

УДК 621.833.12

Проектирование самотормозящихся реечных передач

Г.А. Тимофеев, Р.М. Киселев

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Design of the self-braking rack-and-gear drives

G.A. Timofeev, R.M. Kiselev

Bauman Moscow State Technical University

Для фиксации выходного звена машинного агрегата в заданном положении и исключения его самопроизвольного движения (особенно в грузоподъемных машинах) под действием нагрузки привод обычно снабжают тормозом. Во многих случаях можно обойтись и без специального тормозного устройства, если включить в состав привода самотормозящийся механизм, который совмещает функции передачи движения и автоматического торможения после выключения двигателя. Такое решение позволяет получить простую, легкую и компактную конструкцию и снизить ее себестоимость благодаря устранению тормоза. Однако в большей части современных приводов машин и приборов указанный способ торможения выходного звена применяется очень редко, так как проектирование самотормозящихся механизмов является малоизученной темой. Рассмотрен метод проектирования самотормозящейся реечной зубчатой передачи. Приведен пример ее синтеза по заданным силовым и кинематическим характеристикам на входном звене.

EDN: WXDDRC, <https://elibrary/wxddrc>**Ключевые слова:** грузоподъемные машины, условие самоторможения, самотормозящаяся реечная передача, угол наклона зубьев, профиль зубьев

To fix the output link of a machine unit in the given position and to exclude its spontaneous motion (especially in the hoisting machines) under the action of a load, the drive is usually equipped with a brake. In many cases, it is possible to avoid using a special braking device, if a self-braking mechanism is included in the drive, as it combines functions of transmitting motion and automatic braking after switching off the engine. This solution makes it possible to obtain a simple, lightweight and compact design, as well as to reduce its cost by eliminating the brake. However, this method of the output link braking is used very rarely in most modern drives of the machines and devices, since design of the self-braking mechanisms is a little-studied topic. The paper considers a method for designing a self-braking rack-and-gear drive. It provides an example of its synthesis according to the specified force and kinematic characteristics at the input link.

EDN: WXDDRC, <https://elibrary/wxddrc>**Keywords:** hoisting machine, self-braking condition, self-braking rack-and-gear drive, teeth inclination angle, teeth profile

Исследованию самотормозящихся передач и их практическому применению посвящено достаточно много научных работ. Подробно описаны как широко изученные самотормозящиеся пе-

редачи типа винт — гайка и червячные передачи [1, 2], так и малоизученные самотормозящиеся клиновые механизмы [3, 4], цилиндрические и реечные зубчатые передачи (далее СРП)

[5]. Однако создание самотормозящихся цилиндрических и реечных зубчатых передач, имеющих коэффициент полезного действия более 0,7, все еще остается малоисследованной темой. Основная конструктивная особенность СРП заключается в очень больших углах наклона зубьев зубчатого колеса (ЗК) и зубчатой рейки.

Проектированию цилиндрических зубчатых передач посвящено много работ, в том числе уже сформирован принципиальный алгоритм эскизного проектирования [6, 7]. Методика же расчета СРП (см. рисунок) не описана и представляет интерес.

Цель исследования — разработка и унификация проектного метода расчета СРП.

СРП представляет собой зацепление косозубых ЗК 1 и рейки 2. Угол наклона зубьев СРП составляет 70...85°, что необходимо для обеспечения самоторможения. Так как угол наклона зубьев является экстремальным, такую передачу всегда выполняют шевронной.

Сформулируем, какие параметры для проектирования СРП может включать в себя техническое задание. В техническом задании на проектирование привода с СРП должны содержаться входные параметры для ее расчета. Как правило, привод состоит из электродвигателя или другого источника энергии и движения, передаточного механизма (редуктора, мультипликатора, вариатора), исполнительного механизма (рычажного, кулачкового или другого), муфт, крепежных элементов и других конструктивных элементов [8].

СРП является исполнительным или передаточным механизмом и по итогам разработки эскизного проекта инженер-конструктор должен проанализировать техническое задание и получить параметры для проектирования СРП.

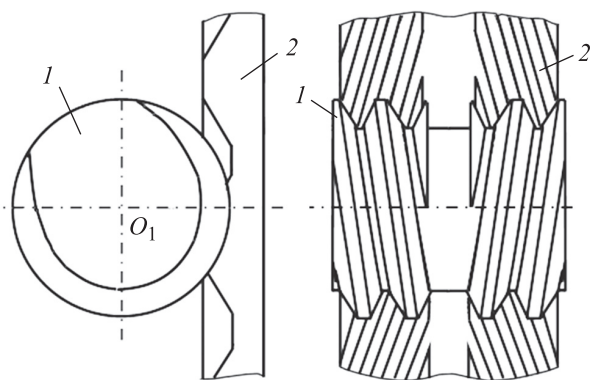


Схема СРП

К ним относятся: номинальный момент на выходном валу редуктора или номинальное усилие, передаваемое на рейку, если она является входным звеном; габаритные размеры СРП; кинематическая характеристика СРП, т. е. угловая скорость на выходном валу или скорость движения рейки; межосевое расстояние СРП или скорость выходного звена; материал ЗК и рейки; требования к точности и прочности СРП; тип СРП (силовая/кинематическая).

Чтобы по техническому заданию инженер-конструктор смог рассчитать все параметры СРП и подготовить конструкторскую документацию, инженер-механик должен разработать алгоритм проектирования СРП [9]. Основными параметрами СРП, по которым можно определить все остальные (геометрические и конструктивные), являются:

- модуль зацепления m , определяемый по нагрузке на входном звене (чаще всего по номинальному моменту);
- число зубьев ЗК z_1 ;
- угол наклона зубьев ЗК β ;
- коэффициент смещения ЗК x_1 .

Рассмотрим способы определения каждого из этих параметров. При проектировании модуль зацепления или передачи [10], как правило, находят по известной нагрузке в первом приближении. Для СРП это может быть момент, приложенный к ЗК, и (или) сила, действующая на рейку.

Так как в СРП рейка является выходным звеном, ее приводят в движение путем приложения момента к ЗК. То есть модуль зацепления будет определяться по номинальному моменту, приложенному к ЗК.

При проектном расчете ЗК модуль зацепления находим из условия изгибной прочности зубьев передачи [11] по обобщенной формуле

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 M_{\text{ном}} \cos \beta Y_F Y_\beta K_F}{z_1 [\sigma]_F \psi_m}},$$

где $M_{\text{ном}}$ — номинальный момент, приложенный к ЗК, Н·м; β — угол наклона образующей зуба; Y_F — коэффициент, учитывающий форму зубьев для ЗК внешнего зацепления (для ЗК с числом зубьев менее 17 $Y_F = 3,5...4,3$); Y_β — коэффициент, учитывающий угол наклона образующей зуба; K_F — коэффициент нагрузки, $K_F = 1,0...1,2$; $[\sigma]_F$ — допускаемые напряжения изгиба, для термообработанных сталей, $[\sigma]_F = 280...340$ МПа; ψ_m — коэффициент ширины

зубчатого венца, для косозубых ЗК $\psi_m = 12 \dots 20$.

Коэффициент, учитывающий угол наклона образующей зуба, вычисляем как

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{180^\circ}.$$

Принимая средние значения коэффициентов для косозубых передач и $[\sigma]_F = 300$ МПа, получаем

$$m = 1,6 \sqrt{\frac{M_{\text{ном}} \cos \beta}{z_1}}. \quad (1)$$

Окончательное значение модуля зацепления выбираем округлением величины, полученной при расчете по формуле (1), до ближайшего большего из стандартных значений в соответствии с ГОСТ 9563–80. Первый предпочтительный ряд модулей зацепления: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40, ..., 100 мм; второй ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9 мм и т. д.

Модуль зацепления следует выбирать наименьшим, так как с его увеличением возрастают габаритные размеры и масса СРП, а также трудоемкость и трудозатраты обработки. Для силовых передач машин не рекомендовано выбирать модуль зацепления меньше, чем 1,5 мм.

Угол наклона зубьев β определяем из условия обеспечения самоторможения зубчатой передачи, описанной в работе [12]. Угол наклона зубьев самотормозящих передач β не следует выбирать меньше 60° :

$$\alpha_t > \arctg \frac{\cos \beta_b}{f_{21}}, \quad (2)$$

где α_t — угол профиля в торцевом сечении, $\alpha_t = \arctg(\tg \alpha / \cos \beta)$ (α — угол профиля); β_b — угол отклонения общей нормали в зацеплении от торцевой плоскости, $\beta_b = \arctg(\cos \alpha_t / \tg \beta)$; f_{21} — коэффициент трения пары рейка — ЗК.

Принимаем равными коэффициенты трения материалов при прямом и обратном ходе

$$f_{21} = f_{12} = f$$

и углы профиля в торцевом сечении

$$\alpha_{t2} = \alpha_{t1} = \alpha_t.$$

Для самоторможения СРП получаем следующее условие:

$$\alpha_t > \arctg \frac{\cos \beta_b}{f}.$$

Так как коэффициент трения является непостоянной величиной и чувствительной к качеству обработки поверхностей зубьев, материалам [13], температуре, виду смазки и другим параметрам, необходимо выполнять условие самоторможения с некоторым коэффициентом запаса k_f :

$$\alpha_t > \arctg \frac{\cos \beta_b}{k_f f}. \quad (3)$$

Коэффициент трения f зависит от типа материала и вида его технологической обработки. У стали коэффициент трения, как правило, варьируется не более чем на 10 %, т. е. $k_f = 0,9 \dots 1,1$ [14]. Чем меньше произведение $k_f f$, тем строже условие самоторможения, поэтому для расчета следует использовать нижнее значение коэффициента трения.

Если число зубьев ЗК выбирают после выбора модуля зацепления, то можно использовать заданное реечное межосевое расстояние

$$a_{pw} = a_p + \Delta a_p = 0,5 \frac{m z_1}{\cos \beta} + m x_1,$$

где a_p — реечное делительное расстояние; Δa_p — уравнительное смещение рейки.

Кроме того, число зубьев СРП должно быть минимальным и обеспечивать выполнение условия отсутствия подрезания зубьев

$$z_1 > \frac{2 \cos \beta (1 - x_1)}{1 - \cos^2 \alpha_t}. \quad (4)$$

В то же время число зубьев и коэффициент смещения должны быть такими, чтобы выполнялось условие отсутствия заострения зубьев [15]

$$s_a > m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_a} \left[\frac{\pi}{2} + 2 x_1 \tg \alpha - z_1 (\text{inv } \alpha_a - \text{inv } \alpha) \right],$$

где s_a — толщина зуба по окружности вершин ЗК; α_a — угол профиля на окружности вершин ЗК.

В работе [10] отмечено, что для стабильной работы самотормозящейся передачи коэффициент смещения ЗК x_1 должен быть больше единицы. Необходимо, чтобы выполнялось следующее условие:

$$x_1 > h_a^* + \frac{z_1}{2 \cos \beta} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_t} - 1 \right),$$

где h_a^* — коэффициент высоты головки зуба.

Коэффициент смещения ЗК следует выбирать наименьшим, так как его увеличение усложняет изготовление СРП и контроль за ней [16].

После нахождения основных параметров СРП: числа зубьев ЗК z_1 , угла наклона ЗК β и коэффициента смещения ЗК x_1 , определяем основные геометрические параметры СРП.

Таким образом, имеем систему критериев для вычисления основных параметров СРП. На основе этих критериев создан алгоритм расчета СРП, включающий в себя следующие шаги:

- ввод исходных данных: габаритных размеров, длины рейки l_2 , номинального момента на входном валу $M_{\text{ном}}$, материала ЗК и рейки, их механических свойств (f_{21}, f_{12}, σ_T), коэффициента запаса по самоторможению k_f , угловой скорости входного звена ω_1 и средней скорости движения рейки v_2 (или диаметра делительной окружности ЗК d);

- выбор угла наклона зубьев β в диапазоне 60...90° с шагом не менее 5°; впоследствии угол β можно скорректировать в соответствии с условием самоторможения и коэффициентом запаса;

- проверка условия самоторможения по выражению (3);

- выбор числа зубьев z_1 (для самотормозящихся передач, как правило, $z_1 = 1...5$);

- выбор модуля зацепления по ГОСТ 9563–60 из стандартного ряда, максимально приближенного к значению

$$m = \frac{d \cos \beta}{z}$$

причем модуль зацепления должен быть минимальным, удовлетворяющим условию

$$m \geq 1,6 \sqrt{\frac{M_{\text{ном}} \cos \beta}{z_1}}; \quad (5)$$

- выбор коэффициента смещения ЗК x_1 с учетом системы неравенств

$$\begin{aligned} x_1 &< z_1 (1 - \cos^2 \alpha_t) / (2 \cos \beta); \\ x_1 &> 1; \end{aligned} \quad (6)$$

$$x_1 > h_a^* + \frac{z_1}{2 \cos \beta} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{tw}} - 1 \right);$$

- формирование массива решений путем варьирования числа зубьев ЗК, модуля зацепления и коэффициента смещения;

- выбор оптимального из полученных решений исходя из поставленных в техническом задании критериев, опыта инженера-конструктора и др.;

- определение основных геометрических параметров СРП.

Пример расчета СРП по разработанной методике приведен в таблице.

Пример расчета параметров СРП

Параметр	Значение	Примечание
Номинальный момент входного звена $M_{\text{ном}}$, Н·м	150	Исходные данные
Угловая скорость входного звена ω_1 , рад/с	10	
Линейная скорость выходного звена v_2 , м/с	0,75	
Коэффициент трения материалов f	0,3	
Коэффициент запаса по трению k_f	1,1	
Коэффициент высоты головки зуба h_a^*	1	По ГОСТ 13755–2015
Коэффициент радиального зазора c^*	0,25	
Угол профиля α , град	20	
Угол наклона зубьев β , град	80	Согласно выражениям (2) и (3)
Угол профиля в торцевом сечении α_t , град	64,49	
Угол отклонения общей нормали в зацеплении от торцевой плоскости β_b , град	67,66	
Число зубьев ЗК z_1	5	Согласно формуле (4)
Модуль зацепления m , мм	5	Согласно выражению (5) и ГОСТ 9563–60

Окончание таблицы

Параметр	Значение	Примечание
Коэффициент смещения ЗК x_1	1	Согласно формуле (6)
Диаметр вала ЗК d_b , мм	30	$d_b > \sqrt[3]{140M_{\text{ном}}}$
Толщина ЗК b_1 , мм	50	$b_1 > 1...1,5d_b$
Толщина рейки b_2 , мм	48	$b_2 \leq b_1$
<i>Основные геометрические параметры профиля зубьев ЗК и рейки СРП</i>		
Торцевой модуль зацепления m_t , мм	28,8	$m_t = m / \cos \beta$
Торцевой шаг p_t , мм	90,478	$p_t = \pi m_t$
Торцевой коэффициент высоты головки зуба h_{at}^*	0,1736	$h_{at}^* = h_a^* \cos \beta$
Торцевой коэффициент радиального зазора c_t^*	0,0434	$c_t^* = c^* \cos \beta$
Диаметр делительной окружности ЗК d , мм	144	$d = m_t z_1$
Диаметр основной окружности ЗК d_b , мм	62	$d_b = m_t z_1 \cos \alpha_t$
Диаметр окружности вершин ЗК d_a , мм	211,6	$d_a = m_t (z_1 + 2x_1 + 2h_{at}^*)$
Диаметр окружности впадин ЗК d_f , мм	189,1	$d_f = m_t (z_1 + 2x_1 - 2h_{at}^* - 2c_t^*)$
Угол профиля на окружности вершин ЗК α_a , град	72,96	$\alpha_a = \arccos \frac{d_b}{d_a}$
Толщина зуба по окружности вершин ЗК s_a , мм	136,86	$s_a = m_t \left[\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha_t - x_1 (\operatorname{inv} \alpha_a - \operatorname{inv} \alpha_t) \right]$
Толщина зуба по делительной окружности ЗК s_0 , мм	165,5	$s_0 = m_t \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha_t \right)$
Высота зубьев h , мм	12,5	$h = m_t (2h_{at}^* + c_t^* + x_1)$
Радиус скругления основной головки зуба ρ_{ft} , мм	12,82	$\rho_{ft} = \frac{c_t^* m_t}{1 - \sin \alpha_t}$

Вывод

Предложен метод, позволяющий определять параметры основных элементов СРП, что можно использовать для ее дальнейшего расчета.

Литература

- [1] Крайнев А.Ф. *Механика машин. Фундаментальный словарь*. Москва, Машиностроение, 2001. 903 с.
- [2] Нгуен Ч.З. Анализ самоторможения в червячной передаче. *МИКМУС-2020*. Москва, ИМАШ РАН, 2021, с. 482–486.
- [3] Андриенко Л.А., Байков Б.А., Захаров М.Н. и др. *Детали машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 465 с.
- [4] Гончаров А.А. *Самотормозящиеся клиновые механизмы свободного хода*. Волгоград, ВолГТУ, 2015. 198 с.
- [5] Фролов К.В., ред. *Теория механизмов и механика машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 568 с.
- [6] Каргин П.А. Проектирование и испытание самотормозящейся зубчатой передачи. *Вестник машиностроения*, 2008, № 12, с. 3–6.

- [7] Панюхин В.И. Самотормозящиеся зубчатые передачи. *Вестник машиностроения*, 1979, № 2, с. 22–24.
- [8] Красовский А.Б. *Основы электропривода*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019. 130 с.
- [9] Тимофеев Г.А. Варианты самоторможения и модификации цилиндрических самотормозящихся зубчатых передач. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2023, № 4, с. 55–67. EDN: HRKFVE
- [10] Анурьев В.И. *Справочник конструктора-машиностроителя*. Т. 1. Москва, Машиностроение, 2006. 928 с.
- [11] Дунаев П.Ф., Леликов О.П. *Конструирование узлов и деталей машин*. Москва, Академия, 2008. 496 с.
- [12] Тимофеев Г.А., Панюхин В.В., Киселев Р.М. Особенности силового нагружения и самоторможения реечных и инверсных реечных передач. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 5, с. 14–21, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-5-14-21>
- [13] Клепиков В.В., Черепяхин А.А., Солдатов В.Ф. *Основы технологии машиностроения. Обработка ответственных деталей*. Москва, Юрайт, 2024. 142 с.
- [14] Куксенова Л.И., Симонов В.Н., Алексеева М.С. Исследование трения, износа и противозадирной стойкости тяжело нагруженных азотированных сопряжений. *Трение и износ*, 2021, т. 42, № 3, с. 319–328.
- [15] Артоболевский И.И. *Теория механизмов и машин*. Москва, Альянс, 2008. 639 с.
- [16] Подчасов Е.О., Киселев Р.М. Некоторые аспекты рационального выбора коэффициентов смещения эвольвентных цилиндрических зубчатых передач с применением библиотеки «Валы и механические передачи» системы КОМПАС-3D. В: *Развитие'23: Российский PLM-комплекс для подготовки кадров*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2023, с. 138–140 с.

References

- [1] Kraynev A.F. *Mekhanika mashin. Fundamentalnyy slovar* [Mechanics of machines. Fundamental dictionary]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2001. 903 p. (In Russ.).
- [2] Nguen Ch.Z. [Analysis of self-braking in worm gear]. *MIKMUS-2020*. Moscow, IMASH RAN Publ., 2021, pp. 482–486. (In Russ.).
- [3] Andrienko L.A., Baykov B.A., Zakharov M.N. et al. *Detali mashin* [Details of machines]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2014. 465 p. (In Russ.).
- [4] Goncharov A.A. *Samotormozyashchiesya klinovye mekhanizmy svobodnogo khoda* [Self-braking wedge mechanisms of free running]. Volgograd, VolGTU Publ., 2015. 198 p. (In Russ.).
- [5] Frolov K.V., ed. *Teoriya mekhanizmov i mekhanika mashin* [Theory of mechanisms and mechanics of machines]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2017. 568 p. (In Russ.).
- [6] Kargin P.A. Design and testing of self-braking gear transmission. *Vestnik mashinostroeniya*, 2008, no. 12, pp. 3–6. (In Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2008, vol. 28, no. 12, pp. 1153–1158, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X08120010>)
- [7] Panyukhin V.I. Self-braking gear transmissions. *Vestnik mashinostroeniya*, 1979, no. 2, pp. 22–24. (In Russ.).
- [8] Krasovskiy A.B. *Osnovy elektroprivoda* [Fundamentals of electric drive]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2019. 130 p. (In Russ.).
- [9] Timofeev G.A. Options for self-braking and modification of the cylindrical self-braking gears. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Bauman, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2023, no. 4, pp. 55–67. EDN: HRKFVE (In Russ.).
- [10] Anuryev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya*. T. 1 [Reference book of the designer-machine-builder. Vol. 1]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2006. 928 p. (In Russ.).
- [11] Dunaev P.F., Lelikov O.P. *Konstruirovaniye uzlov i detaley mashin* [Design of units and machine parts]. Moscow, Akademiya Publ., 2008. 496 p. (In Russ.).
- [12] Timofeev G.A., Panyukhin V.V., Kiselev R.M. Features of force loading and self-braking in the rack and inverse rack gears. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*

- [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2023, no. 5, pp. 14–21, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-5-14-21> (in Russ.).
- [13] Klepikov V.V., Cherepakhin A.A., Soldatov V.F. *Osnovy tekhnologii mashinostroeniya. Obrabotka otvetstvennykh detaley* [Fundamentals of mechanical engineering technology. Machining of critical parts]. Moscow, Yurayt Publ., 2024. 142 p. (In Russ.).
- [14] Kuksenova L.I., Simonov V.N., Alekseeva M.S. Research of friction, wear, and seizure resistance of extra high loaded nitrided couplings. *Trenie i iznos*, 2021, vol. 42, no. 3, pp. 319–328. (In Russ.). (Eng. version: *J. Frict. Wear*, 2021, vol. 42, no. 3, pp. 204–210, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068366621030090>)
- [15] Artobolevskiy I.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Alyans Publ., 2008. 639 p. (In Russ.).
- [16] Podchasov E.O., Kiselev R.M. [Some aspects of rational selection of displacement coefficients of involute spur gears using the library “Shafts and mechanical gears” of KOMPAS-3D system]. V: *Razvitie'23: Rossiyskiy PLM-kompleks dlya podgotovki kadrov* [In: Development'23: Russian PLM-complex for training.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2023, no. 5, pp. 138–140 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 24.01.2025

Информация об авторах

ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

КИСЕЛЕВ Роман Михайлович — ассистент кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: kiselev.rom@bmstu.ru).

Information about the authors

TIMOFEEV Gennadiy Alekseevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

KISELEV Roman Mikhailovich — Assistant, Department of Theory of Mechanisms and Machines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: kiselev.rom@bmstu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Тимофеев Г.А., Киселев Р.М. Проектирование самотормозящихся реечных передач. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 5, с. 22–28.

Please cite this article in English as:

Timofeev G.A., Kiselev R.M. Design of the self-braking rack-and-gear drives. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 5, pp. 22–28.