

## УСЛОВИЕ САМОТОРМОЖЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО ВЫПРЯМИТЕЛЯ ОСЕВОГО ИСПОЛНЕНИЯ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

*Терешин А.В., Солдаткин В.А., Юркевич И.А.  
Институт машиноведения УрО РАН, г. Курган*

**Ключевые слова:** механизм свободного хода, диски трения, шарик, условие самоторможения, угол подъема винтовой поверхности.

**Аннотация.** Для механического выпрямителя – механизма свободного хода осевого исполнения уточнено условие самоторможения. Оценено влияние замены трения скольжения на трение качения в контакте полумуфт и коромысла выпрямителя на условие самоторможения. Результаты могут быть использованы при выборе количества пар трения и угла наклона лунок полумуфт выпрямителя.

## SELF-BRAKING CRITERION OF MECHANICAL AXIAL EXECUTION RECTIFIER WITH INTERMEDIATE ROLLING BODIES

*Tereshin A.V., Soldatkin V.A., Yurkevich I.A.  
Institute of mechanical engineering of UB RAS, Kurgan*

**Keywords:** one-way clutch, friction disks, ball, self-braking criterion, screw surface lifting angle.

**Abstract.** Clarified self-braking criterion for mechanical rectifier with axial executioner one-way clutch. Appreciated influence of replacements sliding friction to rolling friction in contact between coupling half and rectifiers rocker arm for self-braking criterion. Results can be used at quantity selection of friction steam and rectifier coupling half holes tilt angle.

Механизмы свободного хода (МСХ) или механические выпрямители предназначены для преобразования колебательного движения своих ведущих частей в однонаправленное вращение ведомых. Такой механизм является неотъемлемой структурной составляющей импульсных механических бесступенчатых передач транспортных машин [1, 2] и обеспечивает автоматическое соединение и разъединение их внутренних кинематических элементов. Известно [3, 4] значительное количество МСХ (роликовых, клиновых, эксцентрико-клиновых, релейного типа и т.п.) имеющих различное конструктивное исполнение. Главным их недостатком, ограничивающим надежность является то, что отношение внутренних сил  $Q$ , вызывающих контактные напряжения, к полезным  $P$ , создающим передаваемый момент составляет  $Q/P = 10...16$ .

В работах [1, 5] предложен новый, экспериментально проверенный [6], механический выпрямитель осевого исполнения с дополнительными рабочими поверхностями и промежуточными телами качения. Их важным

прикладным свойством является то, что применение дополнительных рабочих поверхностей, по сравнению с известными роликовыми МСХ, позволило в десять раз уменьшить указанное выше отношение  $Q/P$ .

Сборочный чертеж такого выпрямителя приведен на рис. 1а. Ведущим элементом является коромысло (ведущая звездочка) 2 на торцевых поверхностях ступицы которого выполнены слезкообразные лунки. Такие же лунки, но противоположного направления, выполнены на торцевых поверхностях двух полумуфт 1, 3. В лунках размещаются промежуточные шарики 4. По двенадцать лунок и шариков с каждой стороны. Шарики не являются телами заклинивания. Они необходимы для того, чтобы избежать трения скольжения между коромыслом и полумуфтой, поскольку силы трения на этих поверхностях в цикле заклинивание-расклинивание вызывают значительные гистерезисные потери.

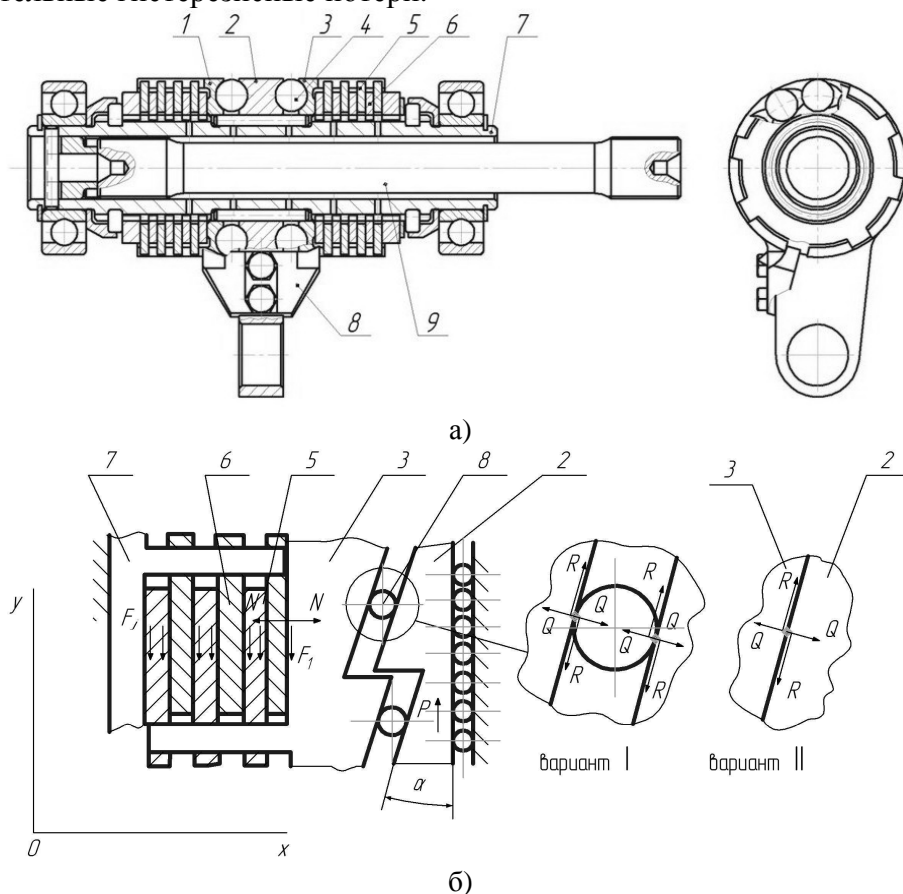


Рис. 1. Механический выпрямитель осевого исполнения с дополнительными рабочими поверхностями трения и промежуточными телами качения:  
а – сборочный чертеж, б – расчетная схема

На полумуфтах выполнены шлицы, с которыми соединены ведущие диски трения 5 с наружными зубьями. Расположенные между ними диски трения 6 с внутренними зубьями соединены со шлицами ведомого вала 7,

который в свою очередь через треугольные шлицы соединен с торсионным валом 9. Торсионный вал растягивает импульсы передаваемого момента и вместе с выпрямителем составляет единый комплекс.

Работает механизм следующим образом. При окружном повороте коромысла, шарики перекатываются по наклонным лункам «слезкам», коромысла и полумуфт, и перемещают полумуфты в осевом направлении, выбирают зазоры между дисками трения и сжимают их. Происходит замыкание выпрямителя.

Телом заклинивания является полумуфта с наклонными лунками «слезкам» и установленными на ней дисками трения. При заклинивании сила трения, действующая на полумуфты 1 и 3 в контакте с коромыслом 2 через промежуточные шарики, направлена против заклинивания, но силы трения между дисками 5 и 6 направлены в сторону заклинивания. Использование шариков с наклонными лунками «слезкам», на коромысле и полумуфтах заменяет в их контакте трение скольжения на трение качения. При этом шарики работают так же, как в упорном подшипнике при статическом нагружении. Размыкание обеспечивается за счет угла наклона лунок  $\alpha$ , который значительно больше угла трения. В то же время момент передается только силами трения между дисками. Важно чтобы в их контакте не было скольжения под действием рабочей нагрузки. Если обеспечивается условие самоторможения, то такое скольжение между дисками будет исключено.

В работе [1] приводится условие самоторможения для такого выпрямителя, но только без установленных в контакте полумуфт и коромысла шариков:

$$\operatorname{tg}(\alpha) \leq (n-1)f / (1+nf^2), \quad (1)$$

где  $n$  – количество поверхностей трения;  $f$  – расчетный коэффициент трения скольжения.

Уточнение этого выражения для выпрямителя с промежуточными телами качения задача данной статьи.

На рис. 1б показана расчетная схема осевого выпрямителя в линейном варианте с шариками в контакте полумуфт и коромысла – I вариант, и с их контактом по плоским поверхностям – вариант II. Приведена половина выпрямителя, поскольку конструкция симметричная. Обозначения на этом рисунке такие же, как на рис. 1а. Ведомый вал 7 рассматривается как неподвижный. Моменты инерции деталей не учитываются. Принимаем, что перед заклиниванием все зазоры в осевом направлении выбраны. Считаем, что коэффициент трения на всех плоских поверхностях трения одинаковый  $f$ , а на всех наклонных поверхностях расположения шариков – реализуется коэффициент трения качения  $f_0$ .

К коромыслу 2 приложена сила  $P$  равная половине полезной окружной силы. Самоторможение при приложении силы  $P$  какой угодно величины будет обеспечено, если полумуфта 1 (и 3) не будет сдвигаться относительно ведомого вала – произойдет заклинивание без проскальзывания. То есть сумма сил, действующих на полумуфту вдоль оси  $Y$ , не может быть больше нуля.

Сила  $P$  на коромысле 2 уравнивается проекциями на ось  $Y$  нормальной к поверхности качения шариков силы  $Q$  и силы трения качения  $R = f_0 Q$ . Полагаем, что сила  $Q$  и  $R$  это суммарные силы, действующие на все  $k$  шариков (в приведенной конструкции выпрямителя  $k=12$ ). Тогда получим уравнение

$$\sum Y_k = P - Q \sin(\alpha) - f_0 Q \cos(\alpha) = 0. \quad (2)$$

На полумуфту 1 так же, но в противоположном направлении действуют силы  $Q$  и  $R$ . На рис. 1а точки приложения сил смещены от точек контакта для того, чтобы было видно, на какие детали они действуют. Эти силы уравниваются нормальной к плоским поверхностям трения силой  $N$  и силами трения  $F_j = fN$ , где  $j$  – количество пар трения. Тогда для выполнения условий самоторможения необходимо выполнение следующих условий

$$\begin{aligned} \sum Y_{\Pi} &= Q \sin(\alpha) + f_0 Q \cos(\alpha) - nfN \leq 0, \\ \sum X_{\Pi} &= -Q \cos(\alpha) + f_0 Q \sin(\alpha) + N = 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Решая систему уравнений (3) относительно  $tg(\alpha)$ , получим

$$tg(\alpha) \leq (nf - f_0) / (1 + nff_0). \quad (4)$$

Учитывая, что расчетный коэффициент трения скольжения  $f$  реализуемый в контакте сталь по стали [3] равен 0,04...0,05, а коэффициент трения качения для шарикоподшипников на порядок меньше ( $f_0 = 0,001...0,002$ ), условие самоторможения (4) при количестве пар трения 3...12 с погрешностью 0,22...0,84% может определяться по простой формуле

$$tg(\alpha) \leq nf. \quad (5)$$

Отношение внутренних контактных сил  $Q$  к полезной окружной силе всего выпрямителя (для двух полумуфт)  $2P$  с учетом выражения (2) принимает вид

$$k = Q / 2P = 0,5 / (\sin(\alpha) + f_0 \cos(\alpha)). \quad (6)$$

На рис. 2. приведены зависимости граничного угла подъема  $\alpha$  винтовой поверхности контакта полумуфт и коромысла от количества пар трения с промежуточными телами качения в контакте (линия 1 – расчет по формуле 5) и с плоскими контактными поверхностями (линия 2 – расчет по формуле 1). Там же приведено отношение  $k = Q / 2P$ , рассчитанное по (6) – линия 3.

Полученные зависимости могут использоваться при выборе количества пар трения и угла подъема лунок механического выпрямителя. Например, при угле  $\alpha = 15^\circ$  подъема лунок для выпрямителя с шариками, количество пар трения  $n \geq 6,7$  (точка  $a$  на рис.2), т.е. минимальное количество пар трения, обеспечивающее выполнение условия самоторможения должно быть больше или  $n=7$  при  $k = 1,81$ . Для плоской винтовой поверхности контакта полумуфт и коромысла (трение скольжения)  $n \geq 7,8$  (точка  $b$  на рис.2.) количество пар трения должно быть не менее 8 ( $k = 1,59$ ). Имеет место радикальное снижение отношения  $k$  внутренних сил к полезным по сравнению с известными МСХ.

Напомним, что для роликовых и клиновых МСХ  $k = 10 \dots 16$ , а для зубчатых колес это отношение составляет  $k = 1,064$ .

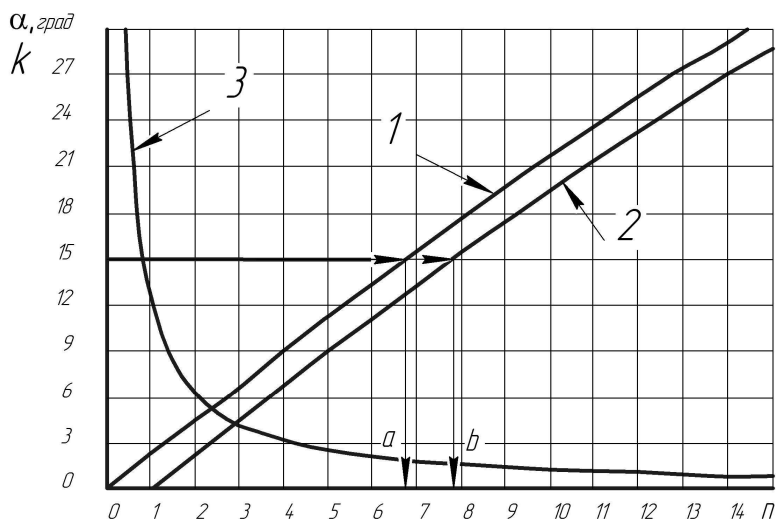


Рис. 2. Зависимости граничного угла  $\alpha$  подъема винтовой поверхности контакта полумуфта и коромысла и отношения  $k$  от количества пар трения

### Выводы

1. Уточнено условие самоторможения для механического выпрямителя осевого исполнения с дополнительными рабочими поверхностями трения и промежуточными телами качения – шариками.

2. Использование промежуточных тел качения - шариков приводит к возможности снижения количества пар трения при сохранении условия самоторможения. Это уменьшает инерционный момент полумуфта и благоприятно сказывается на протекании колебательных процессов элементов выпрямителя.

3. Наличие тел качения – шариков уменьшает величину коэффициента трения на наклонной поверхности полумуфта (тел заклинивания) на порядок. Происходит замена трения скольжения на трение качения. При этом отрицательная роль сил трения на винтовой поверхности контакта полумуфта и коромысла при заклинивании снижается. Это практически исключает из процесса заклинивания одну рабочую пару трения. При этом дополнительные пары трения становятся основными.

### Список литературы

1. Благодравов А.А. Механические бесступенчатые передачи. – Екатеринбург: УрО РАН, 2005. – 202с.
2. Благодравов А.А. Механические бесступенчатые передачи с колебательным движением внутренних звеньев и регулируемые силовыми функциями / А.А. Благодравов, А.В. Юркевич, А.В.Солдаткин, А.В. Терешин // Журнал автомобильных инженеров. – 2018. – №6 (113). – С. 32-35.
3. Шарков О.В. Механизмы свободного хода фрикционного типа. Современное состояние вопроса // Вестник науки и образования Северо-Запада России. – 2015. – Т.1, № 1. – С. 1-11.

4. Алюков С.В. Механизмы свободного хода релейного типа // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2006. – №11. – С. 40-46.
5. Патент № 172846 РФ. Механизм свободного хода с внутренней кинематической связью / Терешин А.В. – Оpubл. 2017, Бюл. № 21.
6. Благонравов А.А. Энергетические характеристики механического выпрямителя бесступенчатых передач с регулируемой внутренней автоматичностью / А.А. Благонравов, А.А. Юркевич, А.В. Юркевич, А.В. Терешин, В.А. Солдаткин // Журнал автомобильных инженеров. – 2015. – № 4(93). – С. 26-31.

### References

1. Blagonravov A.A. Continuously variable types of mechanical transmission. Yekaterinburg, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, 2005. 202 p.
2. Blagonravov A.A., Yurkevich A.V., Soldatkin V.A., Tereshin A.V. Continuously variable mechanical transmission with oscillatory movement of internal links and adjustable power functions // Journal of Automotive Engineers. 2018. №6. P. 32-35.
3. Sharkov O.V. The one-way clutches of friction type. Question current state // Journal of Science and Education of North-West Russia. 2015. Vol. 1, №1. P.1-11.
4. Alyukov A.S. The one-way clutches of relay type // Bulletin of the South Ural State University. «Mechanical engineering industry» series. 2006. №11. P. 40-46.
5. Patent № 172846 RU. One way clutch with internal kinematic connection/ Tereshin A.V. – Publ. 2017, Bull. №21.
6. Blagonravov A.A., Yurkevich A.A., Yurkevich A.V., Tereshin A.V., Soldatkin V.A. Energetic characteristics of the mechanical rectifier of stepless transmissions with adjustable internal automacity // Journal of Automotive Engineers. 2015. №4. P. 26-31.

*Сведения об авторах:*

*Information about authors:*

<b>Терешин Алексей Валерьевич</b> – инженер, t_alexey_v@mail.ru	<b>Tereshin Alexey Valerievich</b> – engineer, t_alexey_v@mail.ru
<b>Солдаткин Владислав Александрович</b> – инженер, omtmkurgan@rambler.ru	<b>Soldatkin Vladislav Alexandrovich</b> – engineer, omtmkurgan@rambler.ru
<b>Юркевич Иван Андреевич</b> – лаборант, Ivan47-5a@mail.ru	<b>Yurkevich Ivan Andreevich</b> – laboratory assistant, Ivan47-5a@mail.ru
Институт машиноведения УрО РАН, Отдел механики транспортных машин, г. Курган, Россия	Institute of mechanical engineering of UB RAS, Department of mechanics of transport machines, Kurgan, Russia

*Получена 30.11.2019*