

УДК 621.833.389

М. Ф. ПАШКЕВІЧ, Н. І. РОГАЧЕВСКІЙ, С. Н. РОГАЧЕВСКІЙ

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ КАЧЕНИЯ И ИХ КПД

Белорусско-Российский университет

(Поступила в редакцию 06.11.2003)

Технический уровень машин характеризуется производительностью, экономичностью, долговечностью, а также массой машины на единицу мощности. Поэтому явления, связанные с энергетическими потерями в машинах, необходимо тщательно анализировать, так как такие потери прямо или косвенно ухудшают перечисленные показатели. С этой точки зрения весьма ответственными элементами современных машин являются устройства, в которых осуществляются взаимные перемещения контактирующих деталей, сопровождаемые трением. Такими устройствами, в первую очередь, являются передаточные механизмы, например, червячные редукторы. В червячном редукторе рабочая поверхность червяка скользит по зубьям колеса. Скользжению (взаимному перемещению контактируемых поверхностей) сопутствует сопротивление, вызванное трением и износом. Трение заставляет повышать исходные усилия для компенсации энергетических потерь и в связи с этим упрочнять и утяжелять червячные редукторы. Выделение тепла при трении лимитирует их скоростные и нагрузочные характеристики. Касательные усилия на рабочих поверхностях, обусловленные трением, оказывают непосредственное влияние на нагруженность и прочность поверхностных слоев витков червяка и зубьев червячного колеса.

Теоретически в зацеплениях червячных передач имеет место линейный контакт зубьев червячного колеса и витков червяка. Эту истину установил Н. И. Колчин [1], используя аналитическую теорию пространственных зацеплений, разработанную Х. И. Гохманом [2]. Кроме того, Х. И. Гохман впервые аналитически описал зацепление цилиндрического архимедова червяка с червячным колесом. Угол между контактными линиями и вектором скорости скольжения является главной качественной характеристикой зацеплений в червячной передаче. Чем ближе указанный угол к прямому, тем лучше условия образования масляного клина и тем выше эксплуатационные показатели передачи (больше КПД и выше нагрузочная способность). Значения этого угла для стандартных передач с цилиндрическими червяками ближе к нулю, чем к 90° . Стремление к увеличению угла привело к созданию Ф. Л. Литвиным передачи с вогнутым профилем витков цилиндрического червяка [3] и глобоидных червячных передач [4]. При условии точного изготовления потери на трение в этих передачах до двух раз меньше, а несущая способность – около полутора раз больше, чем в передачах со стандартными цилиндрическими червяками [5]. Технология изготовления и сборки указанных передач значительно сложнее, чем передач со стандартными цилиндрическими червяками. Необходимы больший и более дорогой комплект инструментов и специальное оборудование. Поэтому эти передачи не нашли широкого применения.

Дальнейшего повышения технического уровня червячных передач можно достичь путем замены скольжения червяка по зубьям колеса качением по поверхности червяка промежуточных цилиндрических тел [6].

Процесс качения как относительное перемещение взаимодействующих тел использовался с самого раннего периода развития техники, при этом применялись промежуточные тела качения различных форм и размеров. Однако несложные конструкции впервые появившихся механизмов и машин, невысокие скорости и нагрузки, а также простота и дешевизна устройств скольжения обусловили их развитие и распространение в течение длительного периода, в то время как развитие устройств качения отставало, главным образом из-за их большей сложнос-

ти и стоимости. В те времена еще не назрела необходимость широкого использования преимуществ, которыми обладает процесс качения по сравнению со скольжением. Преимущества процесса качения использовались лишь в области колесного транспорта. Только в начале 20-го века конструктивные элементы с использованием в них процессов качения, например, опор качения, начали приобретать большую популярность. Это было вызвано успехами технологии машиностроения и совершенствованием машин и приборов, выдвинувшим более жесткие требования в отношении уменьшения и стабилизации сопротивления движению контактируемых элементов [7].

Главным преимуществом процесса качения является малое сопротивление движению. При этом особенно важным является то обстоятельство, что даже при самом разнообразном изменении условий нагружения, скоростей и температур сопротивление движению при качении меняется в значительно меньших пределах, чем при скольжении [7].

Используя изложенные доводы в пользу процесса качения, были разработаны пружинно-пальцевые винтовые передачи, которые представляют собой новый тип передач со скрещивающимися осями валов [8]. Эти передачи по принципу работы схожи с червячными, но имеют существенное отличие – отсутствие червяка и собственно червячного колеса. Вместо червяка здесь используется закрепленная на ведущем валу витая пружина, а вместо червячного колеса применяется диск с закрепленными в нем в подшипниках пальцами. На рис. 1 представлена одна из конструкций таких передач (для большей наглядности корпус не показан).

Пружинно-пальцевые передачи проще в изготовлении, не требуют высокой точности изготовления деталей и монтажа их в передаче, так как упругая податливость пружины компенсирует значительные погрешности, не имеет дорогостоящих антифрикционных материалов, обеспечивает высокий КПД, так как в них трение скольжения заменено качением витков пружины по вращающимся в подшипниках пальцам. Эти передачи также отличаются конструктивной и технологической простотой, низкой материалоемкостью, высокой ремонтопригодностью, возможностью работы при отсутствии масляной ванны (т. е. в качестве открытых передач) [9].

Использование качения также привело к созданию винтовой пальцевой передачи, в которой ведущим звеном служит винт с прямоугольным профилем резьбы, а ведомым звеном – диск, содержащий пальцы с установленными на них подшипниками качения. Вариант конструкции передачи показан на рис. 2. При работе передачи каждый подшипник качения поочередно перекатывается по виткам винта, вращаясь на пальце, в результате чего имеет место трение качения, что также приводит к снижению потерь на трение и повышению КПД.

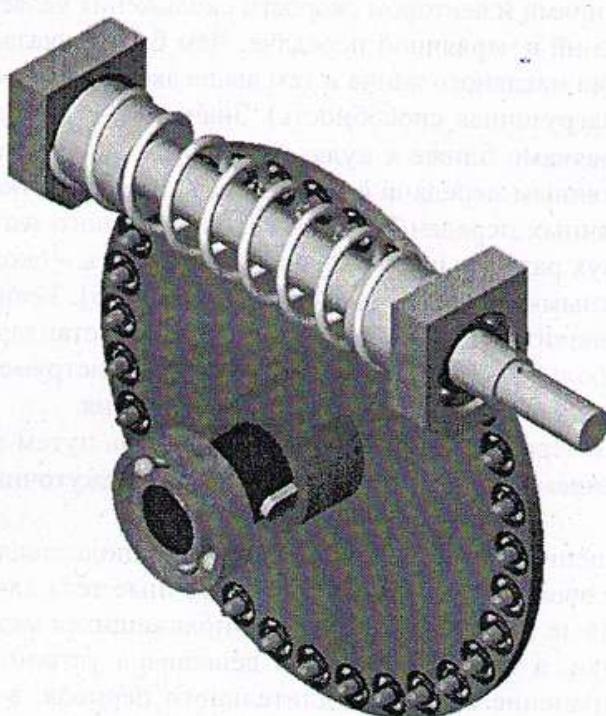


Рис. 1. Пружинно-пальцевая передача

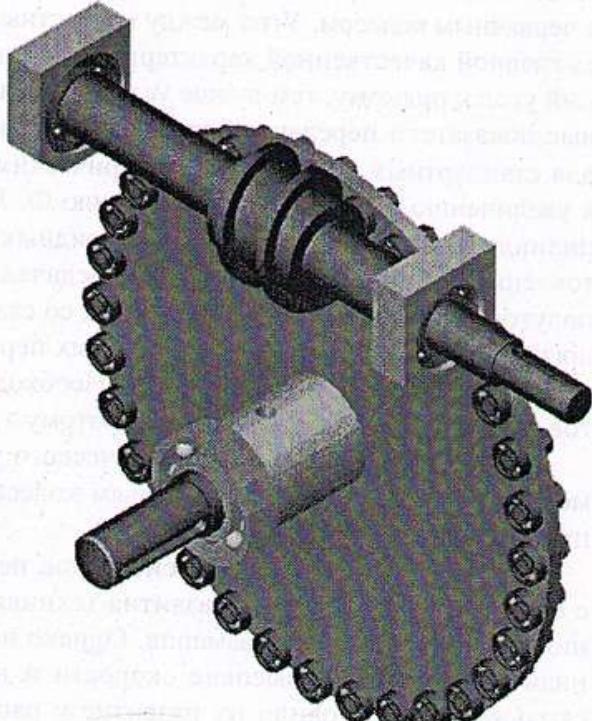


Рис. 2. Винтовая пальцевая передача

К настоящему времени разработаны теория зацеплений в пружинно-пальцевой и винтовой пальцевой передачах, а также основы их силового анализа [10]. Для более полной характеристики передач необходимо определить потери механической энергии в зацеплениях, которые принято оценивать коэффициентом полезного действия.

КПД является одним из главных технико-экономических показателей любой механической передачи, в том числе пружинно-пальцевой и винтовой пальцевой передач. Кроме того, величина КПД используется при расчетах прочности деталей, теплового баланса, мощности приводного двигателя и расхода энергии в приводах с исследуемыми передачами.

Традиционно значение КПД передачи вычисляют по формуле

$$\eta = \frac{\delta W_n}{\delta W_3} = 1 - \frac{\delta W_{v.c}}{\delta W_3} = 1 - \psi,$$

где δW_n , δW_3 и $\delta W_{v.c}$ – элементарные работы, соответственно полезная, затраченная и работа вредных сопротивлений; ψ – коэффициент потерь.

Однако при проектировании приводов рабочих машин исходными являются потребляемая машиной мощность или развиваемый крутящий момент и частота вращения ее входного вала. Значения этих параметров являются выходными (полезными) для передачи привода. Затраченная работа при теоретических исследованиях оригинальной передачи неизвестна, поэтому КПД целесообразно определять по формуле, полученной из выражения

$$\frac{1}{\eta} = \frac{\delta W_3}{\delta W_n} = \frac{\delta W_n + \delta W_{v.c}}{\delta W_n} = 1 + \frac{\delta W_{v.c}}{\delta W_n} = 1 + \psi', \quad \eta = \frac{1}{1 + \psi'},$$

где ψ' – приведенный коэффициент потерь (параметр предложил Е. М. Ушаков).

Установим зависимость, определяющую ψ' , из уравнения равновесия пружинно-пальцевой передачи в установившемся режиме

$$\delta W_3 - \delta W_n - \delta W_{v.c} = 0.$$

Элементарная полезная работа δW_n окружного усилия F_{t2} :

$$F_{t2} = F_{n.3} (\cos(\gamma_2 - \alpha_a) + \cos(2\pi/z_2 + \gamma_2 - \alpha_a))$$

на элементарной дуге $\delta\phi_2 d_2/2$ делительной окружности колеса

$$\delta W_n = F_{t2} \delta\phi_2 d_2/2,$$

где $F_{n.3}$ – нормальное усилие пружины на каждый из двух пальцев колеса, находящихся в зацеплении [10]; γ_2 – фаза зацепления [8]; α_a – угол подъема аппроксимирующей прямой рабочего участка винтовой линии пружины [8]; z_2 – число пальцев колеса; d_2 – диаметр делительной окружности колеса при расположении на ней пальцев с шагом t :

$$d_2 = t z_2 / \pi;$$

$\delta\phi_2$ – элементарный угол поворота колеса:

$$\delta\phi_2 = \delta\phi_1 \frac{D_0}{d_2} \operatorname{tg} \alpha_a.$$

Здесь $\delta\phi_1$ – элементарный угол поворота пружины; D_0 – средний диаметр пружины.

Элементарная работа $\delta W_{v.c}$ вредных сопротивлений состоит из суммы элементарной работы момента сопротивления качению двух пальцев по пружине $2kF_{n.3}$ на элементарном угле $\delta\phi_3$ поворота пальца

$$\delta\phi_3 = \delta\phi_1 \frac{D_0}{D_3 \cos \alpha_a}$$

и элементарной работы момента трения в двух подшипниках качения $2F_{n.3}\mu d_n/2h$, в которых установлены пальцы, на угле $\delta\phi_3$

$$\delta W_{\text{в.с}} = 2F_{\text{н.з}}(k + \mu d_{\text{n}}/2)\delta\phi_3,$$

где k – коэффициент трения качения; μ – коэффициент трения в подшипнике [11]; D_3 и d_{n} – диаметр пальца и внутренний диаметр подшипника.

К вредным сопротивлениям следует отнести моменты геометрического трения пальцев или внешних колец подшипников, находящихся в зацеплении, о поверхность пружины или резьбы винта, а также – сопротивление моментов инерции пальцев или вращающихся частей подшипников, вступающих в зацепление с пружиной или резьбой. В настоящей работе эти сопротивления учитывать не будем.

Подставляя полученные соотношения для δW_{n} и $\delta W_{\text{в.с}}$ в исходные для ψ' и η , после преобразований получаем

$$\begin{aligned}\psi' &= \frac{\delta W_{\text{в.с}}}{\delta W_{\text{n}}} = \frac{4F_{\text{н.з}} \left(k + m \frac{d_{\text{n}}}{2} \right)}{F_{\text{т2}} D_3 \sin \alpha_a}, \\ \eta &= \frac{1}{1 + \psi'} = \frac{F_{\text{т2}} D_3 \sin \alpha_a}{F_{\text{т2}} D_3 \sin \alpha_a + 4F_{\text{н.з}} \left(k + \mu \frac{d_{\text{n}}}{2} \right)}.\end{aligned}$$

В последнем равенстве не определен только параметр k – коэффициент трения качения пальца по пружине. Его значение зависит от множества трудноучитываемых факторов: молекулярного сцепления на площадке катящегося контакта; несовершенной упругости материалов контактируемых деталей; трения при взаимном проскальзывании поверхностей в пределах нагруженного контакта, обусловленного разницей в кривизне обкатываемых тел и упругими микроперемещениями в пределах контактируемой площадки и др. [12]. Поэтому мы сделали попытку определить величины k кинематических пар зацеплений в исследуемых передачах, исходя из опытных значений угла трения ϕ , полученных обкаткой указанных пар на экспериментальном стенде.

Стенд, показанный на рис. 3, состоит из основания с устройствами установки уровня и поворотной плиты, закрепленной на основании посредством двух стоек и механизма подъема плиты, приводимого в действие с помощью маховика. В плите выполнен продольный паз, по обе стороны которого крепятся два стержня с круглым, эллипсным или прямоугольным сечением (развертки двух витков пружины).

На стержнях свободно расположены два подшипника качения, напрессованные на палец, посредством которого они нагружаются радиальными усилиями с помощью подвески и помещенных на ней грузов.

Перед испытанием стенд приводится в исходное состояние: на угломере, закрепленном на стойке и поворотной плите, устанавливается нуль, после этого поворотная плита располагается

горизонтально при вращении устройства установки уровня и контроле положения плиты уровнем.

Подшипники с подвеской располагаются примерно на серединах стержней, устанавливается зазор между подвеской и плитой. При повороте плиты при плавном вращении маховика до момента трогания подшипников снимаются показания ϕ угломера. Для большей достоверности опыты повторяются многократно.

Схема стендад представлена на рис. 4. Подшипник с центром С находится на наклоненной под углом ϕ плоскости. В момент трогания на подшипник действует половина усилия подвески F (включая силу тяжести подшипника и половины паль-

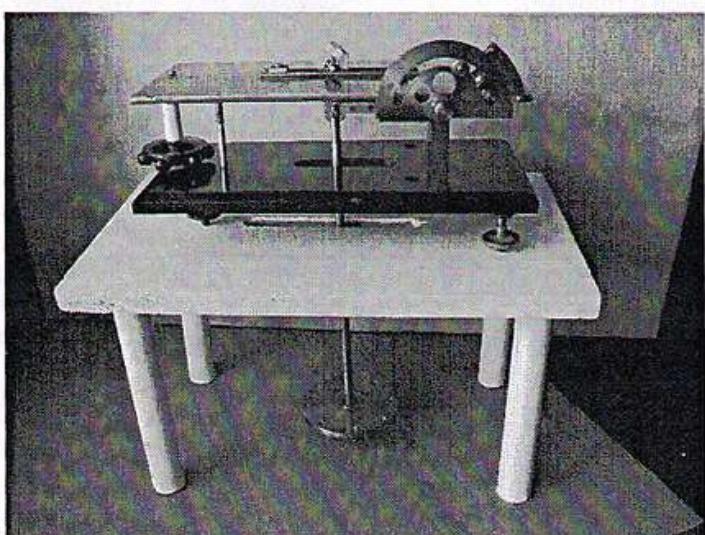


Рис. 3. Стенд для определения угла трения

ца), нормальная реакция плоскости $N = F \cos \varphi$, реализуемая сила сцепления $F_{\text{сц}} = F \sin \varphi$, момент сопротивления качению $T_k = kN$, момент трения в подшипнике качения $T_n = F \mu d_n / 2$. При этом состояние равновесия пальца характеризуется уравнением, очевидным из рис. 4: $F_{\text{сц}} D_3 / 2 = T_k + T_n$.

После подстановок и алгебраических преобразований получаем выражение для определения k , исходя из средней величины φ в момент трогания пальца:

$$k = 0,5 \left(D_3 \operatorname{tg} \varphi - \frac{\mu d_n}{\cos \varphi} \right).$$

На стенде испытаны две кинематические пары: 1) палец в подшипнике качения – стержень круглого сечения диаметром 6 мм из стали 65Г (развертка витка пружины); 2) внешнее кольцо подшипника – поворотная плита с шероховатостью $R_a = 1,6 \text{ мкм}$. Снятые средние показания φ угломера и вычисленные по ним коэффициенты k трения качения для четырех нагрузок приведены в таблице. В ней также представлены величины приведенных коэффициентов ψ' потерь и КПД η для передач:

пружинно-пальцевой (рис. 1) с передаточным отношением $i = 32$, шагом витков пружины $t = 18 \text{ мм}$, средним диаметром пружины $D_0 = 36 \text{ мм}$, делительным диаметром пальцевого колеса $d_2 = 183 \text{ мм}$, пальцами диаметром $D_3 = 5 \text{ мм}$, вращающихся в подшипниках № 80025, обладающих грузоподъемностями: статической $C_0 = 760 \text{ Н}$ и динамической $C = 1500 \text{ Н}$;

винтовой пальцевой (рис. 2) с $i = 32$, шагом витков винта $t = 22 \text{ мм}$, средним диаметром винта $D_0 = 47 \text{ мм}$, $d_2 = 224 \text{ мм}$, с теми же подшипниками, вращающимися на ступенчатых пальцах, имеющими диаметр внешних колец $D_3 = 16 \text{ мм}$.

Результаты испытаний кинематических пар и КПД червячных передач качения с этими парами

Кинематическая пара	$F, \text{Н}$	29,939	35,770	61,397	148,351
Палец, вращающийся в подшипнике, – стержень круглого сечения	$\varphi, \text{мин}$	22	16	11	10
	$k, \text{мм}$	0,0474	0,0335	0,0218	0,0195
	Пружинно-пальцевая передача	0,0437	0,0318	0,0218	0,0198
	η	0,9582	0,9692	0,9786	0,9805
Внешнее кольцо подшипника, установленного на пальце, – поворотная плита	$\varphi, \text{мин}$	15	12	9	8
	$k, \text{мм}$	0,0312	0,0418	0,0172	0,0149
	Винтовая пальцевая передача	0,0298	0,0238	0,0179	0,0159
	η	0,9711	0,9767	0,9825	0,9844

Анализ результатов многочисленных вычислений по приведенному выше алгоритму показал незначительное влияние фазы γ_2 зацепления на КПД обеих передач, например, при изменении γ_2 в пределах углового шага от 0 до $11,25^\circ$ в винтовой пальцевой передаче КПД изменяется от 0,98245 до 0,98223, т. е. на 0,02%.

Из таблицы видно, что при загруженности подшипников более 10% их статической грузоподъемности C_0 потери на трение в подшипниках и на качение пальцев (внешних колец подшипников) по виткам пружины (винта) составляют менее 2%. Таким образом, при теоретическом определении КПД исследуемых червячных передач качения этими потерями можно пренебречь.

Литература

1. Колчин Н. И. Аналитический расчет плоских и пространственных зацеплений. Л., 1949.
2. Гохман Х. И. Теория зацеплений, обобщенная и развитая путем анализа. Одесса, 1986.
3. Литвин Ф. Л. Новые виды цилиндрических червячных передач. Л., 1962.

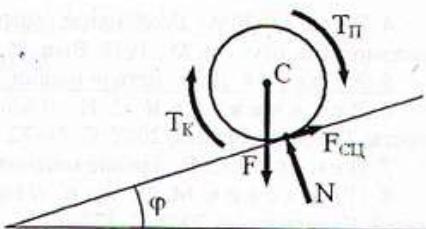


Рис. 4. Схема стенда для определения угла трения

4. Гессен Б. А. Глобоидное зацепление / Б. А. Гессен, П. С. Зак // Тр. семинара по теории машин и механизмов: Сб. науч. тр. М., 1948. Вып. 21. С. 43–87.
5. Решетов Д. Н. Детали машин. М., 1989.
6. Рогачевский С. Н. // Молодежная науч.-техн. конф. вузов приграничных регионов славянских государств: Тез. докл. Брянск, 2001. С. 71–72.
7. Пинегин С. В. Трение качения в машинах и приборах. М., 1976.
8. Пашкевич М. Ф. и др. // Прогрессивные технологии, машин и механизмы в машиностроении: Сб. науч. статей. Калининград, 2002. С. 173–175.
9. Пашкевич М. Ф. и др. // Вестн. Могилевск. гос. техн. ун-та. 2002. № 1. С. 106–110.
10. Пашкевич М. Ф. и др. // Машиностроение: Сб. научн. тр. / Под ред. И. П. Филонова. Минск, 2003. Вып. 19. С. 520–525.
11. Перель Л. Я. Подшипники качения: Расчет проектирование и обслуживание опор: Справочник. М., 1983.
12. Пинегин С. В. Контактная прочность и сопротивление качению. М., 1969.

M. F. PASHKEVICH, N. I. ROGACHEVSKY, S. N. ROGACHEVSKY

ROLLING WORM GEARINGS AND THEIR EFFICIENCY

Summary

Spring pin gearing and screw pin gearing have been considered. Harmful resistance in gearings has been determined. The reduced loss coefficients and gearing efficiency considering rolling resistance in kinematic pairs and friction torques in roller bearings are determined. The losses needed to overcome this resistance do not exceed 2%.