture and reliability*. 2020. N 5. P. 457 – 461. DOI: 10.3103/S1052618820050039
9. **Biryukov V. P., Prints A. N., Kornoukhov A. P.** Improvement of tribotechnical characteristics of lubricants with the introduction of nanopricks / *Scientific proceedings of the 6th International Scientific and Technical Conference “Vivability and Structural Materials Science”*. — Moscow: IMASH RAN, 2022. P. 62 – 65 [in Russian].
10. **Volkov K. P.** Investigation of the effect of the effect of selective metal transfer during friction on improving the operational characteristics and workability of a globoid reducer / *Increasing wear resistance based on selective transfer* / D. N. Garkunov, Ed. — Moscow: Mashinostroenie, 1977. P. 172 – 176 [in Russian].
11. **Kiselev B. R., Zamyatina N. I., Godlevskii V. A.** Evaluation of the worm pair's resistance to bullying when using triboactive additives / *Trenie Smazka Mash. Mekh.* 2013. N 10. P. 15 – 19 [in Russian].
12. **Andrienko L. A., Vyaznikov V. A.** Worm gear operation resource according to the wear criterion / *Izv. Vuzov. Mashinostr.* 2011. N 4. P. 3 – 6 [in Russian].
13. **Polyakov S. A., Goncharov S. Y., Zakharov M. N., Lychagin V. V.** Influence of Film-Forming Lubricants on the Adaptability of Worm Gears / *Russian Engineering Research*. 2016. Vol. 36. N 2. P. 93 – 95. DOI: 10.3103/S1068798X16020179
14. **Andrienko L. A., Vyaznikov V. A.** Influence of wear on dynamic loads in worm gear / *Izv. Vuzov. Mashinostr.* 2011. N 9. P. 18 – 22 [in Russian].
15. **Polyakov S. A., Goncharov S. Yu., Lychagin V. V., et al.** Analysis of nonlinear dynamics of oscillations in worm gears / *IV International School-Conference of Young Scientists “Nonlinear Dynamics of Machines”*: collection of works. — Moscow: IMASH RAN, 2017. — 217 p. [in Russian].