

МЕХАНИКА, МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.833.3

А.В. Кузьмин

Выбор и обоснование критерия самоторможения для передач червячного типа

В статье рассмотрены вопросы оценки самоторможения передач червячного типа. Самоторможением называется торможение звеньев механизма при передаче движения в обратном направлении за счет внутренних по отношению к самому механизму сил. Свойство самоторможения является важнейшим свойством передач червячного типа, которое может быть как вредным для работы всего привода, так и полезным. Для выявления и численной оценки запаса самоторможения передач червячного типа предложен критерий, названный коэффициентом запаса самоторможения. Данный критерий имеет принципиальное физическое сходство с общепринятым в инженерных расчетах критерием оценки надежности торможения механизмов при помощи отдельного тормоза – коэффициентом запаса торможения. Такое сходство коэффициентов отражает физическую аналогию процессов торможения и самоторможения, упрощает понимание сущности процесса самоторможения и облегчает инженерные расчеты. Переходным значением коэффициента запаса самоторможения является единица. При этом значении передача находится на грани самоторможения, которое может проявиться или скрыться при бесконечно малом увеличении или уменьшении коэффициента трения в зацеплении. При значении коэффициента больше единицы передача проявляет свойство самоторможения с запасом, величину которого можно оценить кратностью превышения коэффициентом единицы. При значении меньше единицы явление самоторможения в передаче не возникает, так как она не является самотормозящей. В заключении статьи приведен подробный пример способа оценки надежности самоторможения червячной передачи при помощи предложенного критерия. Данный критерий и способ оценки самоторможения можно использовать на самых ранних этапах проектирования передач червячного типа, что значительно облегчает и удешевляет проектно-конструкторские расчеты и изыскания.

Ключевые слова: червячная передача, спиройдная передача, самоторможение, оценка, коэффициент запаса торможения.

Известно, что червячная передача относится к классу самотормозящих механизмов, которые можно привести в движение только со стороны входного звена, причем попытка привести такой механизм в движение со стороны выходного звена вызывает затормаживание. Свойство самоторможения червячной передачи может проявляться или скрываться в зависимости от набора действительных значений некоторых параметров передачи, многие из которых склонны к существенному изменению в процессе эксплуатации. Например, именно из-за нестабильности этого свойства применение самотормозящих червячных передач без отдельного тормоза запрещено в механизмах кранов [1], поскольку известны случаи исчезновения свойства самоторможения после некоторого времени эксплуатации.

При проектировании привода нельзя полностью игнорировать теоретически возможное самоторможение червячной передачи, так как бесконтрольное затормаживание ее обратного хода в некоторых режимах работы может привести к тяжелой поломке и выходу из строя всего привода.

Свойство самоторможения является важнейшим свойством червячной передачи, и при работе оно может быть как вредным для всего привода, так и полезным. Значит, возможность самоторможения следует учитывать и оценивать на самых ранних этапах проектирования привода. В настоящей статье приведены некоторые положения теоретического исследования свойства самоторможения архимедовой червячной передачи, которые могут быть полезны при проектировании приводов машин с червячными передачами.

Самоторможением называется торможение механизма при передаче движения в обратном направлении за счет внутренних по отношению к самому механизму сил. Принципиально самоторможение червячного колеса отличается от его торможения (например, отдельным тормозом на валу) только источником тормозящей силы. В первом случае такой силой является сила трения скольжения между зубом колеса и витком червяка, а ее источником служит область контакта зуба и витка. Во втором случае тормозящая сила также является силой трения скольжения, но

только образуется она между тормозным шкивом и неподвижной тормозной колодкой (в случае колодочного тормоза) либо между парой других фрикционных поверхностей.

Оценка надежности торможения

Механический тормоз содержит фрикционные поверхности, предназначенные только для создания тормозящей силы. Надежность работы тормоза в составе грузоподъемного привода оценивается параметром, который называется *коэффициентом запаса торможения* [1]. Этот безразмерный коэффициент выражает отношение номинального тормозного момента T_t на валу тормоза к моменту статического сопротивления T_t^c на этом же валу, который требуется уравновесить при торможении [2]:

$$k_t = \frac{T_t}{T_t^c}. \quad (1)$$

Минимально допустимое значение коэффициента k_t назначается с учетом группы классификации механизма, но не ниже 1,5 [3]. Как правило, для легкого режима нагружения механизма выбирается минимальное значение k_t , равное 1,5, а для весьма тяжелого режима значение k_t увеличивается до 2,5 [4].

На рис. 1 показана схема механизма подъема груза с колодочным тормозом, поясняющая сущность коэффициента запаса торможения k_t .

Подвешенный к барабану 2 груз 1 создает на валу барабана грузовой крутящий момент M_g , который равен:

$$M_g = G_g r_g, \quad (2)$$

где G_g – сила от веса груза на канате; r_g – радиус барабана.

Груз будет находиться в состоянии покоя, если момент M_g будет уравновешен тормозным моментом M_t :

$$M_g = -M_t. \quad (3)$$

Момент M_t действует на шкив тормоза в результате приложения к нему тормозной силы трения F_t , которая образуется из-за прижатия к рабочей поверхности шкива 3 колодки 4. Сила F_t определяется по формуле

$$F_t = \frac{M_t}{r_t}, \quad (4)$$

где r_t – радиус шкива.

Тогда тормозной момент M_t равен:

$$M_t = F_t r_t = -M_g. \quad (5)$$

Момент M_t является минимальным необходимым тормозным моментом, достаточным для фиксации груза. Тормозное устройство выбирается для привода с таким расчетом, чтобы потенциально возможный тормозной момент M_t^n , создаваемый тормозом, превышал M_t . Число, показывающее во сколько раз величина M_t^n превышает M_t , и называется ко-

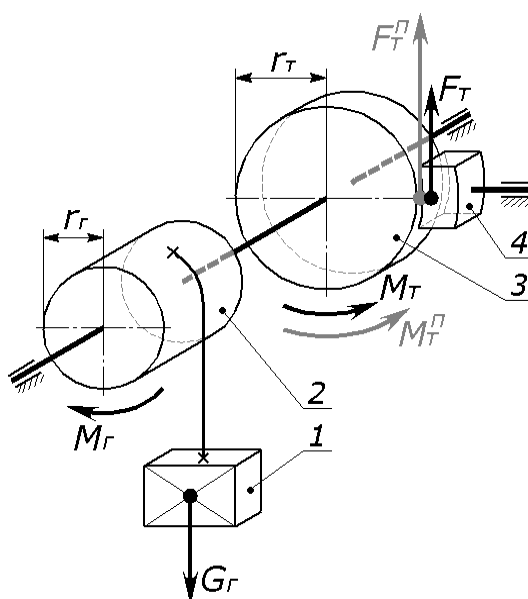


Рис. 1. Схема к расчету коэффициента запаса торможения:
1 – груз; 2 – барабан; 3 – шкив тормоза; 4 – колодка тормоза

эффицентом запаса торможения k_T . Тогда, с другой стороны, коэффициент k_T равен:

$$k_T = \frac{M_T^n}{M_T}. \quad (6)$$

Радиус шкива тормоза r_T является постоянной величиной, которая задается при его изготовлении. Поэтому превышение M_T^n над M_T может быть достигнуто только увеличением тормозной силы трения, потенциально возможное значение F_T^n которой на радиусе r_T шкива должно создавать момент M_T^n :

$$r_T = \text{const}, \quad (7)$$

$$M_T^n = F_T^n r_T. \quad (8)$$

Таким образом, из формулы (6) коэффициент k_T равен:

$$k_T = \frac{M_T^n}{M_T} = \frac{F_T^n r_T}{F_T r_T}. \quad (9)$$

Следовательно, *необходимый запас торможения в грузовом тормозе создается только за счет тормозной силы трения*, потенциально возможное значение F_T^n которой должно превышать необходимое значение F_T кратно коэффициенту запаса торможения k_T . Значит, для определения k_T справедливой также будет формула

$$k_T = \frac{F_T^n}{F_T}. \quad (10)$$

Оценка надежности самоторможения

На рис. 2 показан план сил в самотормозящем червячном зацеплении в режиме обратного хода. Этот же план (в общем) можно считать действительным для других передач червячного типа с архимедовым червяком, включая спироидную передачу [5–8]. Вектор движущей силы $\vec{F}_d$ в зацеплении находится внутри треугольника трения, образуемого вектором нормальной реакции со стороны червяка на колесо $\vec{F}_{n12}$ и вектором потенциальной силы трения в зацеплении F_{tp}^n . Как было выяснено в работах [8, 9], такое расположение векторов означает самоторможение передачи червячного типа.

Нахождение вектора F_d внутри треугольника трения объясняется тем, что выполняется достаточное условие самоторможения [9]:

$$\varphi_x > \gamma. \quad (11)$$

Из схемы на рис. 2 следует, что угол φ_x превышает угол γ только до тех пор, пока модуль вектора $\vec{F}_{tp}$ оказывается меньше модуля $\vec{F}_{tp}^n$, а значит, достаточное условие самоторможения можно записать в виде

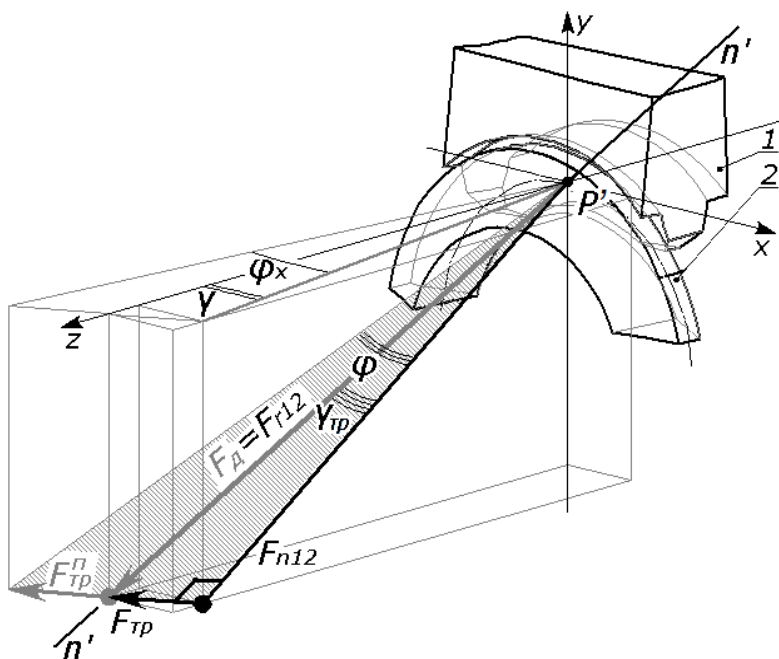


Рис. 2. План сил в самотормозящем червячном зацеплении:
1 – зуб червячного колеса; 2 – виток червяка

$$F_{\text{тр}}^{\text{н}} > F_{\text{тр}}. \quad (12)$$

При его выполнении самоторможение обеспечивается с запасом, величину которого можно оценить численно при помощи коэффициента запаса самоторможения:

$$k_c = \frac{F_{\text{тр}}^{\text{н}}}{F_{\text{тр}}}. \quad (13)$$

Такой способ оценки надежности самоторможения при помощи коэффициента запаса k_c имеет сходство с рассмотренным выше способом оценки надежности торможения [см. формулу (10)] и отражает видимую на первый взгляд аналогию в процессах торможения и самоторможения.

Из схемы на рис. 2 модуль вектора $\bar{F}_{\text{тр}}^{\text{н}}$ равен:

$$F_{\text{тр}}^{\text{н}} = F_{n_{12}} \operatorname{tg} \varphi. \quad (14)$$

Из той же схемы модуль вектора $\bar{F}_{\text{тр}}$ равен:

$$F_{\text{тр}} = F_{n_{12}} \operatorname{tg} \gamma_{\text{тр}}. \quad (15)$$

Учитывая равенство (13), коэффициент k_c запаса самоторможения передачи червячного типа равен:

$$k_c = \frac{F_{\text{тр}}^{\text{н}}}{F_{\text{тр}}} = \frac{F_{n_{12}} \operatorname{tg} \varphi}{F_{n_{12}} \operatorname{tg} \gamma_{\text{тр}}} = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \gamma_{\text{тр}}}. \quad (16)$$

Угол $\gamma_{\text{тр}}$ здесь равен:

$$\gamma_{\text{тр}} = \arctg(\operatorname{tg} \gamma \cdot \cos \alpha_n), \quad (17)$$

где α_n – нормальный угол профиля витка червяка.

Подставим значение $\operatorname{tg} \gamma_{\text{тр}}$ в формулу (16):

$$k_c = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \gamma \cos \alpha_n}. \quad (18)$$

Поскольку для передач червячного типа при проектировании задается обычно делительный осевой угол профиля витка червяка α_x , а значение делительного нормального угла профиля α_n является зависимым от α_x , то подставим в формулу (18) значение α_n , выраженное через угол α_x :

$$k_c = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \gamma \cos(\arctg(\operatorname{tg} \alpha_x \cos \gamma))}. \quad (19)$$

Немного изменим вид формулы (19) для удобства вычисления, заменив выражение в числителе дроби $(\operatorname{tg} \varphi)$ на коэффициент трения скольжения f :

$$k_c = \frac{f}{\operatorname{tg} \gamma \cos(\arctg(\operatorname{tg} \alpha_x \cos \gamma))}. \quad (20)$$

Полученная формула (20) определяет коэффициент k_c запаса самоторможения передачи червячного типа, который может быть определен еще на начальной стадии проектирования передачи. В соответствии с определением данного коэффициента:

- при значении $k_c > 1$ передача должна проявлять свойство самоторможения с запасом;
- при $k_c = 1$ передача находится на грани самоторможения, и это свойство может проявиться или скрыться при бесконечно малом увеличении или уменьшении коэффициента трения f ;
- при значении $k_c < 1$ возникновения явления самоторможения в передаче ожидать не следует, так как передача не является самотормозящей.

Проверка справедливости критерия самоторможения

Проверим справедливость полученной формулы (20), внося в нее некоторые необходимые для этого изменения. Заменим угол трения φ в числителе дроби на осевой угол трения φ_x :

$$\begin{aligned} k_c &= \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \gamma \cos(\arctg(\operatorname{tg} \alpha_x \cos \gamma))} = \\ &= \frac{\operatorname{tg}(\arctg(\operatorname{tg} \varphi_x \cos \alpha_n \gamma))}{\operatorname{tg} \gamma \cos \alpha_n} = \\ &= \frac{\operatorname{tg} \varphi_x \cos \alpha_n}{\operatorname{tg} \gamma \cos \alpha_n} = \frac{\operatorname{tg} \varphi_x}{\operatorname{tg} \gamma}. \end{aligned} \quad (21)$$

Тогда зависимость значения k_c от значения угла φ_x имеет вид функции

$$k_c(\varphi_x) = \frac{\operatorname{tg} \varphi_x}{\operatorname{tg} \gamma}. \quad (22)$$

Построим график функции $k_c = f(\varphi_x)$, совместив его с графиком зависимости значения КПД обратного хода червячной передачи от угла φ_x ($\eta'_{\text{ч}} = f(\varphi_x)$), как это показано на рис. 3.

Проведем анализ зависимости значения k_c от значения φ_x , используя для этого полученную функцию (22) и ее график на рис. 3.

Если угол φ_x находится в диапазоне $(0^\circ \dots \gamma)$, что соответствует возможности движения звеньев передачи в режиме обратного

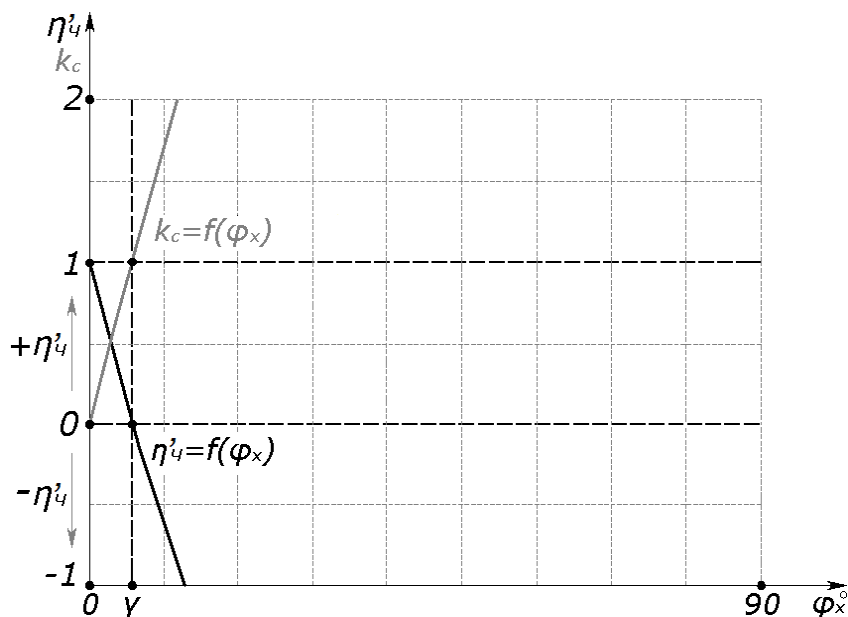


Рис. 3. Графики функций $\eta'_ч = f(\varphi_x)$ и $k_c = f(\varphi_x)$

хода (так как КПД $\eta'_ч$ передачи в этом режиме больше нуля), то значение коэффициента k_c находится в диапазоне $(0 \dots 1)$.

Если значение угла φ_x равно значению γ , то передача находится на грани самоторможения (КПД $\eta'_ч = 0$); при этом коэффициент k_c равен единице.

Если значение угла φ_x находится в диапазоне $(\gamma \dots 90^\circ)$, что соответствует действительному самоторможению передачи (так как КПД $\eta'_ч$ меньше нуля), то коэффициент запаса самоторможения имеет значение $k_c > 1$.

На основе проведенного анализа сделаем вывод, что полученная формула (20) для определения коэффициента k_c запаса самоторможения передач червячного типа может служить поставленной цели. Получаемое по формуле (20) значение k_c адекватно оценивает действительное состояние передачи в отношении наличия или отсутствия явления самоторможения в ней, а потому данную формулу считаем справедливой.

Пример оценки надежности самоторможения червячной передачи

Дано: в ходе предварительного расчета для архимедовой червячной передачи определены следующие основные параметры:

- число витков червяка $z_1 = 1$;
- коэффициент диаметра червяка $q = 8$;

– делительный осевой угол профиля витка червяка $\alpha_x = 20^\circ$;

– червяк стальной, венец червячного колеса из безоловянной бронзы.

Определить: возможность самоторможения и коэффициент запаса самоторможения k_c проектируемой архимедовой червячной передачи.

Решение:

1. В соответствии с пособием [10] принимаем значение коэффициента трения скольжения f в зацеплении равным 0,16 для пары материалов «нешлифованная сталь – безоловянная бронза».

2. Определяем значение угла подъема винтовой линии червяка:

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q} = \operatorname{arctg} \frac{1}{8} = 7,125^\circ. \quad (23)$$

3. Определяем значение коэффициента k_c запаса самоторможения по формуле (20):

$$\begin{aligned} k_c &= \frac{f}{\operatorname{tg} \gamma \cos(\operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha_x \cos \gamma))} = \\ &= \frac{0,16}{\operatorname{tg} 7,125^\circ \cos(\operatorname{arctg}(\operatorname{tg} 20^\circ \cos 7,125^\circ))} = \\ &= 1,361. \end{aligned} \quad (24)$$

Вывод: рассчитываемая червячная передача при заданных параметрах действительно является самотормозящей, с коэффициентом запаса самоторможения $k_c = 1,361$.

Библиографический список

1. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения». Утв. приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 12 ноября 2013 г. № 533.
2. Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. 2-е изд., перераб. и доп. Минск: Вышэйшая школа, 1983. 350 с.
3. ТР ТС 010/2011. Технический регламент Таможенного союза «О безопасности машин и оборудования». М., 2011.
4. Александров М.П., Гохберг М.М. и др. Справочник по кранам: В 2 т. Л.: Машиностроение, 1988. Т. 2. 559 с.
5. Гольдфарб В.И. Основы теории автоматизированного геометрического анализа и синтеза червячных передач общего вида: Дис. ... д-ра техн. наук. Ижевск, 1985. 417 с.
6. Георгиев А.К. Элементы геометрической теории и некоторые вопросы проектирования и производства гипоидно-червячных передач: Дис. ... канд. техн. наук. Ижевск, 1965. 263 с.
7. Трубачев Е.С. Основы анализа и синтеза зацепления реальных спироидных передач: Дис. ... д-ра техн. наук. Ижевск, 2004. 347 с.
8. Анферов В.Н., Кузьмин А.В. Особенности проектирования приводов машин с самотормозящими цилиндрическими спироидными передачами // Строительные и дорожные машины. 2015. № 8. С. 47–50.
9. Анферов В.Н., Кузьмин А.В. Некоторые особенности проектирования приводов машин с червячными передачами // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. 2015. № 1. С. 137–142.
10. Чернавский С.А., Боков К.Н., Чернин И.М. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. М.: Альянс, 2005. 416 с.

A.V. Kuzmin

Choice and Substantiation of Self-Locking Criterion for Worm Gears

Abstract. In the present article, some issues pertaining to evaluation of the self-locking capacity of worm gears are considered. By definition, the self-locking is the locking of mechanism links that occurs as the motion is transferred in the direction opposite to that in which the mechanism's internal forces act. The property of self-locking is a most important property of worm gears which may appear to be harmful or useful for the whole drive. For evaluation of the self-locking capacity of worm gears, a criterion called the self-braking safety factor is proposed. This criterion bears fundamental physical resemblance to the criterion generally used in engineering calculations for assessing the braking reliability of mechanisms using the safety factor for their braking with an individual brake. This similarity reflects a physical analogy between the processes of locking and self-locking, and it facilitates the understanding of the essence of the self-locking process and engineering calculations. The transitional value of the self-braking safety factor is unity. At this value of the self-braking safety factor, the gear is on the verge of self-braking, which can occur or vanish on an infinitesimally small increase or decrease of the friction coefficient in the gear. If the value of the self-braking safety factor is greater than unity, then the gear exhibits the property of self-locking with a self-braking capacity whose magnitude can be estimated by a quantity that shows by which value the self-braking safety factor of the gear exceeds unity. If the value of the self-braking safety factor of a gear is smaller than unity, then no self-braking phenomenon should be expected to occur in the gear, the gear in the latter case being not a self-locking one. In conclusion to the article, we give a detailed example of a method to evaluate the reliability of self-braking worm gears using the proposed criterion. This criterion and the method of assessment of the self-braking capacity of worm gears can be used at an earliest design stage of such gears; the latter circumstance largely simplifies design calculations and studies, and reduces their cost.

Key words: worm gear; spiroid gear; self-braking; assessment; braking safety factor.

Кузьмин Антон Васильевич – аспирант кафедры «Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины» СГУПС. E-mail: antonkuzmin@ya.ru