

УДК 621.833.6

doi: 10.18698/0536-1044-2022-5-27-34

# Исследование влияния цилиндрических самотормозящихся передач на работу привода в различных режимах

Г.А. Тимофеев, В.В. Панюхин, М.В. Самойлова, Е.С. Новиков

МГТУ им. Н.Э. Баумана

## Research of the Cylindrical Self-Braking Gears Effect on the Drive Operation in Various Modes

G.A. Timofeev, V.V. Panukhin, M.V. Samoylova, E.S. Novikov

Bauman Moscow State Technical University

Многие электромеханические приводы требуют фиксации выходного звена в заданном положении и исключения его самопроизвольного движения под действием нагрузки, для чего их обычно снабжают тормозом. Однако во многих случаях можно обойтись и без специального тормозного устройства, если включить в состав привода самотормозящийся механизм (передачу), который совмещает функции передачи движения и автоматического торможения привода после выключения двигателя. Такое решение позволяет получить простую и компактную конструкцию и снизить стоимость привода благодаря устранению тормоза. Рассмотрены динамические модели электромеханического привода с силовой частью, состоящей из электрического двигателя и редуктора — цилиндрической самотормозящейся передачи. Приведены уравнения движения основных элементов системы, позволяющие оценить частотные и переходные характеристики привода, возможность его работы в разных режимах.

**Ключевые слова:** электромеханический привод, цилиндрическая самотормозящаяся передача, динамические модели, уравнения движения, характеристики привода

Many electromechanical drives require the fixation of the output link in a given position and the prevention of its spontaneous movement under load. To ensure this, the drive is usually equipped with a brake. However, in many cases it is possible to do without a special braking mechanism if a self-braking mechanism (gear) is included in the drive, which combines the functions of transferring motion and automatic braking the drive after the engine is turned off. This solution allows obtaining a simple and compact structure and reducing the cost of the drive by eliminating the brake. Dynamic models of an electromechanical drive with a power unit consisting of an electric motor and a gearbox, that is a cylindrical self-braking gear are considered. The equations of motion of the main system elements are given, which make it possible to assess the frequency and transient characteristics of the drive, the ability of its operation in various modes.

**Keywords:** electromechanical drive, cylindrical self-braking gear, dynamic models, equations of motion, drive characteristics

Одной из задач, решаемых разработчиками новой техники при создании следящего привода, является его синтез с требуемыми показателями качества: точностью, быстродействи-

ем, малыми габаритными размерами, массой, износоустойчивостью и др. На возможность проектирования привода с требуемыми параметрами существенно влияют динамические

характеристики его силовой части (зубчатого механизма).

Имеющиеся в литературе [1–14] сведения о наличии или отсутствии самоторможения (СТ) в зубчатых и планетарных передачах получены на основе анализа передач с зацеплениями, имеющими одинаковые коэффициенты полезного действия (КПД) прямого и обратного ходов. Поэтому они характеризуют только тот частный случай, когда все зацепления имеют центральное расположение полюса на линии зацепления.

Цель работы — определение динамических условий работоспособности приводов с передачами разных вариантов СТ при различных режимах нагрузки и параметров торможения самотормозящихся приводов.

Основное отличие обычных несамотормозящихся передач (механизмов) от самотормозящихся заключается в том, что последние обладают различными сочетаниями возможных режимов работы. Можно получить три варианта самотормозящихся механизмов [5, 13]. В первом варианте механизм способен работать в тяговом режиме и режиме оттормаживания прямого или обратного хода, во втором — в тяговом режиме прямого или обратного хода, в третьем — в режиме оттормаживания прямого или обратного хода.

**Модели приводов с цилиндрической самотормозящейся передачей (ЦСП).** Исследова-

ния динамики электромеханических приводов с самотормозящимися механизмами показали, что для описания их реальных свойств целесообразно использовать две динамические модели: с жесткими и упругими звеньями [15].

Вторая модель является более общей, так как учитывает не только внешнюю нагрузку и массу звеньев, но и их крутильную жесткость. Поэтому для анализа возможности реализации различных вариантов СТ с учетом динамических параметров привода и выявления особенностей их работы в различных режимах принята вторая модель.

Рассмотрим два способа получения самотормозящегося привода. Первый способ заключается в том, что необходимый для удержания нагрузки тормозной момент обеспечивают силы трения, возникающие в кинематических парах ЦСП. Никакие другие тормозные устройства при этом не задействованы. Модели привода с ЦСП при работе в тяговом режиме и режиме оттормаживания показаны на рис. 1 и 2.

Второй способ заключается в том, что силы трения, возникающие в кинематических парах передач под действием внешней нагрузки, создают лишь часть необходимого тормозного момента. Для получения недостающей части используют специальные тормозные устройства или другие очаги внешнего трения, независимые от нагрузки [5]. Динамическая модель привода со смешанным способом СТ приведена на рис. 3.

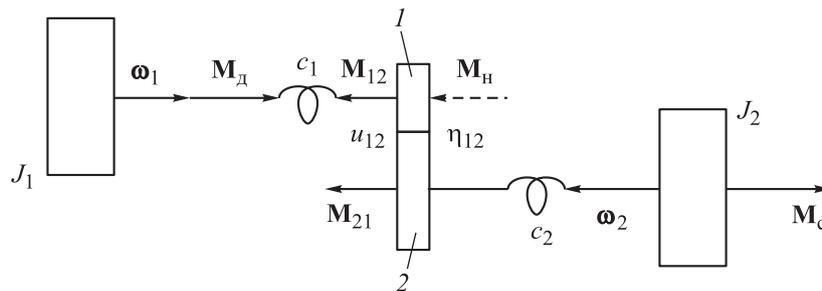


Рис. 1. Динамическая модель привода с ЦСП при работе в тяговом режиме

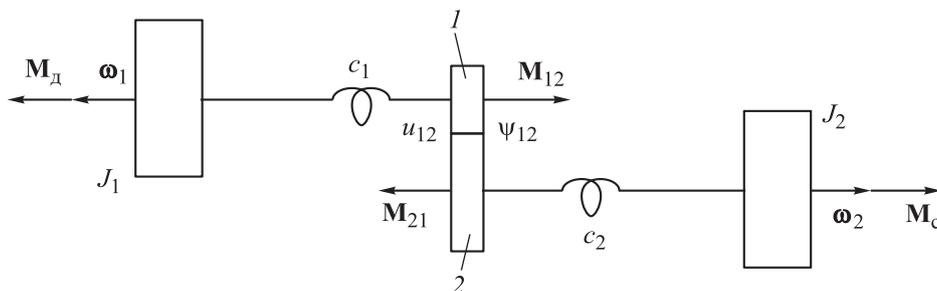


Рис. 2. Динамическая модель привода с ЦСП при работе в режиме оттормаживания

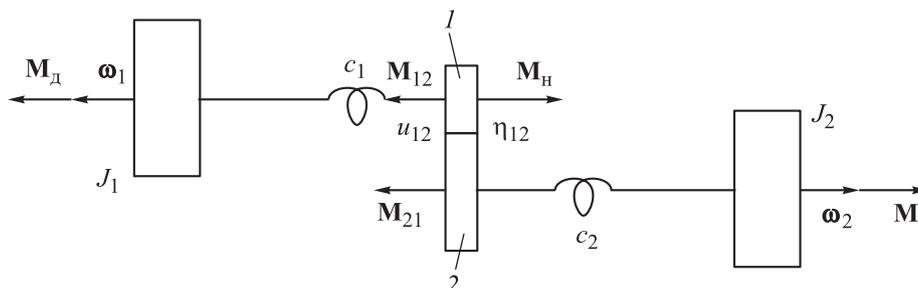


Рис. 3. Динамическая модель привода со смешанным способом СТ при работе в режиме оттормаживания

Действие независимого от нагрузки трения учитывает момент  $M_n$ , приложенный для определенности к одному из звеньев привода, находящемуся между двигателем и той цилиндрической передачей, внешнее трение которой используется для получения части тормозного момента.

Значения момента  $M_n$  при прямом ходе в тяговом режиме и режиме оттормаживания могут различаться. Например, в механизмах подъема такое различие можно получить, если момент  $M_n$  создавать простым неразмыкаемым ленточным тормозом, установленным так, чтобы его тормозной момент при опускании груза был больше, чем при подъеме.

При смешанном способе СТ эффективно используется способность цилиндрических передач с большими углами наклона зубьев иметь высокий КПД прямого хода при низком КПД обратного хода [5]. И в ряде случаев второй способ предпочтительнее первого [7, 15].

С помощью схем, показанных на рис. 1–3, исследуем влияние ЦСП на работу привода в различных режимах и при обоих способах получения СТ. На этих схемах все динамические параметры несущей части привода — от двигателя до первого колеса 1 ЦСП — приведены к валу этого колеса, а динамические параметры ведомой части от второго колеса 2 до исполнительного органа — к валу второго колеса.

**Работа привода в тяговом режиме.** Для схемы, показанной на рис. 1, уравнения движения привода с ЦСП в тяговом режиме имеют вид

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_d - M_{12} - M_n; \quad J_2 \ddot{\varphi}_2 = M_{21} - M_c, \quad (1)$$

где  $J_1$  и  $J_2$  — приведенные моменты инерции ведущей и ведомой частей привода;  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  — приведенные углы поворота входного и выходного звеньев привода;  $M_d$  и  $M_c$  — приведенные моменты внешних сил, действующих на

ведущую и ведомую части привода;  $M_{12}$  и  $M_{21}$  — моменты, действующие на первое и второе колеса от усилий в зацеплении.

Для первого и третьего вариантов СТ момент  $M_n$  в первом из уравнений (1) принят равным нулю.

В тяговом режиме для всех (кроме третьего) вариантов СТ между моментами  $M_{12}$  и  $M_{21}$  имеет место зависимость

$$M_{21} = u_{12} \eta_{12} M_{12}, \quad (2)$$

где  $u_{12}$  — передаточное отношение самотормозящейся зубчатой передачи;  $\eta_{12}$  — КПД самотормозящейся передачи в тяговом режиме прямого хода.

Моменты  $M_{12}$  и  $M_{21}$  связаны также с деформациями упругих звеньев и их жесткостями:

$$M_{12} = c_1 (\varphi_1 - \varphi_{12}); \quad M_{21} = c_2 (\varphi_{21} - \varphi_2), \quad (3)$$

где  $c_1$  и  $c_2$  — приведенные жесткости ведущей и ведомой частей привода;  $\varphi_{12}$  и  $\varphi_{21}$  — углы поворота первого и второго колес, связанные соотношением

$$\varphi_{12} = u_{12} \varphi_{21}. \quad (4)$$

Из рис. 1 и уравнений (1)–(4) видно, что в тяговом режиме работа привода с ЦСП первого и третьего вариантов СТ [3–5] не имеет никаких принципиальных отличий от работы привода с несамотормозящимися передачами. В частном случае, когда приведенные моменты сил и другие динамические параметры привода постоянны, уравнения (1) приобретают вид

$$\ddot{M}_{12} + p_1^2 M_{12} = A_1, \quad (5)$$

где

$$p_1^2 = \frac{c_1 c_2 (u_{12}^2 \eta_{12} J_1 + J_2)}{J_1 J_2 (u_{12}^2 \eta_{12} c_1 + c_2)},$$

$$A_1 = \frac{c_1 c_2 [u_{12} J_1 M_c + J_2 (M_d - M_n)]}{J_1 J_2 (u_{12}^2 \eta_{12} c_1 + c_2)}.$$

Из уравнения (5) следует, что при пуске привода в нем будут происходить колебания с частотой  $p_1$ .

Найдем момент  $M_{12}$  при пуске привода. Если принять, что при пуске привода (при времени  $t=0$ ) колеса не нагружены, т. е.  $M_{12} = M_{21} = 0$ , то

$$M_{12} = \frac{u_{12}J_1M_c + J_2(M_d - M_H)}{u_{12}^2\eta_{12}J_1 + J_2}(1 - \cos p_1t).$$

В этом случае момент  $M_{12}$  при пуске привода колебался около среднего значения  $M_{12cp}$  с амплитудой, равной этому среднему значению:

$$M_{12cp} = \frac{u_{12}J_1M_c + J_2(M_d - M_H)}{u_{12}^2\eta_{12}J_1 + J_2}.$$

Наибольшее значение момента на валу первого колеса

$$M_{12max} = 2 \frac{u_{12}J_1M_c + J_2(M_d - M_H)}{u_{12}^2\eta_{12}J_1 + J_2}.$$

Время разгона до установившейся угловой скорости  $\omega_0$  первого колеса в момент включения двигателя определяется как

$$t_p = \frac{\omega_0(\eta_{12}J_1 + J_2)}{\eta_{12}M_d - u_{12}M_c}.$$

Если в тяговом режиме выключить двигатель механизма, то уравнения, описывающие движение привода в последующий период, будут соответствовать уравнениям (1), если принять, что первое из них  $M_d = 0$ . Решение этих уравнений дает следующее значение момента на валу первого колеса:

$$M_{12} = \frac{u_{12}J_1M_c - J_2M_H}{u_{12}^2\eta_{12}J_1 + J_2}(1 - \cos p_1t). \quad (6)$$

Тогда среднее  $M_{12cp}$  и максимальное  $M_{12max}$  значения момента на валу первого колеса определяются выражениями

$$M_{12cp} = \frac{u_{12}J_1M_c - J_2M_H}{u_{12}^2\eta_{12}J_1 + J_2}; \quad (7)$$

$$M_{12max} = \frac{2(u_{12}J_1M_c - J_2M_H)}{u_{12}^2\eta_{12}J_1 + J_2}. \quad (8)$$

Среднее значение замедления при торможении привода после тягового режима находим из уравнения

$$\ddot{\phi}_{1cp} = - \frac{u_{12}(M_c + u_{12}\eta_{12}M_H)}{u_{12}^2\eta_{12}J_1 + J_2}. \quad (9)$$

Время торможения

$$t_\tau = - \int_{\omega_0}^0 \frac{u_{12}^2\eta_{12}J_1 + J_2}{u_{12}(M_c + u_{12}\eta_{12}M_H)} d\omega. \quad (10)$$

При постоянных динамических параметрах привода время торможения

$$t_p^0 = \frac{\omega_0(u_{12}^2\eta_{12}J_1 + J_2)}{u_{12}(M_c + u_{12}\eta_{12}M_H)}. \quad (11)$$

Формулы (6)–(11) справедливы для всех вариантов СТ, допускающих работу привода в тяговом режиме.

### Работа привода в режиме оттормаживания.

Если в тяговом режиме (см. рис. 1) моменты  $M_{12}$  и  $M_{21}$  направлены одинаково для всех вариантов СТ, допускающих работу привода в этом режиме, то в режиме оттормаживания схема первого и третьего вариантов (см. рис. 2) отличается от таковой для смешанного способа (см. рис. 3) направлением момента  $M_{12}$ . Это объясняется тем, что само зацепление при смешанном способе не является самотормозящимся, и в режиме оттормаживания привода оно нагружено усилиями, соответствующими тяговому режиму обратного хода.

Уравнения движения привода в режиме оттормаживания имеют вид:

- для первого и третьего вариантов СТ

$$J_1\ddot{\phi}_1 = M_d - M_{12}; \quad J_2\ddot{\phi}_2 = M_c - M_{21}; \quad (12)$$

- для смешанного способа СТ

$$J_1\ddot{\phi}_1 = M_d + M_{12} - M_c; \quad J_2\ddot{\phi}_2 = M_c - M_{21}. \quad (13)$$

Моменты  $M_{12}$  и  $M_{21}$  во всех этих вариантах связаны с деформациями звеньев и их крутильными жесткостями соотношениями

$$M_{12} = c_1(\phi_1 - \phi_{12}); \quad M_{21} = c_2(\phi_2 - \phi_{21}). \quad (14)$$

В первом и третьем вариантах СТ между моментами  $M_{12}$  и  $M_{21}$  имеет место зависимость

$$M_{12} = \psi_{12}u_{21}M_{21},$$

где  $\psi_{12}$  — коэффициент динамических потерь;  $u_{21}$  — передаточное отношение самотормозящейся зубчатой передачи.

При смешанном способе СТ

$$M_{12} = u_{21}\eta_{21}M_{21},$$

где  $\eta_{21}$  — КПД самотормозящейся передачи в режиме оттормаживания обратного хода.

При постоянных динамических параметрах привода уравнения (12) можно представить в виде

$$\ddot{M}_{21} + p_2 M_{21} = A_2. \quad (15)$$

В выражении (15):

- для первого и третьего вариантов СТ

$$p_2^2 = \frac{c_1 c_2 (J_1 - u_{21}^2 \psi_{12} J_2)}{J_1 J_2 (c_1 - u_{21}^2 \psi_{12} c_2)}; \quad (16)$$

$$A_2 = \frac{c_1 c_2 (J_1 M_c - u_{21} J_2 M_d)}{J_1 J_2 (c_1 - u_{21}^2 \psi_{12} c_2)}; \quad (17)$$

- для смешанного способа СТ

$$p_2^2 = \frac{c_1 c_2 (J_1 + u_{21}^2 \eta_{21} J_2)}{J_1 J_2 (c_1 - u_{21}^2 \eta_{21} c_2)}; \quad (18)$$

$$A_2 = \frac{c_1 c_2 [J_1 M_c - u_{21} J_2 (M_d - M_n)]}{J_1 J_2 (c_1 - u_{21}^2 \eta_{21} c_2)}. \quad (19)$$

Из уравнения (16) следуют известные условия отсутствия динамического заклинивания [15]

$$J_1 - u_{21}^2 \psi_{12} J_2 > 0; \quad (20)$$

$$c_1 - u_{21}^2 \psi_{12} c_2 > 0. \quad (21)$$

Невыполнение условия (20) делает невозможной работу привода в режиме оттормаживания, а невыполнение условия (21) ведет к появлению автоколебательных режимов в системе привода [7].

Способность приводов с нулевым вариантом самоторможения работать в режиме оттормаживания без заклинивания и автоколебаний при любых значениях приведенных моментов инерции и жесткостей является важным положительным качеством этого варианта.

Появление автоколебаний также можно исключить, если момент  $M_n$  (см. рис. 3) будет приложен к одному из звеньев, учитываемых моментом инерции  $J_1$ .

Тогда первое из уравнений (14) и выражения (18) и (19) примут соответствующий вид:

$$M_{12} = c_1 (\varphi_{12} - \varphi_1);$$

$$p_2^2 = \frac{c_1 c_2 (J_1 + u_{21}^2 \eta_{21} J_2)}{J_1 J_2 (c_1 + u_{21}^2 \eta_{21} c_2)};$$

$$A_2 = \frac{c_1 c_2 [J_1 M_c - u_{21} J_2 (M_d - M_n)]}{J_1 J_2 (c_1 + u_{21}^2 \eta_{21} c_2)}.$$

Указанные особенности приводов со смешанным способом СТ являются важным пре-

имуществом перед приводами, СТ в которых осуществляется только за счет ЦСП.

Если принять, что в начальный момент работы привода в режиме оттормаживания (при  $t = 0$ ), момент  $M_{21}$  на втором колесе равен моменту нагрузки  $M_c$ , то решение уравнения (15) примет вид

$$M_{21} = \frac{A_2}{p_2^2} + \left( M_c - \frac{A_2}{p_2^2} \right) \cos p_2 t. \quad (22)$$

С учетом выражений (16)–(19) уравнение (22) после преобразований можно записать следующим образом:

- для первого и третьего вариантов СТ

$$M_{21} = \frac{M_c (J_1 - u_{21}^2 \psi_{12} J_2 \cos p_2 t)}{J_1 - u_{21}^2 \psi_{12} J_2} - \frac{u_{21} J_2 M_d (1 - \cos p_2 t)}{J_1 - u_{21}^2 \psi_{12} J_2}; \quad (23)$$

- для смешанного способа СТ

$$M_{21} = \frac{M_c (J_1 + u_{21}^2 \eta_{21} J_2 \cos p_2 t)}{J_1 + u_{21}^2 \eta_{21} J_2} - \frac{u_{21} J_2 (M_d - M_n) (1 - \cos p_2 t)}{J_1 + u_{21}^2 \eta_{21} J_2}. \quad (24)$$

В соответствии с уравнениями (23) и (24) максимальные значения момента на втором колесе

$$M_{21\max} = \frac{M_c (J_1 + u_{21}^2 \psi_{12} J_2) + 2u_{21} J_2 M_d}{J_1 - u_{21}^2 \psi_{12} J_2} \quad (25)$$

и

$$M_{21} = M_c. \quad (26)$$

Время разгона привода до установившейся скорости  $\omega_0$  первого колеса определяется следующими выражениями:

- для первого и третьего вариантов СТ

$$t_p = \frac{\omega_0 (J_1 - u_{21}^2 \psi_{12} J_2)}{M_d - u_{21} \psi_{12} M_c};$$

- для смешанного способа СТ

$$t_p = \frac{\omega_0 (J_1 + u_{21}^2 \eta_{21} J_2)}{M_d - M_n + u_{21} \eta_{21} M_c}.$$

При торможении привода после режима оттормаживания уравнения его движения будут отличаться от уравнений (12) и (13) отсутствием момента  $M_d$ . Решение этих уравнений при постоянных параметрах привода имеет вид:

- для первого и третьего вариантов СТ

$$M_{12} = \frac{M_c (J_1 - u_{21}^2 \Psi_{12} J_2 \cos p_2 t)}{J_1 - u_{21}^2 \Psi_{12} J_2};$$

- для смешанного способа СТ

$$M_{12} = \frac{M_c (J_1 + u_{21}^2 \Psi_{12} J_2 \cos p_2 t)}{J_1 + u_{21} \eta_{21} J_2} + \frac{u_{21} J_2 M_H (1 - \cos p_2 t)}{J_1 + u_{21} \eta_{21} J_2}.$$

Максимальные моменты на валу второго колеса имеют здесь те же значения моментов (25) и (26), что и в режиме оттормаживания.

Согласно уравнениям (12), для приводов с ЦСП первого и третьего вариантов СТ можно записать:

$$\ddot{\varphi}_{1cp} = \frac{-\Psi_{12} u_{21} M_c}{J_1 - u_{21}^2 \Psi_{12} J_2};$$

$$t_{\tau} = -\int_{\omega_0}^0 \frac{J_1 - u_{21} \Psi_{12} J_2}{u_{21} \Psi_{12} M_c} d\omega.$$

$$t_{\tau}^0 = \frac{\omega_0}{u_{21} \Psi_{12} M_c} (J_1 - u_{21}^2 \Psi_{12} J_2).$$

В соответствии с уравнениями (13) для приводов со смешанным способом торможения можно записать следующие выражения:

$$\ddot{\varphi}_{1cp} = \frac{u_{21} \eta_{21} M_c - M_H}{J_1 + u_{21}^2 \eta_{21} J_2};$$

$$t_{\tau} = \int_{\omega_0}^0 \frac{J_1 + u_{21}^2 \eta_{21} J_2}{u_{21} \eta_{21} M_c - M_H} d\omega;$$

$$t_{\tau}^0 = \frac{\omega_0 (J_1 + u_{21}^2 \eta_{21} J_2)}{M_H - u_{21} \eta_{21} M_c}.$$

## Выводы

1. Полученные зависимости показывают, что торможение электромеханического привода после тягового режима осуществляется преимущественно под действием момента нагрузки, аналогично тому, как это происходит при установке в приводе тормозов, замыкаемых весом поднимаемого груза [16].

2. При торможении привода с ЦСП первого и третьего вариантов после режима оттормаживания их тормозные характеристики аналогичны таковым для приводов с грузопорными тормозами: при увеличении нагрузки время торможения уменьшается.

3. Тормозные характеристики приводов со смешанным способом СТ при торможении после режима оттормаживания аналогичны характеристикам приводов с тормозами, замыкаемыми независимым от нагрузки усилием (например, усилием пружины), когда с ростом нагрузки время торможения увеличивается, а замедление уменьшается.

## Литература

- [1] Крайнев А.Ф. *Механика машин. Фундаментальный словарь*. Москва, Машиностроение. 2000. 904 с.
- [2] Турпаев А.И. *Винтовые механизмы и передачи*. Москва, Машиностроение. 1982. 223 с.
- [3] Турпаев А.И. *Самотормозящиеся механизмы*. Москва, Машиностроение. 1976. 208 с.
- [4] Болотовский Н.А., ред. *Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач*. Москва, Машиностроение. 1986. 448 с.
- [5] Панюхин В.И. *Самотормозящие механизмы*. Владимир, Изд-во Владимирского обл. совета НТО. 1981. 58 с.
- [6] Панюхин В.И. Самотормозящиеся зубчатые передачи. *Вестник машиностроения*, 1979, № 2, с. 22–24.
- [7] Вейц В.Л., Кочура А.Е., Мартыненко А.М. Динамические расчеты приводов машин. Ленинград, *Машиностроение*. 1971. 352 с.
- [8] Вейц В.Л. *Динамика машинных агрегатов*. Ленинград, *Машиностроение*. 1969. 370 с.
- [9] Тимофеев Г.А., Панюхин В.В. Анализ критериев самоторможения. *Вестник машиностроения*, 2002, № 9, с. 3–9.
- [10] Тимофеев Г.А. *Теория механизмов и механика машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2022. 566 с.
- [11] Чемоданов Б.К., ред. *Следящие приводы*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 1999. 904 с.

- [12] Litvin F.L. *Development of gear technology and theory of gearing*. NASA Ref. 1406. Lewis Research Center. 1997. 132 p.
- [13] Панюхин В.И., Панюхин Н.В., Тимофеев Г.А. и др. Особенности винтовых цилиндрических передач. *Приводы и компоненты машин*, 2011, № 4–6, с. 12–14.
- [14] Тимофеев Г.А., Панюхин В.В., Самойлова М.В. Геометрия цилиндрических самотормозящихся зубчатых передач с круговыми профилями зубьев. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2013, № 5, с. 21–28, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2013-5-21-28>
- [15] Вейц В.Л., ред. *Нелинейные задачи динамики и прочности*. Ленинград. Изд-во Ленинградского университета. 1983. 336 с.
- [16] Александров М.П. *Тормоза подъемно-транспортных машин*. Москва, Машиностроение. 1976. 383 с.

## References

- [1] Kraynev A.F. *Mekhanika mashin. Fundamental'nyy slovar'* [Machine mechanics. Basic dictionary]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2000. 904 p. (In Russ.).
- [2] Turpaev A.I. *Vintovye mekhanizmy i peredachi* [Screw mechanisms and gears]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982. 223 p. (In Russ.).
- [3] Turpaev A.I. *Samotormozyashchiesya mekhanizmy* [Self-stopping gears]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 208 p. (In Russ.).
- [4] Bolotovskiy N.A., ed. *Spravochnik po geometricheskomu raschetu evol'ventnykh zubchatykh i chervyachnykh peredach* [Handbook on geometric calculation of involute and worm gears]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 448 p. (In Russ.).
- [5] Panyukhin V.I. *Samotormozyashchie mekhanizmy* [Self-stopping gears]. Vladimir, Izd-vo Vladimirskego obl. soveta NTO Publ., 1981. 58 p. (In Russ.).
- [6] Panyukhin V.I. Self-stopping gears. *Vestnik mashinostroeniya*, 1979, no. 2, pp. 22–24. (In Russ.).
- [7] Veys V.L., Kochura A.E., Martynenko A.M. *Dinamicheskie raschety privodov mashin* [Dynamic calculations of machine drives]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1971. 352 p. (In Russ.).
- [8] Veys V.L. *Dinamika mashinnykh agregatov* [Dynamics of machine aggregate]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1969. 370 p. (In Russ.).
- [9] Timofeev G.A., Panyukhin V.V. Analysis of self-stopping criteria. *Vestnik mashinostroeniya*, 2002, no. 9, pp. 3–9. (In Russ.).
- [10] Timofeev G.A. *Teoriya mekhanizmov i mekhanika mashin* [Theory of mechanisms and machine mechanics]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2022. 566 p. (In Russ.).
- [11] Chemodanov B.K., ed. *Sledyashchie privody* [Follow-up drives]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 1999. 904 p. (In Russ.).
- [12] Litvin F.L. *Development of gear technology and theory of gearing*. NASA Ref. 1406. Lewis Research Center. 1997. 132 p.
- [13] Panyukhin V.I., Panyukhin N.V., Timofeev G.A. et al. Features of cylindrical worm gear mechanisms. *Privody i komponenty mashin* [Machine drives and parts], 2011, no. 4–6, pp. 12–14. (In Russ.).
- [14] Timofeev G.A., Panyukhin V.V., Samoylova M.V. Geometry of cylindrical self-locking gears with circular-arc tooth profiles. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2013, no. 5, pp. 21–28, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2013-5-21-28> (in Russ.).
- [15] Veys V.L., ed. *Nelineynye zadachi dinamiki i prochnosti* [Nonlinear tasks of dynamics and strength]. Leningrad, Izd-vo Leningradskogo universiteta Publ., 1983. 336 p. (In Russ.).
- [16] Aleksandrov M.P. *Tormoza pod'emno-transportnykh mashin* [Brakes of handling machinery]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 383 p. (In Russ.).

## Информация об авторах

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

**ПАНЮХИН Виктор Вадимович** — доктор технических наук, профессор кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1).

**САМОЙЛОВА Марина Валерьевна** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: cm2003@list.ru).

**НОВИКОВ Евгений Сергеевич** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, novikov-es@mail.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Тимофеев Г.А., Панюхин В.В., Самойлова М.В., Новиков Е.С. Исследование влияния цилиндрических самотормозящихся передач на работу привода в различных режимах. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 5, с. 27–34, doi: 10.18698/0536-1044-2022-5-27-34

### Please cite this article in English as:

Timofeev G.A., Panukhin V.V., Samoylova M.V., Novikov E.S. Research of the Cylindrical Self-Braking Gears Effect on the Drive Operation in Various Modes. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 5, pp. 27–34, doi: 10.18698/0536-1044-2022-5-27-34

## Information about the authors

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

**PANUKHIN Victor Vadimovich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Theory of Mechanisms and Machines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1).

**SAMOYLOVA Marina Valeryevna** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Theory of Mechanisms and Machines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: cm2003@list.ru).

**NOVIKOV Evgeny Sergeevich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Theory of Mechanisms and Machines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: novikov-es@mail.ru).