

## ОСНОВЫ СИЛОВОГО АНАЛИЗА ПРУЖИННО-ПАЛЬЦЕВОЙ ПЕРЕДАЧИ

*Могилевский государственный технический университет  
Могилев, Беларусь*

Широкое применение в технике червячных передач обусловлено их достоинствами: широким диапазоном передаточных отношений, возможностью самоторможения, плавностью и бесшумностью работы, широкими компоновочными возможностями [1]. Эти достоинства проявляются в полной мере лишь при соблюдении достаточной точности зацепления, обусловленной не только высокой точностью деталей передачи, а и величинами погрешностей их взаимного расположения, которые регламентированы более жестко чем, например, в передачах с цилиндрическими зубчатыми колесами. Особенно это касается точности межосевого расстояния и положения средней плоскости колеса относительно оси червяка. Другим, более существенным, недостатком червячных передач является низкий КПД, обусловленный геометрией и кинематикой зацепления, из-за невозможности обеспечения жидкостного трения в контакте витков червяка с зубьями колеса.

С целью ликвидации указанных недостатков разработаны пружинно-пальцевые винтовые передачи, которые представляют собой новый тип передач со скрепляющимися осями. 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 на нем в подшипниках пальцами.

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 имеют дорогостоящих антифрикционных материалов, обеспечивают высокий КПД, так как в них трение скольжения заменено качением витков пружины по вращающимся в подшипниках качения пальцам. Эти передачи также отличаются конструктивной простотой, низкой материалоемкостью, высокой ремонтпригодностью, возможностью работы при отсутствии масляной ванны (то есть в качестве открытых передач).

Основы теории зацеплений в пружинно-пальцевых передачах изложены в работах [2-4]. Для научно-обоснованного подхода к проектированию таких передач необ-

ходим их силовой анализ. Первой попыткой восполнения указанного пробела является настоящая работа.

Исходные данные для исследований:  $D_0$  – средний диаметр пружины, мм;  $t$  – осевой шаг витков пружины, мм;  $d$  – диаметр стержня, из которого выполнена пружина, мм;  $z_2$  – число пальцев колеса;  $D_3$  – диаметр пальца, мм;  $\epsilon_\gamma$  – коэффициент перекрытия;  $m_3$  – масса пальца, кг;  $P_1$  – передаваемая мощность (мощность на пружине), кВт;  $n_1$  – частота вращения пружины, мин<sup>-1</sup>;  $C_0$  – статическая грузоподъемность подшипника качения, Н;  $d_n$  – внутренний диаметр подшипника качения, мм;  $D_n$  – наружный диаметр подшипника качения, мм;  $k$  – коэффициент трения качения пальца по пружине, мм;  $f$  – коэффициент сцепления (трения) пальца и пружины;  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости масла, сст.

Угловой шаг колеса

$$\tau_2 = 2\pi / z_2.$$

Угол перекрытия колеса

$$\varphi_2 = \tau_2 \cdot \epsilon_\gamma.$$

Наблюдения за работой макетного образца передачи показали, что витки пружины, жестко закрепленной своими концами на бобышках ведущего звена, взаимодействуют с пальцами колеса по-разному: с одной стороны пружина тянет выходящий из зацепления палец, с другой стороны – толкает палец, вошедший в зацепление. При изменении направления вращения картина меняется на обратную. Другие (промежуточные) пальцы, находящиеся в зацеплении, воспринимают незначительные нагрузки, причиной является равенство шагов: осевого пружины и окружного расположения пальцев на колесе. Поэтому при проектировании передачи необходимо обеспечить гарантированное зацепление пружины с двумя пальцами, то есть необходимо задать  $\epsilon_\gamma = 2,05$ . Практически это достигается применением в качестве ведущего звена фасонной витой пружины, у которой средний виток имеет, например,  $D_0 = 42$  мм, два переходных в обе стороны витка характеризуются уменьшающимся  $D_0$  с 42 до 36 мм, остальные витки имеют  $D_0 = 36$  мм.

Взаимное расположение витков 1 пружины и пальцев 3 колеса 2 рассмотрим в проекциях их на торцовую плоскость  $xOy$  колеса (рис. 1).

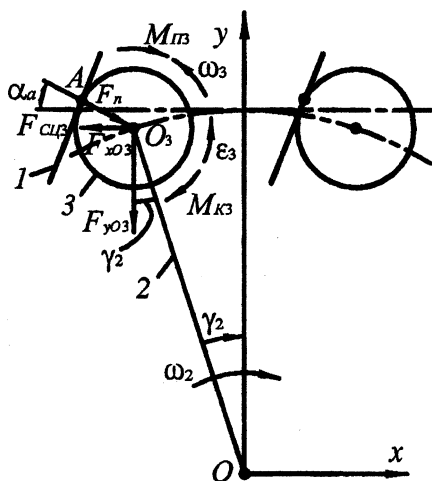


Рис. 1

Угловое положение центра  $O_3$  пальца в начале первого шага его зацепления с пружиной

$$\gamma_2 = -\varphi_2 / 2.$$

Координаты границы рабочего участка винтовой линии пружины

$$x_1 = 0.5 \cdot t \cdot z_2 \cdot [1 - \cos(\pi \cdot \varepsilon_\gamma / z_2)],$$

$$z_1 = \frac{t}{2 \cdot \pi} \cdot \arcsin[2 \cdot x_1 / (D_0 + d)].$$

Угол подъема аппроксимирующей прямой рабочего участка винтовой линии пружины [4]

$$\alpha_a = \arctg(z_1 / x_1).$$

Диаметр делительной окружности колеса

$$d_2 = t \cdot z_2 / \pi.$$

Частота вращения  $n_2$  и угловая скорость  $\omega_2$  колеса

$$n_2 = n_1 / z_2,$$

$$\omega_2 = \pi \cdot n_2 / 30.$$

Ордината точки А начала соприкосновения пальца с пружиной при входе в зацепление

$$y_A = 0,5 \cdot (d_2 \cdot \cos \gamma_2 + D_3 \cdot \sin \alpha_2).$$

Угловое перекрытие пальцев торцом пружины

$$\beta = \arcsin[(0,5 \cdot d_2 - y_A) / (0,5 \cdot D_0)].$$

Абсолютная скорость точки А на рабочей поверхности пружины

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n_1}{60000 \cdot \cos \alpha_a}.$$

При установившемся режиме палец будет вращаться с абсолютными окружной скоростью, равной  $V_1$ , частотой вращения  $n_3$  и угловой скоростью  $\omega_3$

$$n_3 = 60000 \cdot V_1 / (\pi \cdot D_3) + n_2,$$

$$\omega_3 = \pi \cdot n_3 / 30.$$

Крутящий момент на пружине

$$T_1 = 9550 \cdot P_1 / n_1.$$

Окружное усилие пружины

$$F_{n1} = 2 \cdot T_1 / D_0.$$

Движущее усилие пружины

$$F'_n = F_{n1} \cdot \cos \beta.$$

Наибольшее нормальное усилие пружины на палец

$$F'_n = F'_{n1} / (\varepsilon_\gamma \cdot \sin \alpha_a).$$

Нормальное усилие  $F'_n$  пружины на палец возрастает по мере накатывания пальца на пружину, в результате виток деформируется в осевом ее направлении на величину  $\Delta$

$$F_n = \Delta / \lambda \leq F'_n,$$

где  $\lambda$  – осевая податливость одного витка. Для стальной пружины [5]

$$\lambda = 9,92 \cdot 10^{-5} \cdot D_0^3 / d^4.$$

Момент сопротивления  $M_{\text{кр}}$  качению пальца по пружине

$$M_{\pi} = k \cdot F_n,$$

где  $k$  – коэффициент трения качения (для сталей  $k = 0,01 \dots 0,05$  мм).

Препятствует проскальзыванию пальца по пружине сила  $F_{\text{сцп}}$  сцепления

$$F_{\text{сцп}} = f_{\text{сч}} \cdot F_n.$$

Палец вращается в радиальном подшипнике качения, момент трения  $M_{\pi}$  которого [6]

$$M_{\pi 3} = 1,75 \cdot 10^{-7} \cdot (v \cdot n_3)^{0,6667} \cdot d_{\text{ш}}^3 + 0,0009 \cdot P \cdot (P/C_0)^{0,55} \cdot d_{\text{ш}},$$

где  $d_{\text{ш}}$  – средний диаметр подшипника качения

$$d_{\text{ш}} = 0,5 \cdot (d_{\text{II}} + D_{\text{II}});$$

$P$  – эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник [6]

$$P = 0,647 \cdot F_{\text{ш03}},$$

здесь  $F_{\text{ш03}}$  – радиальная реакция подшипника на палец

$$F_{\text{ш03}} = \sqrt{F_{\text{ш03}}^2 + F_{\text{ш03}}^2},$$

$F_{\text{ш03}}$  и  $F_{\text{ш03}}$  – горизонтальная и вертикальная составляющие реакции  $F_{\text{ш03}}$ .

Дифференциальные уравнения плоского движения пальца в общем виде

$$m_3 \cdot \ddot{x}_{\text{ш03}} = \sum X_i^E;$$

$$m_3 \cdot \ddot{y}_{\text{ш03}} = \sum Y_i^E;$$

$$J_{\text{ш03}} \cdot \ddot{\omega}_3 = \sum M_{\text{ш03}}^E,$$

где  $J_{\text{ш03}}$  – момент инерции пальца относительно собственной оси вращения

$$J_{\text{ш03}} = m_3 \cdot D_3^2 / 8;$$

$\ddot{\omega}_3$  – угловое ускорение пальца.

Уравнения связей

$$x_{\text{ш03}} = 0,5 \cdot d_2 \cdot \sin \gamma_2 = 0,5 \cdot d_2 \cdot \sin(\omega_2 \cdot T),$$

$$y_{\text{ш03}} = 0,5 \cdot d_2 \cdot \cos \gamma_2 = 0,5 \cdot d_2 \cdot \cos(\omega_2 \cdot T).$$

Их вторые производные по времени  $T$

$$\ddot{x}_{\text{ш03}} = -0,5 \cdot \omega_2^2 \cdot d_2 \cdot \sin(\omega_2 \cdot T) = -0,5 \cdot \omega_2^2 \cdot d_2 \cdot \sin \gamma_2,$$

$$\ddot{y}_{o3} = -0,5 \cdot \omega_2^2 \cdot d_2 \cdot \cos(\omega_2 \cdot T) = -0,5 \cdot \omega_2^2 \cdot d_2 \cdot \cos \gamma_2.$$

После соответствующих подстановок дифференциальные уравнения примут вид

$$-m_3 \cdot \omega_2^2 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \sin \gamma_2 = F_n \cdot \cos \alpha_a - F_{цл3} \cdot \sin \alpha_a - F_{yos};$$

$$-m_3 \cdot \omega_2^2 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \cos \gamma_2 = -F_n \cdot \sin \alpha_a - F_{цл3} \cdot \cos \alpha_a - F_{yos};$$

$$-m_3 \cdot \frac{D_3^2}{8} \cdot \dot{\omega}_3 = k \cdot F_n + 1,75 \cdot 10^{-7} \cdot (v \cdot n_3)^{0,6667} \cdot d_p^3 + 0,0009 \cdot P \cdot \left(\frac{P}{C_0}\right)^{0,55} \cdot d_p.$$

Из совместного решения уравнений определяем составляющие реакции  $F_{xos}$ ,  $F_{yos}$  подшипника качения на палец и угловое ускорение  $\dot{\omega}_3$  пальца в период его разгона от  $\omega_3=0$  до  $\omega_3$  установившегося вращения, когда сила  $F_n$  достигает такой величины, что сила  $F_{цл3}$  сцепления обеспечивает качение пальца по пружине без скольжения.

Изложенные кинематические и силовые параметры зависят от фазы  $\gamma_2$  зацепления пальца и пружины в пределах углового шага  $\tau_2$ , то есть являются переменными.

Полученный алгоритм исследования силовых факторов зацепления элементов пружинно-пальцевой передачи при повороте колеса в пределах углового шага является исходным для дальнейшего анализа статики, динамики и КПД этой передачи.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Скойбеда А.Т. Детали машин и основы конструирования: Учеб. / А.Т.Скойбеда, А.В.Кузьмин, Н.Н.Макейчик; Под общ. ред. А.Т.Скойбеда. – Мн.: Выш. шк., 2000. – 584 с.
2. Пашкевич М.Ф. Коэффициент перекрытия пружинно-винтовой передачи / М.Ф. Пашкевич, Н.И. Рогачевский, С.Н. Рогачевский // Современные технологии, материалы, машины и оборудование: Материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев, 2002. – С. 100-101.
3. Пашкевич М.Ф. Повышение технологичности пружинно-винтовой передачи на основе геометрического моделирования рабочей поверхности червяка / М.Ф.Пашкевич, Н.И.Рогачевский, С.Н.Рогачевский // Вестник Могилевского государственного технического университета. – 2002. – №1. С. 106-110.
4. Пашкевич М.Ф. Геометрический анализ зацеплений в пружинно-винтовых передачах / М.Ф. Пашкевич, Н.И. Рогачевский, С.Н. Рогачевский // Сборник научных статей международной НТК «Балттехмаш-2002» “Прогрессивные технологии, машины и механизмы в машиностроении”. – Калининград, 2002. – С. 173-175.
5. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроит. спец. вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
6. Бейзельман Р.Д. Подшипники качения. Справочник. / Р.Д. Бейзельман, Б.В. Цыпкин, Л.Я. Перель. Изд. 6-е, перераб. и доп. – М.: «Машиностроение», 1975. – 572 с.