

УДК 621.825.5

doi: 10.18698/0536-1044-2021-8-12-19

# Эксплуатационная надежность роликовых обгонных муфт с постоянным углом заклинивания

А.А. Серегин, А.Г. Кравцов

Оренбургский государственный университет

## Reliability of Roller Freewheel Clutch with a Constant Jamming Angle

A.A. Seregin, A.G. Kravtsov

Orenburg State University

Сформулировано условие одновременного срабатывания всех элементов роликовых муфт свободного хода. Исходя из этого условия получено функциональное выражение для профилирующей эвольвентной линии рабочей поверхности звездочки, обеспечивающей постоянство угла заклинивания роликов, независимо от их размеров. Для описания изометрии профилирующей эвольвентной линии в пространстве использована алгебра  $n$ -мерных гиперкомплексных чисел. Этот математический аппарат применен для упрощения перевода уравнения эвольвентной поверхности в кадры программы станков с числовым программным управлением. Приведены формулы, позволяющие определить оптимальные значения допусков на размеры деталей муфт. Разработаны требования к точности изготовления деталей муфт. Предложен экспресс-метод расчета эксплуатационной надежности обгонных муфт. Результаты вычислений по предложенному методу качественно совпадают с результатами наблюдений за эксплуатацией муфт и с данными экспериментов.

**Ключевые слова:** надежность обгонных муфт, точность деталей муфты, эвольвентная поверхность

The article formulates the condition for the simultaneous operation of all elements of the roller freewheel clutches. Based on this condition, a functional dependence of the profiling involute line of the sprocket working surface was obtained, ensuring the constancy of the angle of roller jamming, regardless of their size. The algebra of  $n$ -dimensional hypercomplex numbers is used to describe the isometry of the profiling involute line in space. This mathematical tool is used to simplify the translation of the involute surface equation into program blocks of numerically controlled machine. The formulas are given to determine the optimal values of the tolerances for the dimensions of the clutch parts. Requirements for the accuracy of manufacturing clutch parts have been developed. An express method for calculating the operational reliability of freewheeling clutches is proposed. The results of calculations by the proposed method are in qualitative agreement with the results of observations of the clutch operation and experimental data.

**Keywords:** reliability of freewheeling clutch, precision of clutch parts, involute surface

Исследования надежности муфт свободного хода (МСХ), начатые уже давно [1–6], не прекращаются и в настоящее время [7–11]. К надежности МСХ предъявляют повышенные требования, особенно когда их используют в качестве храповых механизмов. В этом случае обратное вращение может создать аварийную ситуацию.

Для обеспечения высокой надежности МСХ профиль рабочей поверхности звездочки должен иметь такую форму, чтобы угол заклинивания роликов  $\alpha$  достигал максимального значения и не зависел от их радиуса. Известно [5, 6, 12], что чем больше угол  $\alpha$ , тем выше передаваемый МСХ крутящий момент. Угол  $\alpha$  зависит от радиуса роликов, который меняется в пределах допуска, уменьшаясь при их износе [5, 9]. Это также способствует асинхронности включения элементов МСХ в процессе передачи крутящего момента.

Цель работы — определение оптимальных геометрических параметров деталей, обеспечивающих высокую надежность МСХ.

**Расчет геометрических параметров деталей МСХ.** Условием постоянства угла заклинивания роликов является известное соотношение [5]

$$\rho = \sqrt{R^2 - 2r(1 + \cos \alpha)(R - r)}, \quad (1)$$

где  $\rho$  — радиус-вектор профиля рабочей поверхности звездочки;  $R$  — радиус обоймы МСХ;  $r$  — радиус ролика.

Недостатком МСХ с профилем рабочих граней звездочек, выполненных согласно уравнению (1), является низкая технологичность конструкции. Непосредственно использовать уравнение (1) при составлении программ современных станков с числовым программным управлением невозможно, так как отсутствуют стандартные кадры управляющих программ.

Для устранения этого недостатка при описании геометрии профиля рабочей поверхности звездочек используем алгебру  $n$ -мерных гиперкомплексных чисел. Это поможет разделить пространственно сложный профиль на составляющие компоненты, а затем перевести их в кадры управляющей программы по координатной системе станка.

Одной из самых распространенных кривых в машиностроении является эвольвента. Рассмотрим МСХ с рабочей поверхностью грани звездочки, профилированной по эвольвенте

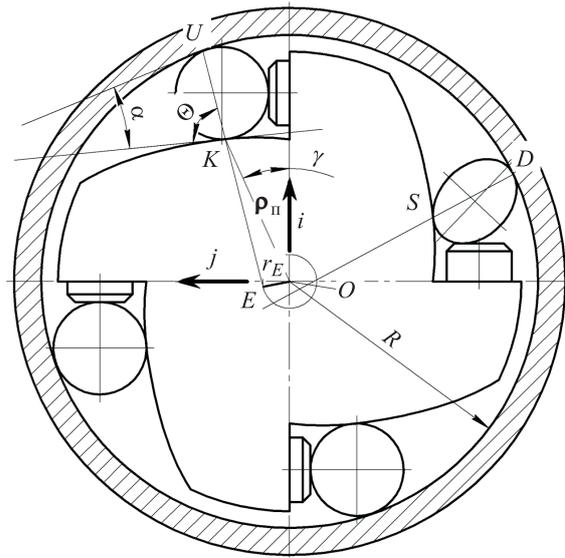


Рис. 1. Схема расположения деталей МСХ на момент включения ( $O$  — центр вращения звездочки и центр симметрии конструкции)

с вариативным радиусом эвольвенты  $r_E$  [9]. Радиус-вектор этого профиля можно представить в виде (рис. 1)

$$\rho_n = \frac{r_E}{\cos(\arcsin \gamma)}, \quad (2)$$

где  $\gamma$  — полярный угол эвольвентной поверхности.

Несмотря на простоту уравнения (2) расчет радиус-вектора профиля  $\rho_n$  весьма трудоемок. Это связано с тем, что эвольвента — трансцендентная кривая. Отсутствует программное обеспечение для вычисления обратной инволюты ( $\arcsin v$ ) функции, и расчет возможен только с использованием специальных таблиц.

Этот недостаток можно устранить, используя принципы представления геометрических объектов посредством алгебры гиперкомплексных чисел. Построим эвольвенту в пространстве  $H^{n+1}$  с кватернионными координатами  $(q_0, \dots, q_n)$  [13]. Тогда радиус-вектор

$$\rho_n = a + ib + jc + kd,$$

где  $a$  — константа, отражающая возможное смещение  $\rho_n$  от начала координат (считаем, что  $\rho_n$  берет начало в точке  $O$ );  $i, j, k$  — линейно независимые символы, используемые для определения направления в пространстве;  $b, c, d$  — координаты профиля эвольвенты по направлениям  $i, j, k$  соответственно.

Основной задачей при расчете геометрических параметров деталей является определение

координат  $b, c, d$ . Решение этой задачи начнем с анализа условий работы МСХ. Необходимым условием включения одного из роликов является одновременный контакт его звездочки и обоймы.

Рассмотрим геометрию включения МСХ (см. рис. 1). Из основных свойств эвольвенты получаем  $\Theta = \pi/2$  — угол между касательной к поверхности звездочки и ролика и отрезком  $EU$  (нормалью к эвольвенте). Считаем, что  $EU$  — прямая, соединяющая точки контакта ролика с обоймой  $U$ , звездочкой  $K$  и эволютой  $E$ .

Введем обозначение:  $\psi$  — дихотомия угла заклинивания  $\alpha$ , представляющая собой угол  $EUO$ . На основе геометрических соотношений заклинивания ролика [12, 5] дихотомия угла заклинивания  $\psi = \alpha/2$ .

На рис. 1 приведена схема для расчета профиля звездочки муфты. Согласно этой схеме, расстояние от отрезка  $EU$  до начала системы координат определяется выражением

$$r_E = R \sin \psi.$$

В этой формуле расстояние  $r_E$  — вариативный радиус-вектор эволюты кривой, профилирующей рабочую грань звездочки. Отрезок  $EK$  — нормаль к эвольвенте.

Выделим проекцию эвольвентной поверхности на плоскость, созданную направлениями  $i$  и  $j$ , и рассмотрим ее отдельно (рис. 2). Проведем линию  $KX$  параллельно направлению  $i$ . Соответственно угол между  $KX$  и  $EU$  равен

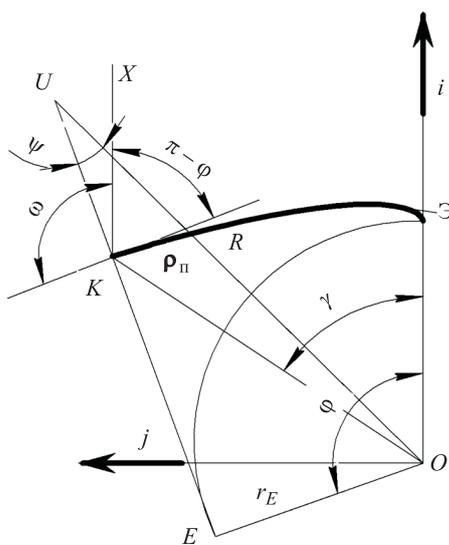


Рис. 2. Схема, характеризующая расположение точки контакта ролика и звездочки (Э — эвольвента; направление  $k$  перпендикулярно плоскости чертежа)

$\varphi - \pi/2$ . Согласно схеме, приведенной на рис. 2, имеем

$$\Theta = \omega - \left( \varphi - \frac{\pi}{2} \right) = \frac{\pi}{2} \Rightarrow \omega = \varphi,$$

где  $\omega$  — угол наклона касательной к эвольвентной поверхности в точке  $K$ ;  $\varphi$  — угол развернутости эвольвенты (полярный угол точки касания прямой  $EK$  и эволюты). Нормаль к эвольвенте  $EK = r_E \varphi$ . Тогда координаты точки  $K$  вычисляются следующим образом:

$$b_K = r_E \varphi \cos \varphi; \quad c_K = r_E \varphi \sin \varphi.$$

Так как тангенс угла  $\omega$  определяется из производной координаты  $c$  по координате  $b$  в точке контакта касательной, находим искомую функцию

$$\operatorname{tg} \omega = \frac{dc}{db} \Rightarrow \frac{dc}{db} = \frac{r_E \varphi \sin \varphi}{r_E \varphi \cos \varphi}.$$

Но в этом выражении необходимо учесть, что для обеспечения постоянства угла заклинивания параметр  $r_E$  должен представлять собой плавно изменяющуюся функцию от допусков на изготовление и износ элементов МСХ. Для учета изменения  $r_E$  в числитель и знаменатель полученного выражения введем дуальный оператор

Оператор представляет собой двумерное гиперкомплексное число с абстрактным элементом  $\epsilon$ , который использован для исключения подэлементных переменных из области действий математического исчисления. Дуальный оператор имеет вид

$$\Lambda = (e^{-\epsilon \varphi \operatorname{tg} \psi} - 1) d\varphi = Q d\varphi,$$

где  $Q = e^{-\epsilon \varphi \operatorname{tg} \psi} - 1$ .

Умножая числитель и знаменатель уравнения для тангенса угла  $\omega$  на  $\Lambda$ , интегрируя полученную формулу и подставляя в нее выведенные ранее зависимости, запишем следующие выражения:

- для координаты по направлению  $i$

$$b = W_b [\operatorname{tg} \psi \cos \varphi + Q \sin \varphi];$$

- для координаты по направлению  $j$

$$c = W_c [\operatorname{tg} \psi \sin \varphi - Q \cos \varphi],$$

где  $W_b, W_c$  — операторы уравнений, полученные при интегрировании уравнения для тангенса угла  $\omega$ .

Оператор  $W_b$  находим исходя из начальных условий:  $b = r_0$  при  $\varphi = 0$ , где  $r_0$  — начальное

значение  $r_E$  при  $\varphi = 0$ . Оператор  $W_c$  определяем решением дифференциальных уравнений, составленных на основе формулы для тангенса угла  $\omega$ , в которую включены выражения для  $b$  и  $c$ . Имеем

$$W_b = W_c = r_0 \operatorname{ctg} \psi.$$

Тогда уравнения профилирующей линии рабочей поверхности звездочки муфты с постоянным углом заклинивания можно представить в параметрической форме

$$b = R \cos \psi (\operatorname{tg} \psi \cos \varphi + Q \sin \varphi);$$

$$c = R \cos \psi (\operatorname{tg} \psi \sin \varphi - Q \cos \varphi).$$

Так как параметр  $Q$  зависит от угла развернутости эвольвенты  $\varphi$ , эта система уравнений представляет собой параметрические уравнения эвольвенты с вариативным радиус-вектором эволюты  $r_E$ .

Тогда радиус-вектор

$$\rho_{\Pi} = \sqrt{b^2 + c^2} = R \cos \psi \sqrt{\operatorname{tg}^2 \psi + Q^2},$$

а полярный угол эвольвентной профилирующей линии

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{c}{b} = \varphi - \operatorname{arctg} (Q \operatorname{ctg} \psi).$$

Из рис. 2 следует, что радиус-вектор точки контакта звездочки и ролика можно найти из уравнения

$$\rho_K = \sqrt{\rho^2 + r_0^2} = R \cos \psi Q;$$

$$KU = 2r \cos \psi = EK - \rho_K.$$

Отсюда определяем номинальное значение диаметра ролика

$$D_p = 2RQ.$$

Расчет допусков на диаметр роликов МСХ с эвольвентной рабочей поверхностью звездочки не проводился. При общепринятом подходе представления погрешностей изготовления деталей машин как отклонений, равномерно распределенных по периметру детали, такой расчет бесполезен для рассматриваемой конструкции МСХ.

Однако наличие у роликов огранки, овальности или отклонений геометрии неправильной формы вследствие износа или погрешности изготовления может существенно повлиять на значение угла заклинивания  $\alpha$  и способствовать асинхронности включения роликов МСХ.

Эта ситуация показана в правой части рис. 1. При полном контакте левого ролика с обоймой и звездочкой правый ролик, имеющий овальность, может не включиться в процесс передачи крутящего момента. Если это включение произойдет, то угол заклинивания ролика будет существенно отличаться от номинального значения. Линия общего контакта  $DS$  не проходит через центр вращения  $O$ , что изменяет параметры, влияющие на вероятность включения ролика муфты.

Изложенное можно использовать при определении допуска на отклонение формы роликов. Допуск на огранку или овальность находят расчетно-графическим методом, для чего чертеж муфты выполняют в увеличенном масштабе. Сначала определяют угол  $\alpha$  при номинальном диаметре  $D_p$ , затем оценивают величину изменения угла заклинивания вследствие смещения точек контакта роликов и обоймы, вызванных овальностью или огранкой роликов, для чего прочерчивают ролики видоизмененной формы внутри чертежа муфты. Далее величину изменения угла  $\alpha$  используют при расчете надежности МСХ.

#### Расчет эксплуатационной надежности МСХ.

При расчете надежности МСХ известными методами [12] первоначально необходимо определить два основных параметра:

- вероятность полного включения (всех роликов) МСХ в передачу крутящего момента  $P_Z$ ;
- вероятность включения в передачу крутящего момента только одного ролика  $P_1$ .

Вероятность включения только одного ролика может быть найдена на основе того, что вероятность  $(1 - P_1)$  противоположного события — невключения ни одного ролика — есть произведение  $Z$  вероятностей  $(1 - P_p)$  невключения каждого ролика:

$$P_1 = 1 - (1 - P_p)^Z,$$

где  $Z$  — число роликов МСХ.

Вероятность полного включения всех роликов в передачу крутящего момента  $P_Z$  находят по квантили

$$u_{P_Z} = - \frac{\bar{f} - \bar{\psi} - \mu(S_{f_p} + S_{\alpha_p})}{\sqrt{S_{f_m}^2 + \frac{1}{4} S_{\alpha_m}^2 + \varepsilon^2 (S_{f_p}^2 + S_{\alpha_p}^2)}}, \quad (3)$$

где  $\bar{f}$  — математическое ожидание угла трения;  $\bar{\psi}$  — математическое ожидание дихотомии

угла заклинивания;  $\epsilon$ ,  $\mu$  — табличные коэффициенты [12], зависящие от числа элементов МСХ;  $S_{f_p}$ ,  $S_{f_m}$  и  $S_{\alpha_p}$ ,  $S_{\alpha_m}$  — средние квадратичные отклонения углов трения и заклинивания роликов и муфт соответственно.

Вероятность включения только одного ролика  $P_1$  будет на порядок выше. Ее определяют по квантили

$$u_{P_1} = - \frac{\bar{f} - \bar{\psi}}{\sqrt{S_{f_m}^2 + \frac{1}{4}S_{\alpha_m}^2 + S_{f_p}^2 + S_{\alpha_p}^2}}. \quad (4)$$

В процессе эксплуатации МСХ ее надежность уменьшается. Закономерность снижения эксплуатационной надежности МСХ с прямой рабочей гранью звездочки носит ярко выраженный стохастический характер. Прогноз в данном случае не всегда соответствует реальной картине потока отказов этих муфт. Точный расчет снижения эксплуатационной надежности МСХ с эвольвентной поверхностью звездочек по формулам (3) и (4) возможен только в том случае, если геометрия изношенных поверхностей имеет форму, приближенную к идеальной (шар, цилиндр и т. д.).

Проведем приближенный расчет. Приближенность расчетов связана с пренебрежением влияния контактных упругих деформаций, которые могут принимать большие значения, если поверхность изношенных деталей МСХ имеет сложную контурную форму. Согласно предыдущим исследованиям [9], изношенные детали имеют неправильную форму, вид которой нельзя аппроксимировать идеальными геометрическими объектами.

В связи с этим расчет надежности МСХ известными методами является весьма дорогостоящим, так как требует высоких затрат трудовых ресурсов и машинного времени. Поэтому используем экспресс-метод, основанный на математическом алгоритме быстрого интегрирования вероятностей [14, 15], а также на оценке надежности механических систем [16, 17] в течение их жизненного цикла. Введем  $LS$ -функцию (limit state function):

$$LS = G - S,$$

где  $G$  и  $S$  — предельные значения угла трения  $f$  и заклинивания  $\alpha$  [5, 12].

$LS$ -функция будет отлична от нуля при выполнении неравенства

$$\bar{f} \geq \bar{\psi}.$$

Для нахождения вероятности безотказной работы используем показатель надежности  $\vartheta$ , представляющий собой отношение математического ожидания  $M(LS)$  компонент  $LS$ -функции к их среднему квадратичному отклонению  $S(LS)$ :

$$\vartheta = \frac{M(LS)}{S(LS)}.$$

Вероятность безотказной работы определяется из уравнения

$$P_6 = 1 - \Phi(-\vartheta), \quad (5)$$

где  $\Phi(-\vartheta)$  — стандартная функция нормального распределения [12].

Решение уравнения (5) осуществляется известными методами [14, 15], и может быть найдено с использованием таблиц.

**Изменение угла трения  $f$ .** Процесс трения между деталями новых муфт при свободном ходе [8] и заклинивании имеет несущественные различия, но износ деталей вносит свои коррективы в эти процессы. Количественную зависимость изменения коэффициента трения определяем из модели, приведенной в работе [18]. Преимуществом этой модели является то, что она органично включает в себя следующие составляющие:

- коэффициент смазки;
- компонент, определяющий сопротивление движению в местах локализации дефектов, когда контурное давление деформирует материал деталей на такую глубину, что значение деформации не зависит от коэффициента трения;
- компонент, характеризующий скачкообразное изменение силы трения;
- составляющая коэффициента трения, вызванная изменением мгновенного механического сопротивления относительно перемещению.

С учетом этого получаем минимальное значение угла трения  $f_{\min} = 3^\circ 43'$  и максимальное  $f_{\max} = 10^\circ 25'$ . Таким образом, разброс значений угла трения между деталями МСХ в течение срока эксплуатации  $\Delta f = 6^\circ 38'$ , что соответствует среднему квадратичному отклонению  $1^\circ 06'$  (принимаемому как одна шестая часть диапазона рассеяния). Полученное отклонение в 2,5 раза больше, чем средние квадратичные отклонения, используемые в известных расчетах [12].

**Изменение угла заклинивания  $\alpha$ .** Математическая модель расчета угла заклинивания  $\alpha$  представлена ранее. В работе [9] приведена зависимость изменения эволюты кривой, профилирующей рабочую грань звездочки, от переменных параметров, в том числе от износа. Эта зависимость получена на основании предположения, что изношенные ролики имеют форму, близкую к цилиндрической.

В этом случае разброс значений минимален ( $\Delta\alpha = 0^\circ 28'$ ). Среднее квадратичное отклонение составляет  $0^\circ 01'$ . Это подтверждает, что у МСХ с гранями звездочки, спрофилированными по эвольвентной поверхности,  $\alpha = \text{const}$ . При оценке вероятности полного включения муфты с такими отклонениями угла заклинивания роликов получаем  $P_Z = 0,999$ .

Но в результате проведенных испытаний [9] доказано, что ролики могут иметь огранку, а внутренняя поверхность обоймы — овальность или отклонения геометрии неправильной формы. Тогда угол заклинивания может изменяться в пределах от минимального значения  $\alpha_{\min} = 5^\circ 43'$  до максимального  $\alpha_{\max} = 9^\circ 55'$ . Разброс значений  $\Delta\alpha = 4^\circ 12'$ , среднее квадратичное отклонение составляет  $0^\circ 42'$ . С учетом вариаций значений углов трения  $\varphi$  и заклинивания  $\alpha$  при эксплуатации получаем вероятность безотказной работы:

- рассчитывая квантиль по формуле (3) при  $Z = 4$  и используя таблицы [12],

$$P_Z < 0,73;$$

- по формуле (5) при  $Z = 4$

$$P_Z = 0,7676.$$

Расчеты вероятности безотказной работы, выполненные на основе анализа геометрии изношенных элементов МСХ по формулам (3)–(5), дают качественное совпадение результатов. При этом использование экспресс-метода со-

кращает время оценки надежности механических систем. Соответственно, трудоемкость выполнения расчетов существенно снижается по мере увеличения количества элементов, составляющих механическую систему.

Результаты расчетов по формулам (3)–(5) проверены при испытаниях МСХ по экстремальному уровню [9] с последующей диагностикой [11]. Различие эмпирических и расчетных данных составило 6...11 %.

## Выводы

1. Разработан метод расчета геометрических параметров деталей МСХ, обеспечивающих высокую надежность. К его преимуществам перед другими методами относятся:

- расчет рабочей поверхности звездочек, обеспечивающих постоянство угла заклинивания роликов;
- определение допусков формы на изготовление и износ деталей МСХ;
- использование результатов расчетов без дополнительных преобразований при составлении кадров управляющих программ для станков с числовым программным управлением, что сокращает время подготовки управляющих программ.

2. Проведена апробация экспресс-метода расчета вероятности безотказной работы МСХ, которая показала качественное совпадение результатов расчета с данными эксперимента и расчета, выполненного по известным методикам.

3. Наличие огранки, овальности или отклонений геометрии неправильной формы у деталей МСХ с гранями звездочки, спрофилированными по эвольвентной поверхности, существенно уменьшает ее надежность. При этом значение вероятности безотказной работы у МСХ с постоянным углом заклинивания выше, чем у муфт с плоской гранью звездочки.

## Литература

- [1] Шейфер Я.Р. Муфты свободного хода. *Труды ЦИИМ*, 1944, № 65, с. 15.
- [2] Kollmann K. Beitrag zur Konstruktion und Berechnung von Überholkupplungen. In: *Getriebe Kupplungen Antriebsselemente*. Wiesbaden, Vieweg, Teubner, 1957, pp. 254–259.
- [3] Нониева Т.Г. К вопросу о применении обгонных муфт в сельскохозяйственных машинах. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*, 1962, № 9, с. 28–31.
- [4] Пилипенко М.Н. *Механизмы свободного хода*. Ленинград, Машиностроение, 1966. 287 с.
- [5] Мальцев В.Ф. *Роликовые механизмы свободного хода*. Москва, Машиностроение, 1968. 415 с.

- [6] Папченко А.И. *Исследование точности изготовления и монтажа роликовых механизмов свободного хода*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, ЧПИ им Ленинского комсомола, 1969. 30 с.
- [7] Пылаев Б.В. Эксцентриковая высокомоментная обгонная муфта. *Вестник машиностроения*, 2003, № 9, с. 9–12.
- [8] Шарков О.В. Анализ потерь на трение в период свободного хода в механизмах свободного хода. *Детали машин и трибология. Межвузовский сб. науч. тр. КГТУ*. Калининград, КГТУ, 2005, с. 156–173.
- [9] Серегин А.А. Модернизация роликовых механизмов свободного хода. *Ремонт, восстановление, модернизация*, 2008, № 12, с. 7–10.
- [10] Архангельский Г.В., Архангельский А.Г. *Роликовые механизмы свободного хода*. Одесса, Наука и техника, 2009. 92 с.
- [11] Серегин А.А., Кравцов А.Г. Диагностика состояния элементов механизмов свободного хода. *Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение*, 2017, т. 17, № 3, с. 41–47, doi: <https://doi.org/10.14529/engin170305>
- [12] Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. *Надежность машин*. Москва, Высшая школа, 1988. 238 с.
- [13] Дубровин Б.А., Новиков С.П., Фоменко А.Т. *Современная геометрия. Методы и приложения*. Москва, Наука, 1979. 760 с.
- [14] Chen X., Lind N.C. Fast probability integration by three parameter normal tail approximation. *Struct. Saf.*, 1983, vol. 1, no. 4, pp. 269–276, doi: [https://doi.org/10.1016/0167-4730\(82\)90003-0](https://doi.org/10.1016/0167-4730(82)90003-0)
- [15] Melchers R.E., Beck A.T. *Structural reliability analysis and prediction*. Wiley, 2017. 506 p.
- [16] Frangopol D.M., Strauss A., Bergmeister K. Lifetime cost optimization of structures by a combined condition-reliability approach. *Eng. Struct.*, 2009, vol. 31, no. 7, pp. 1572–1580, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2009.02.036>
- [17] Marler R.T., Arora J.S. Survey of multi-objective optimization methods for engineering. *Struct. Multidisc. Optim.*, 2004, vol. 26, no. 6, pp 369–395, doi: <https://doi.org/10.1007/s00158-003-0368-6>
- [18] Seregin A.A. Safe installation of blank with clamp wear. *Russ. Engin. Res.*, 2010, vol. 30, no. 6, pp. 561–563, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X10060067>

## References

- [1] Sheyfer Ya.R. Free-wheel clutches. *Trudy TsIAM*, 1944, no. 65, p. 15 (in Russ.).
- [2] Kollmann K. Beitrag zur Konstruktion und Berechnung von Überholkupplungen. In: *Getriebe Kupplungen Antriebsselemente*. Wiesbaden, Vieweg, Teubner, 1957, pp. 254–259.
- [3] Nonieva T.G. On problem of using overrunning clutches in agricultural machinery. *Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny*, 1962, no. 9, pp. 28–31 (in Russ.).
- [4] Pilipenko M.N. *Mekhanizmy svobodnogo khoda* [Free-wheel mechanisms]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1966. 287 p.
- [5] Mal'tsev V.F. *Rolikovye mekhanizmy svobodnogo khoda* [Free-wheel rolling mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968. 415 p.
- [6] Papchenko A.I. *Issledovanie tochnosti izgotovleniya i montazha rolikovykh mekhanizmov svobodnogo khoda*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Study on manufacturing and assembling accuracy of rolling free-wheel mechanisms. Abs. kand. tech. sci. diss.]. Chelyabinsk, ChPI im Leninskogo komsomola Publ., 1969. 30 p.
- [7] Pylaev B.V. Eccentric high-torque overrunning clutch. *Vestnik mashinostroeniya*, 2003, no. 9, pp. 9–12 (in Russ.).
- [8] Sharkov O.V. [Analysis of friction losses in free-wheeling period in free-wheel mechanisms]. *Detali mashin i tribologiya. Mezhvuzovskiy sb. nauch. tr.* [Machine parts and tribology. Proc. Interuniversity Sci. Conf.]. KGTU. Kaliningrad, KGTU Publ., 2005, pp. 156–173 (in Russ.).
- [9] Seregin A.A. Modernization of roller mechanisms with free running. *Remont, vosstanovlenie, modernizatsiya* [Repair, Reconditioning, Modernization], 2008, no. 12, pp. 7–10 (in Russ.).
- [10] Arkhangel'skiy G.V., Arkhangel'skiy A.G. *Rolikovye mekhanizmy svobodnogo khoda* [Rolling free-wheel mechanisms]. Odessa, Nauka i tekhnika Publ., 2009. 92 p.

- [11] Seregin A.A., Kravtsov A.G. Diagnostics of elements freewheel. *Vestnik YuUrGU. Ser. Mashinostroenie* [Bulletin of SUSU. Ser. Mechanical engineering industry], 2017, vol. 17, no. 3, pp. 41–47, doi: <https://doi.org/10.14529/engin170305> (in Russ.).
- [12] Reshetov D.N., Ivanov A.S., Fadeev V.Z. *Nadezhnost' mashin* [Machines reliability]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1988. 238 p.
- [13] Dubrovin B.A., Novikov S.P., Fomenko A.T. *Sovremennay geometriya. Metody i prilozheniya* [Modern geometry. Methods and applications]. Moscow, Nauka Publ., 1979. 760 p.
- [14] Chen X., Lind N.C. Fast probability integration by three parameter normal tail approximation. *Struct. Saf.*, 1983, vol. 1, no. 4, pp. 269–276, doi: [https://doi.org/10.1016/0167-4730\(82\)90003-0](https://doi.org/10.1016/0167-4730(82)90003-0)
- [15] Melchers R.E., Beck A.T. *Structural reliability analysis and prediction*. Wiley, 2017. 506 p.
- [16] Frangopol D.M., Strauss A., Bergmeister K. Lifetime cost optimization of structures by a combined condition-reliability approach. *Eng. Struct.*, 2009, vol. 31, no. 7, pp. 1572–1580, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2009.02.036>
- [17] Marler R.T., Arora J.S. Survey of multi-objective optimization methods for engineering. *Struct. Multidisc. Optim.*, 2004, vol. 26, no. 6, pp. 369–395, doi: <https://doi.org/10.1007/s00158-003-0368-6>
- [18] Seregin A.A. Safe installation of blank with clamp wear. *Russ. Engin. Res.*, 2010, vol. 30, no. 6, pp. 561–563, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X10060067>

Статья поступила в редакцию 19.02.2021

## Информация об авторах

**СЕРЕГИН Андрей Алексеевич** — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Технология машиностроения, металлообрабатывающие станки и комплексы». Оренбургский государственный университет (460018, Оренбург, Российская Федерация, проспект Победы, д. 13, e-mail: [aasdom@yandex.ru](mailto:aasdom@yandex.ru)).

**КРАВЦОВ Александр Григорьевич** — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Материаловедение и технология материалов». Оренбургский государственный университет (460018, Оренбург, Российская Федерация, проспект Победы, д. 13, e-mail: [teplo1955@mail.ru](mailto:teplo1955@mail.ru)).

## Information about the authors

**SEREGIN Andrey Alekseevich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Metalworking Machines and Complexes. Orenburg State University (460018, Orenburg, Russian Federation, Pobedy Avenue, Bldg. 13, e-mail: [aasdom@yandex.ru](mailto:aasdom@yandex.ru)).

**KRAVTSOV Alexandr Grigor'evich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Materials Science and Technology of Materials. Orenburg State University (460018, Orenburg, Russian Federation, Pobedy Avenue, Bldg. 13, e-mail: [teplo1955@mail.ru](mailto:teplo1955@mail.ru)).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Серегин А.А., Кравцов А.Г. Эксплуатационная надежность роликовых обгонных муфт с постоянным углом заклинивания. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 8, с. 12–19, doi: [10.18698/0536-1044-2021-8-12-19](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2021-8-12-19)

### Please cite this article in English as:

Seregin A.A., Kravtsov A.G. Reliability of Roller Freewheel Clutch with a Constant Jamming Angle. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 8, pp. 12–19, doi: [10.18698/0536-1044-2021-8-12-19](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2021-8-12-19)