

УДК 621.833.12

doi: 10.18698/0536-1044-2023-5-14-21

Особенности силового нагружения и самоторможения реечных и инверсных реечных передач

Г.А. Тимофеев, В.В. Панюхин, Р.М. Киселев

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Features of force loading and self-braking in the rack and inverse rack gears

G.A. Timofeev, V.V. Panjukhin, R.M. Kiselev

Bauman Moscow State Technical University

Реечные зубчатые передачи, относящиеся к трехзвенным цилиндрическим зубчато-винтовым передачам, можно рассматривать как предельный случай внешнего зацепления зубчатых колес с отрицательным передаточным отношением, когда число зубьев одного колеса становится бесконечно большим. Приведены результаты исследований по синтезу новой разновидности реечных передач с использованием косозубого или шевронного внеполюсного зацепления с целью достижения в них эффекта самоторможения. Описаны геометрические параметры и силовое нагружение таких передач, определены условия самоторможения доплюсного и заплюсного зацеплений. Рассмотрены реечные передачи инверсного зацепления, где выходное звено движется в направлении, противоположном таковому в конструкциях с обычными зацеплениями. Разработана методика проектирования новой разновидности реечных инверсных передач для повышения их эксплуатационных возможностей на основе эффекта самоторможения, что позволит создавать простые и компактные приводы машин для разной техники.

Ключевые слова: условия самоторможения, реечные зубчатые передачи, инверсное реечное зацепление, силы в зацеплении, инверсная реечная передача

Rack gears are related to the three-link cylindrical spur gears and could be considered as the limiting case in external gearing with the negative gear ratio, where the number of teeth of one wheel becomes infinitely high. The paper presents results of studies on the synthesis of a new type of rack and pinion gears using helical or chevron out-of-pole gearing in order to achieve the self-braking effect. Geometric parameters and power loading of such gears are described, conditions for self-braking of pre-pole and post-pole gears are determined. Rack and pinion gears of the inverse gearing are described, where the output link moves in the opposite direction to that in structures with conventional gearing. The article is devoted to design and development of a new variety of rack and pinion inverse gears to increase their operational capabilities based on the self-braking effect, which makes it possible to create simple and compact machine drives for various fields of technology.

Keywords: self-braking, self-braking rack and pinion gears, inverse gearing geometry, forces in engagement, designs of rack and pinion inverse gears

Косозубые зубчатые передачи, превосходящие прямозубые по эксплуатационным характеристикам, нашли широкое применение в машиностроении. Методики их геометрического и

прочностного расчета известны и регламентированы ГОСТ 16530–83 и ГОСТ 21354–87. Однако приведенные в этих стандартах зависимости можно использовать, как правило, при угле

наклона зубьев до 60° . Область больших значений угла наклона зубьев исследована пока недостаточно, а в ней самотормозящиеся передачи приобретают многие интересные и полезные свойства.

Первое из таких свойств заключается в возможности получения большого передаточного отношения путем существенного (вплоть до единицы) уменьшения числа зубьев шестерни [1–5].

Второе полезное свойство (давно используемое в технике) — способность самоторможения благодаря совмещению функций преобразования движения и автоматического торможения — позволяет создавать простые и компактные конструкции приводов машин и приборов [6, 7].

Третьим интересным и во многих случаях полезным свойством является возможность получения инверсных зубчатых передач, т. е. передач с положительным передаточным отношением при внешних зубьях или с отрицательным передаточным отношением при зацеплении внешних зубьев шестерни с внутренними зубьями колеса.

В некоторых случаях такие передачи позволяют избежать использования промежуточных (паразитных) зубчатых колес, к тому же они обладают наименьшими потерями в режиме оттормаживания [8–11]. Реечное зацепление можно рассматривать как частный случай одной из двух указанных передач. Зубья шестерни и рейки такой передачи могут иметь любую из известных форм.

Рациональное использование этих свойств позволит создавать новые конструкции приводов, превосходящих по отдельным характеристикам существующие.

Реечное зацепление представляет собой частный случай внешнего или внутреннего при бесконечно большом радиусе зубчатого колеса. Найдем передаточную функцию реечного зацепления. Скорость перемещения рейки v_2 соответствует окружной скорости шестерни v_{w1} на начальной окружности:

$$v_2 = v_{w1} = \omega_1 r_{w1},$$

где ω_1 и r_{w1} — угловая скорость и радиус начальной окружности шестерни.

В реечном зацеплении радиусы начальной r_{w1} и делительной r_1 окружностей шестерни совпадают. Отсюда

$$r_{w1} = r_1 = \frac{mz_1}{2 \cos \beta}, \quad (1)$$

где m — модуль; z_1 — число зубьев шестерни; β — угол наклона зубьев на делительной окружности.

При прямом ходе передаточная функция реечного зацепления определяется выражением

$$\frac{v_2}{\omega_1} = r_{w1} = r_1 = \frac{mz_1}{2 \cos \beta}. \quad (2)$$

Если параметры шестерни с винтовыми зубьями выражены через осевой шаг p_x [9], то передаточная функция принимает вид

$$\frac{v_2}{\omega_1} = \frac{p_x z_1}{2\pi} \operatorname{tg} \beta_{y1}, \quad (3)$$

где β_{y1} — угол наклона зубьев на окружности шестерни произвольного радиуса.

При обратном ходе передаточная функция реечного зацепления вычисляется как

$$\frac{\omega_1}{v_2} = \frac{2 \cos \beta}{mz_1} = \frac{2\pi}{p_x z_1 \operatorname{tg} \beta_{y1}}. \quad (4)$$

Исследование тормозящих свойств реечной зубчатой передачи (далее РП).

Будем считать заданными следующие параметры (рис. 1): приложенный к входной шестерне 1 момент двигателя M_1 , приложенную к выходной рейке 2 нагрузку F_2 и коэффициент трения скольжения в зацеплении при тяговом режиме прямого хода f_{12} . Суммарное воздействие всех остальных видов трения на шестерню обозначим моментом L_1 , а на рейку — силой T_2 .

В процессе передачи мощности от шестерни к рейке в зацеплении возникают реакции $F_{12} = -F_{21}$, разложенные на нормальные составляющие $N_{12} = -N_{21}$, проекции которых на торцовую плоскость N_{t12} и N_{t21} равны ($N_{t12} = -N_{t21}$), и силы трения $T_{12} = -T_{21}$.

Общая нормаль в зацеплении отклонена от торцовой плоскости на угол β_b , связанный с углом наклона зубьев рейки β_2 и нормальным углом профиля α_{n2} соотношением

$$\sin \beta_b = \cos \alpha_{n2} \sin \beta_2.$$

Направления сил трения T_{12} и T_{21} зависят от расположения точки контакта относительно полюса, поэтому будем рассматривать отдельно до- и заполюсное зацепления.

Конструктивная схема РП приведена на рис. 1, а, а силовые схемы РП в торцовом сече-

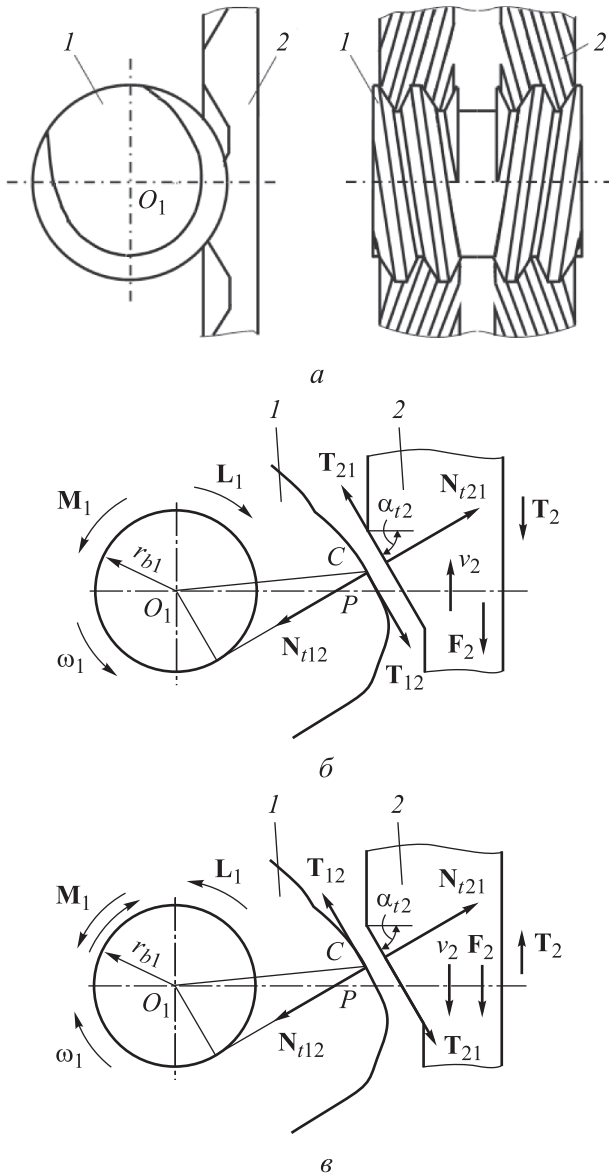


Рис. 1. Конструктивная схема РП (а) и силовые схемы РП в торцовом сечении при тяговом режиме прямого (б) и обратного (в) ходов: r_{b1} — радиус основной окружности шестерни

нии при тяговом режиме прямого и обратного ходов — на рис. 1, б и в соответственно. Здесь зазор в зацеплении показан условно.

Определим составляющие реакций в реечном зацеплении F_{12} и F_{21} для тягового режима прямого хода (см. рис. 1, б). Нормальную составляющую реакции F_{12} найдем с помощью уравнения равновесия рейки

$$F_2 = N_{t21} \cos \alpha_{t2} + T_{21} \sin \alpha_{t2},$$

где α_{t2} — торцовый угол профиля зубьев рейки.

С учетом соотношения

$$N_t = N \cos \beta_b \quad (5)$$

имеем

$$N = N_{21} = N_{12} = \frac{F_2 + T_2}{\cos \beta_b \cos \alpha_{t2} + f_{12} \sin \alpha_{t2}}, \quad (6)$$

где N_t — проекция на торцовую плоскость нормальной составляющей реакции F_{12} .

Радиальная составляющая R_{12} реакции F_{12} на шестерню равна разности проекций сил N_{t21} и T_{12} на направление радиус-вектора точки контакта:

$$R_{12} = N_{12} \cos \beta_b \sin \alpha_{ty1} - T_{12} \cos \alpha_{ty1}, \quad (7)$$

где α_{ty1} — угол профиля зуба шестерни в торцовом сечении на окружности произвольного радиуса.

Подставляя в уравнение (7) выражения (5) и (6), получаем

$$R_{12} = (F_2 + T_2) \frac{\cos \beta_b \sin \alpha_{ty1} - f_{12} \cos \alpha_{ty1}}{\cos \beta_b \cos \alpha_{ty2} + f_{21} \sin \alpha_{t2}}, \quad (8)$$

где α_{ty2} — угол профиля на произвольной прямой рейке; f_{21} — коэффициент трения скольжения в зацеплении при тяговом режиме обратного хода.

Окружная составляющая v_{12} реакции F_{12} равна сумме проекций сил N_{t12} и T_{12} на направление скорости точки контакта:

$$v_{12} = N_{12} \cos \beta_b \cos \alpha_{ty1} + T_{12} \sin \alpha_{ty1}. \quad (9)$$

После подстановки в выражение (9) соотношений (5) и (6) имеем

$$v_{12} = (F_2 + T_2) \frac{\cos \beta_b \cos \alpha_{ty1} + f_{12} \sin \alpha_{ty1}}{\cos \beta_b \cos \alpha_{ty2} + f_{12} \sin \alpha_{t2}}.$$

Аналогично определим радиальную R_{21} и окружную v_{21} составляющие реакции F_{21} , направленные соответственно перпендикулярно перемещению рейки и вдоль ее перемещения:

$$R_{21} = (F_2 + T_2) \frac{\cos \beta_b \operatorname{tg} \alpha_{t2} - f_{12}}{\cos \beta_b + f_{12} \operatorname{tg} \alpha_{t2}}; \quad (10)$$

$$v_{21} = F_2. \quad (11)$$

В тяговом режиме прямого хода РП ведущим звеном является шестерня. Найдем параметр торможения ведомой рейки. Приложенные к ней силы разделим на движущие (проекцию на торцовую плоскость нормальной реакции N_{t21} и силу трения скольжения в зацеплении T_{21}) и силы сопротивления (нагрузку F_2 и все остальные силы трения T_2). Обе составляющие реакции F_{21} (нормальная и сила

трения скольжения в зацеплении) относятся к движущим силам.

Параметр торможения

$$\tau_i = \frac{A_i^-}{A_i^+}$$

или

$$\tau_2 = \frac{A(T_2) + A(F_2)}{A(T_{21}) + A(N_{t21})}, \quad (12)$$

где A_i^- и A_i^+ — работа сил сопротивления и движущих сил.

В случае постоянных сил и моментов выражение (12) принимает вид

$$\tau_2 = \frac{T_2 + F_2}{T_{21} \sin \alpha_{t2} + N_{t21} \cos \alpha_{t2}}.$$

С учетом соотношения (5) получаем формулу для определения параметра торможения

$$\tau_2 = \frac{T_2 + F_2}{N_{21} (\cos \beta_b + f_{21} \operatorname{tg} \alpha_{t2})}.$$

Критерий $\tau_i |_{Q_u=0} > 1$ [8] приводит к неравенству

$$\cos \beta_b + f_{21} \operatorname{tg} \alpha_{t2} < \frac{T_2}{N_{21}}.$$

Это неравенство становится выполнимым только при нереально большой силе дополнительного трения, поэтому самоторможение прямого хода в зацепленных РП является практически неосуществимым. Действительно, линия действия торцевой проекции реакции со стороны ведущего входного звена $F_{t21} = N_{t21} + T_{21}$ составляет весьма значительный угол с прямой CO_1 (см. рис. 1, б), а для самоторможения этот угол должен быть меньше угла трения.

В тяговом режиме обратного хода силовая схема РП (см. рис. 1, в) отличается от таковой для тягового режима прямого хода тем, что скорости шестерни и рейки меняют направление, в связи с чем изменяют направление и силы трения. Поэтому формулы для определения составляющих реакции в зацеплении при тяговом режиме обратного хода РП принимают вид

$$N = N_{21} = N_{12} = \frac{F_2 + T_2}{\cos \beta_b \cos \alpha_{t2} - f_{21} \sin \alpha_{t2}}; \quad (13)$$

$$R_{12} = (F_2 + T_2) \frac{\cos \beta_b \sin \alpha_{ty1} + f_{12} \cos \alpha_{ty1}}{\cos \beta_b \cos \alpha_{t2} - f_{21} \sin \alpha_{t2}}; \quad (14)$$

$$v_{12} = (F_2 + T_2) \frac{\cos \beta_b \cos \alpha_{ty1} - f_{12} \sin \alpha_{ty1}}{\cos \beta_b \cos \alpha_{t2} - f_{21} \sin \alpha_{t2}}; \quad (15)$$

$$R_{21} = (F_2 + T_2) \frac{\cos \beta_b \operatorname{tg} \alpha_{t2} + f_{12}}{\cos \beta_b - f_{21} \operatorname{tg} \alpha_{t2}}. \quad (16)$$

Зависимость $v_{21} = F_2$ в тяговом режиме обратного хода сохраняется.

Определение параметра торможения шестерни при обратном ходе ничем не отличается от такового для цилиндрических зацепленных РП, поэтому все сделанные относительно них выводы справедливы и для зацепленных РП: оттормаживание обратного хода становится невозможным при выполнении условия

$$\alpha_{t2} > \operatorname{arctg} \left(\frac{\cos \beta_b}{f_{21}} - \frac{T_2}{f_{21} N_{21}} \right). \quad (17)$$

Если принимать во внимание только трение скольжения в зацеплении, то условие (17) приобретает вид

$$\alpha_{t2} > \operatorname{arctg} \frac{\cos \beta_b}{f_{21}}.$$

Таким образом, в режиме оттормаживания обратного хода РП при соблюдении условия (17) второе звено (рейка) тоже становится тормозным. Это означает, что угол между линией действия торцевой проекции реакции со стороны первого звена (шестерни) F_{t21} (см. рис. 1, в) и прямой PO_1 становится меньше угла трения рейки. При этом движение второго звена, а значит, и всего механизма, становится невозможным.

Схема нагрузок на звенья самотормозящейся РП в режиме оттормаживания отличается от схемы обратного хода только направлением движущего момента M_1 , показанным пунктирной линией на рис. 1, в. Так как направление этого момента не влияет на значения составляющих реакции в формулах (13)–(16), они остаются справедливыми и для режима оттормаживания.

Анализ полученных зависимостей показал, что при одной и той же внешней нагрузке F_2 радиальные составляющие R_{12} и R_{21} различаются так же, как и окружные v_{12} и v_{21} . Перечисленные составляющие реакции, за исключением v_{21} , имеют различные значения при прямом и обратном ходах.

Из уравнений (6) и (7) следует, что в тяговом режиме обратного хода (для несамотормозящихся РП) и в режиме оттормаживания (для

самотормозящихся РП) нормальная реакция N в заплосном зацеплении при одной и той же внешней нагрузке возрастает в k раз по сравнению с таковой в тяговом режиме прямого хода:

$$k = \frac{\cos \beta_b + f_{21} \operatorname{tg} \alpha_{t2}}{\cos \beta_b - f_{21} \operatorname{tg} \alpha_{t2}}. \quad (18)$$

Проведем аналогичное исследование РП доплосного зацепления. Схемы усилий в нем отличаются от показанных на рис. 1 направлениями сил трения в точке контакта C . Составляющие реакции F_{21} в тяговом режиме прямого хода определяются следующими зависимостями:

$$N = N_{21} = N_{12} = \frac{F_2 + T_2}{\cos \beta_b \cos \alpha_{t2} - f_{12} \sin \alpha_{t2}}; \quad (19)$$

$$R_{12} = (F_2 + T_2) \frac{\cos \beta_b \sin \alpha_{ty1} + f_{12} \cos \alpha_{ty1}}{\cos \beta_b \cos \alpha_{t2} - f_{21} \sin \alpha_{t2}};$$

$$v_{12} = (F_2 + T_2) \frac{\cos \beta_b \cos \alpha_{ty1} - f_{12} \sin \alpha_{ty1}}{\cos \beta_b \cos \alpha_{t2} - f_{21} \sin \alpha_{t2}}; \quad (20)$$

$$R_{21} = (F_2 + T_2) \frac{\cos \beta_b \operatorname{tg} \alpha_{t2} + f_{21}}{\cos \beta_b - f_{21} \operatorname{tg} \alpha_{t2}}. \quad (21)$$

Найдем параметр торможения ведомой рейки. Приложенные к ней силы разделим на движущие (проекцию на торцовую плоскость нормальной реакции N_{t21}) и силы сопротивления (нагрузку F_2 , силу трения скольжения в зацеплении T_{21} и все остальные виды трения T_2).

Параметр торможения определяется выражением

$$\tau_2 = \frac{A(T_{21}) + A(T_2) + A(F_2)}{A(N_{t21})}. \quad (22)$$

В случае постоянных сил и моментов выражение (22) после сокращения на перемещение рейки S_2 принимает вид

$$\tau_2 = \frac{T_{21} \sin \alpha_{t2} + T_2 + F_2}{N_{t21} \cos \alpha_{t2}}. \quad (23)$$

С учетом ранее принятых соотношений получаем следующую формулу для вычисления параметра торможения:

$$\tau_2 = \frac{f_{21} \operatorname{tg} \alpha_{t2}}{\cos \beta_b} + \frac{T_2 + F_2}{N_{21} \cos \beta_b}. \quad (24)$$

Критерий $\tau_i |_{Q_u=0} > 1$ приводит к неравенству

$$\alpha_{t2} > \operatorname{arctg} \left(\frac{\cos \beta_b}{f_{21}} - \frac{T_2}{f_{21} N_{21}} \right). \quad (25)$$

Это и есть условие самоторможения прямого хода в доплосных РП. Из формулы (25) следует, что учет трения в опорах и других видов трения позволяет снизить необходимый для получения эффекта самоторможения торцовый угол профиля зубьев рейки.

Если же принимать во внимание только трение скольжения в зацеплении, то условие самоторможения приобретает вид

$$\alpha_{t2} > \operatorname{arctg} \frac{\cos \beta_b}{f_{21}}. \quad (26)$$

В частности, прямозубые РП доплосного зацепления будут самотормозящимися в тяговом режиме прямого хода при условии

$$\alpha_{t2} > \operatorname{arctg} \frac{1}{f_{21}}. \quad (27)$$

Таким образом, в режиме прямого хода РП при соблюдении условия (25) ведомая рейка становится тормозным звеном. Условия самоторможения покоя определяются выражениями (23)–(27) путем замены коэффициентов трения движения коэффициентами трения покоя.

При условии (25) будет реализован вариант 011, описанный в работе [8], когда прямой ход в тяговом режиме является невозможным, а в режиме оттормаживания — выполнимым. Вариант 010 [8] реализуется, если станет невозможным и режим оттормаживания, при котором двигатель совместно с нагрузкой преодолевает действие трения.

Рассмотрим этот случай. В режиме оттормаживания направление нагрузки F_2 изменится на противоположное, а направления остальных сил сохранятся. Движение не начнется, если первое звено окажется тормозным. Параметр торможения шестерни уже был найден для цилиндрических передач. Таким образом, в режиме оттормаживания прямого хода при соблюдении условия самоторможения прямого хода первое звено тоже становится тормозным.

При обратном ходе РП ведущим звеном является рейка. Параметр торможения ведомой шестерни определяется той же зависимостью, что и для цилиндрических передач, поэтому сохраняется и условие самоторможения, из которого следует, что самоторможение обратного хода в доплосных РП является практически невозможным.

Таким образом, в доплосных РП самоторможение прямого хода наступает при соблюде-

нии условия (25) за счет трения скольжения в зацеплении — (26). Обратный ход в таких РП возможен практически всегда.

В тяговом режиме обратного хода силовая схема РП отличается от схемы прямого хода тем, что скорости шестерни и рейки изменяют направление, в связи с чем меняют направление силы трения. Поэтому формулы для определения сил в зацеплении при тяговом режиме обратного хода РП принимают вид

$$N = N_{21} = N_{12} = \frac{F_2 + T_2}{\cos \beta_b \cos \alpha_{t2} + f_{21} \sin \alpha_{t2}};$$

$$R_{12} = (F_2 + T_2) \frac{\cos \beta_b \sin \alpha_{ty1} - f_{12} \cos \alpha_{ty1}}{\cos \beta_b \cos \alpha_{t2} + f_{21} \sin \alpha_{t2}}; \quad (28)$$

$$v_{12} = (F_2 + T_2) \frac{\cos \beta_b \cos \alpha_{ty1} + f_{12} \sin \alpha_{ty1}}{\cos \beta_b \cos \alpha_{t2} + f_{21} \sin \alpha_{t2}}; \quad (29)$$

$$R_{21} = (F_2 + T_2) \frac{\cos \beta_b \operatorname{tg} \alpha_{t2} - f_{21}}{\cos \beta_b + f_{21} \operatorname{tg} \alpha_{t2}}. \quad (30)$$

Зависимость $v_{21} = F_2$ при обратном ходе сохраняется.

Определение параметра торможения шестерни при обратном ходе ничем не отличается от уже сделанного для цилиндрических доплюсных передач, поэтому все сделанные для них выводы справедливы и для доплюсных РП: обратный ход в тяговом режиме практически всегда возможен.

Отличие доплюсного зацепления от заплюсного состоит в том, что при тяговом режиме прямого хода нормальная реакция N в k раз больше, чем при тяговом режиме обратного хода, причем k определяется той же зависимостью (12).

Инверсное реечное зацепление представляет собой частный случай инверсного внешнего или внутреннего при бесконечно большом радиусе зубчатого колеса. Передаточную функцию инверсной РП определяют с помощью зависимостей (1)–(4), как и для РП.

Исследование тормозящих свойств инверсной реечной передачи (ИРП). Конструктивная схема ИРП и силовые схемы ИРП в торцовом сечении при тяговом режиме прямого и обратного ходов приведены на рис. 2, а–в, где зазор в зацеплении показан условно. Силовая схема прямого хода ИРП (см. рис. 2, б) аналогична схеме обратного хода РП (см. рис. 1, в), а сило-

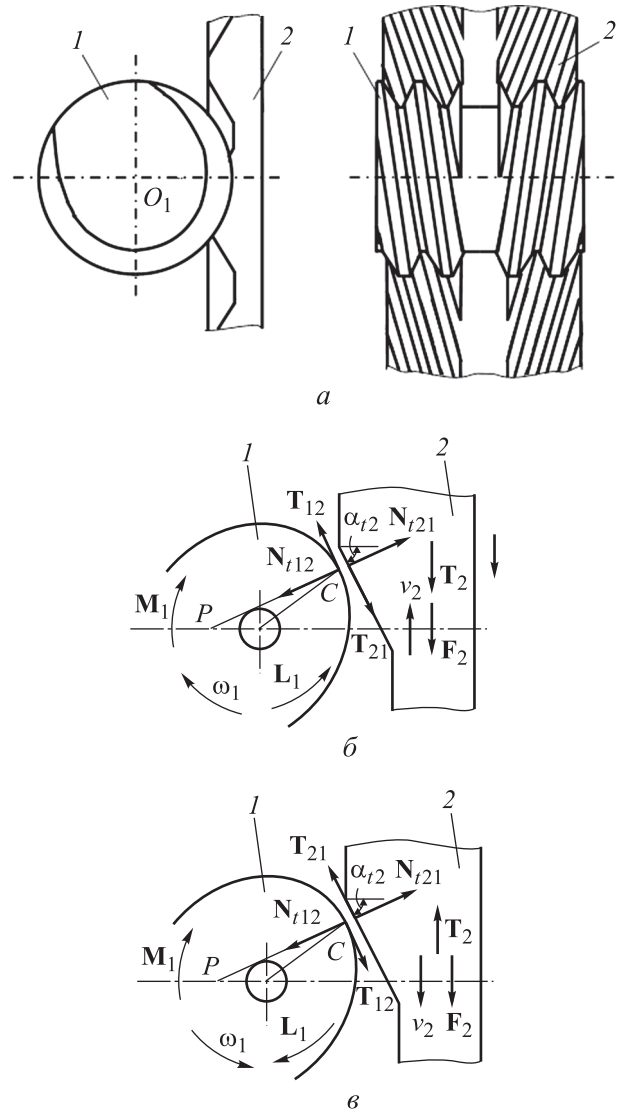


Рис. 2. Конструктивная схема ИРП (а) и ее силовые схемы в торцовом сечении при тяговом режиме прямого (б) и обратного (в) ходов

вая схема обратного хода ИРП (см. рис. 2, в) — схеме прямого хода РП (см. рис. 1, б).

Поэтому нормальные реакции N_{12} и N_{21} в тяговом режиме прямого хода для ИРП можно определить по формулам (13) для заплюсного зацепления и (19) для доплюсного, а при обратном ходе и в режиме оттормаживания — по формулам (6) для заплюсного зацепления и (19) для доплюсного.

Радиальные R_{12} , R_{21} и окружные v_{12} , v_{21} составляющие в тяговом режиме прямого хода ИРП определяются выражениями (11), (14)–(16), (28)–(30), а при обратном ходе и в режиме оттормаживания — соотношениями (8), (14), (15), (20), (10), (21) и (11).

Выводы

1. Для достижения самоторможения реечное зацепление должно быть внеполюсным.

2. В заплосных РП прямой ход практически всегда можно реализовать, а оттормаживание обратного хода становится невозможным при выполнении условия (17).

3. В ИРП при тяговом режиме прямого хода нормальные усилия N_{12} и N_{21} возрастают в k раз по сравнению с таковыми в тяговом ре-

жиме обратного хода (в несамотормозящихся ИРП) или в режиме оттормаживания (в самотормозящихся ИРП). Кратность k возрастания определяется формулой (18).

4. Параметры торможения ИРП совпадают с аналогичными параметрами инверсных цилиндрических передач, поэтому все выводы, сделанные относительно тормозящих свойств последних, в полной мере справедливы для ИРП.

Литература

- [1] Крайнев А.Ф. *Механика машин. Фундаментальный словарь*. Москва, Машиностроение, 2000. 904 с.
- [2] Болотовский И.А. *Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач*. Москва, Машиностроение, 1986. 448 с.
- [3] Гавриленко В.А. *Основы теории эвольвентной зубчатой передачи*. Москва, Машиностроение, 1969. 432 с.
- [4] Фролов К.В., ред. *Теория механизмов и механика машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 566 с.
- [5] Ряховский О.А., ред. *Детали машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 465 с.
- [6] Турпаев А.И. *Самотормозящие механизмы*. Москва, Машиностроение, 1976. 208 с.
- [7] Панюхин В.И. Самотормозящиеся зубчатые передачи. *Вестник машиностроения*, 1979, № 2, с. 22–24.
- [8] Тимофеев Г.А., Панюхин В.В. Анализ критериев самоторможения. *Вестник машиностроения*, 2002, № 9, с. 3–8.
- [9] Панюхин В.И., Панюхин Н.В., Тимофеев Г.А. и др. Особенности винтовых цилиндрических передач. *Приводы и компоненты машин*, 2011, № 4–6, с. 12–15.
- [10] Бушенин Д.В. *Несоосные винтовые механизмы*. Москва, Машиностроение, 1985. 112 с.
- [11] Кулешов В.В. *Самотормозящиеся зубчатые передачи с параллельными осями*. Челябинск, Челябинский дом печати, 1999. 92 с.

References

- [1] Kraynev A.F. *Mekhanika mashin. Fundamentalnyy slovar* [Mechanics of machines. Fundamental dictionary]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2000. 904 p. (In Russ.).
- [2] Bolotovskiy I.A. *Spravochnik po geometricheskomu raschetu evolventnykh zubchatykh i chervyachnykh peredach* [Reference book on geometric calculation of involute gear and worm gears]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 448 p. (In Russ.).
- [3] Gavrilenko V.A. *Osnovy teorii evolventnoy zubchatoy peredachi* [Fundamentals of involute cogging theory]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969. 432 p. (In Russ.).
- [4] Frolov K.V., ed. *Teoriya mekhanizmov i mekhanika mashin* [Theory of mechanisms and machines mechanics]. Moscow, Bauman Publ., 2017. 566 p. (In Russ.).
- [5] Ryakhovskiy O.A., ed. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2014. 465 p. (In Russ.).
- [6] Turpaev A.I. *Samotormozyashchie mekhanizmy* [Self-braking mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 208 p. (In Russ.).
- [7] Panyukhin V.I. Self-braking gears. *Vestnik mashinostroeniya*, 1979, no. 2, pp. 22–24. (In Russ.).
- [8] Timofeev G.A., Panyukhin V.V. Analysis of self-locking criteria. *Vestnik mashinostroeniya*, 2002, no. 9, pp. 3–8. (In Russ.).

- [9] 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. 12–15. (In Russ.).
- [10] Bushenin D.V. *Nesoosnye vintovye mekhanizmy* [Non-axial screw mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 112 p. (In Russ.).
- [11] Kuleshov V.V. *Samotormozyashchiesya zubchatye peredachi s parallelnymi osyami* [Self-locking gears with parallel axes]. Chelyabinsk, Chelyabinskiy dom pechati Publ., 1999. 92 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 30.12.2022

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).

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, стр. 1).

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

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

KISELEV Roman Mikhailovich — Engineer, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: roma.kis@list.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

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: 10.18698/0536-1044-2023-5-14-21

Please cite this article in English as:

Timofeev G.A., Panjukhin V.V., Kiselev R.M. Features of force loading and self-braking in the rack and inverse rack gears. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 5, pp. 14–21, doi: 10.18698/0536-1044-2023-5-14-21