

УДК 621.833.389

АНАЛИЗ ВЗАИМНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ КАЧЕНИЯ СО СДВОЕННЫМ КОЛЕСОМ

М. Ф. ПАШКЕВИЧ, Н. И. РОГАЧЕВСКИЙ, С. Н. РОГАЧЕВСКИЙ
*ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет»,
г. Могилев, Республика Беларусь*

В изделиях машиностроения часто применяются червячные передачи благодаря их известным достоинствам. Однако широкое использование этих передач сдерживается низкими значениями их КПД. Стремление устранить этот их недостаток привело к созданию пружинно-пальцевых и винтовых пальцевых червячных передач качения. Проведенные исследования показали, что передачи качения имеют высокий КПД, а по кинематической точности успешно конкурируют с традиционными червячными передачами [1].

К настоящему времени проведены исследования червячных передач качения, червячные колеса которых содержат один диск с закрепленными в нем на подшипниках пальцами либо с закрепленными в нем пальцами, на которых установлены подшипники качения. Разработана теория зацеплений в этих передачах, исследована их кинематическая точность, проведен силовой анализ, определены потери в зацеплениях на качение пальцев (подшипников) по поверхностям пружины или винта и их геометрическое трение, а также потери на преодоление сопротивлений инерции элементов зацепления. Экспериментально определены кинематические погрешности и КПД опытных образцов редукторов, построенных на основе этих передач.

Исследованиями пружинно-пальцевых передач было установлено, что на их кинематическую точность оказывает влияние относительное расположение поверхностей находящихся в зоне зацепления пальцев и пружины, которое, в свою очередь, существенно зависит от комбинации направлений навивки пружины и ее вращения. Было показано [2], что наиболее высокая кинематическая точность пружинно-пальцевых передач имеет место в том случае, когда пружина с левым направлением витков вращается против часовой стрелки, а пружина с правой навивкой витков – по часовой стрелке, и что для уменьшения местных кинематических погрешностей необходимо снижать значение коэффициента перекрытия передач до 2.

В зоне зацепления пальцев червячного колеса и пружины имеют место как зазоры, так и натяги (интерференции). При работе передачи под нагрузкой появляются упругие деформации витков пружины, и зазоры исчезают. Вместо зазоров и интерференций пальцы с витками пружины имеют силовое взаимодействие, при котором нагрузки между пальцами распределяются обратно пропорционально величинам зазоров и прямо пропорционально значениям интерференций.

Силовой анализ показал, что для повышения нагрузочной способности червячных передач качения целесообразно выполнять червячное колесо сдвоенным, в виде ступицы с двумя дисками на некотором расстоянии один от другого. Установленные в дисках вращающиеся пальцы в этом случае следует располагать со смещением в окружном направлении колеса на половину углового шага пальцев. Для обоснования эффективности этого технического решения необходимо исследовать характер заце-

пления пальцев червячного колеса с витками пружины. Этому исследованию посвящена настоящая статья.

Исходными данными для исследований являются: d_1 – средний диаметр пружины, мм; m – модуль (осевой), мм; d – диаметр стержня, из которого выполнена пружина, мм; z_1 – число заходов пружины; z_2 – число пальцев червячного колеса; ε_γ – коэффициент перекрытия; D_3 – диаметр пальца (наружного кольца подшипника), мм.

Исследуем зацепление вращающейся против часовой стрелки пружины с пальцами двухдискового колеса. Рассмотрим пружину с левым направлением ее витков.

Аппроксимируем проекцию рабочего участка винтовой линии на осевую плоскость пружины прямой линией [3]

$$z = \frac{z_1}{x_1} \cdot x,$$

где x_1 и z_1 – координаты границы рабочего участка винтовой линии пружины, причем,

$$x_1 = 0,5 \cdot d_2 \cdot [1 - \cos(\pi \cdot \varepsilon_\gamma \cdot z_1 / z_2)],$$

$$z_1 = x_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma_0,$$

γ_0 – угол подъема винтовой линии на среднем цилиндре пружины

$$\gamma_0 = \operatorname{arctg} (z_1 \cdot P / (\pi \cdot d_1)),$$

P – шаг витков пружины $P = \pi \cdot m$.

Взаимное расположение витков пружины и пальцев двух дисков колеса рассмотрим в проекциях их на торцовую плоскость xOy колеса (осевую плоскость пружины) и на торцовую плоскость пружины (рис. 1). На рис. 1 буквами D, G, K, L, M, N обозначены точки пересечения аппроксимирующих витки пружины прямых линий с осью пружины. Точки $B, В, Г, Д, Ж, З$ на этом рисунке – это центры пальцев, расположенных на делительной окружности двухдискового колеса (в дальнейшем этими буквами будем называть соответствующие пальцы). Пальцы $B, Г, Ж$ установлены в одном диске, а пальцы $В, Д, З$ – во втором.

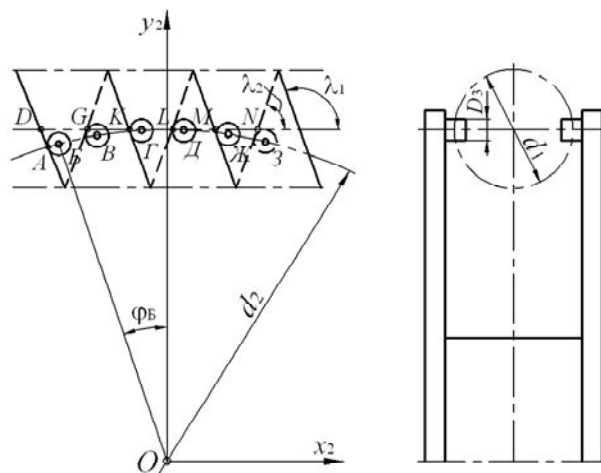


Рис. 1. Схема зацеплений пальцев колеса и вращающейся против часовой стрелки пружины с левой навивкой витков

Координаты точки А касания пружины и пальца Б определяются, как следует из рис. 1, по соотношениям:

$$x_A = 0,5 \cdot (d_2 \cdot \sin\varphi_B - D_3 \cdot \cos\gamma),$$

$$y_A = 0,5 \cdot (d_2 \cdot \cos\varphi_B - D_3 \cdot \sin\gamma),$$

$$x_B = 0,5d_2 \sin\varphi_B,$$

$$y_B = 0,5d_2 \cos\varphi_B,$$

где φ_B – фаза зацепления пальца Б с пружиной при повороте колеса на половину углового шага (периода пересопряжения), причем,

$$-\pi \cdot \varepsilon_\gamma \cdot z_1 / z_2 \leq \varphi_B \leq (0,5 - \varepsilon_\gamma) \cdot \pi \cdot z_1 / z_2,$$

γ – угол подъема аппроксимирующих витки пружины прямых линий, который определяется соотношением $\gamma = \arctg(z_1 / x_1)$.

Уравнения аппроксимирующих прямых, проходящих через точки D, G, K, L, M , соответственно, можно представить так [4]:

$$\operatorname{tg}\lambda_1 \cdot x - y + d_2 / 2 - x_D \cdot \operatorname{tg}\lambda_1 = 0,$$

$$\operatorname{tg}\lambda_2 \cdot x - y + d_2 / 2 - (x_D + 0,5 \cdot P) \cdot \operatorname{tg}\lambda_2 = 0,$$

$$\operatorname{tg}\lambda_1 \cdot x - y + d_2 / 2 - (x_D + P) \cdot \operatorname{tg}\lambda_1 = 0,$$

$$\operatorname{tg}\lambda_2 \cdot x - y + d_2 / 2 - (x_D + 1,5 \cdot P) \cdot \operatorname{tg}\lambda_2 = 0,$$

$$\operatorname{tg}\lambda_1 \cdot x - y + d_2 / 2 - (x_D + 2 \cdot P) \cdot \operatorname{tg}\lambda_1 = 0,$$

$$\operatorname{tg}\lambda_2 \cdot x - y + d_2 / 2 - (x_D + 2,5 \cdot P) \cdot \operatorname{tg}\lambda_2 = 0,$$

где λ_1, λ_2 – углы наклона аппроксимирующих прямых к оси Ox , определяемые соотношениями $\lambda_1 = \pi/2 + \lambda$, $\lambda_2 = \pi/2 - \lambda$, x_D – координата точки D , найденная из уравнения аппроксимирующей прямой, проходящей через точку D и точку А соприкосновения ее с контуром пальца Б.

Согласно [4],

$$\operatorname{tg}\lambda_1 \cdot x_A - y_A + d_2 / 2 - x_D \cdot \operatorname{tg}\lambda_1 = 0,$$

откуда,

$$x_D = (\operatorname{tg}\lambda_1 \cdot x_A - y_A + d_2 / 2) / \operatorname{tg}\lambda_1.$$

Координаты центров В, Г, Д, Ж, З пальцев колеса также можно легко определить [4]:

$$x_B = \frac{d_2}{2} \cdot \sin\left(\varphi_B + \frac{\pi}{z_2}\right), y_B = \frac{d_2}{2} \cdot \cos\left(\varphi_B + \frac{\pi}{z_2}\right),$$

$$x_G = \frac{d_2}{2} \cdot \sin\left(\varphi_B + \frac{2 \cdot \pi}{z_2}\right), y_G = \frac{d_2}{2} \cdot \cos\left(\varphi_B + \frac{2 \cdot \pi}{z_2}\right),$$

$$x_D = \frac{d_2}{2} \cdot \sin\left(\varphi_B + \frac{3 \cdot \pi}{z_2}\right), y_D = \frac{d_2}{2} \cdot \cos\left(\varphi_B + \frac{3 \cdot \pi}{z_2}\right),$$

$$x_{\text{Ж}} = \frac{d_2}{2} \cdot \sin\left(\varphi_{\text{Б}} + \frac{4 \cdot \pi}{z_2}\right), y_{\text{Ж}} = \frac{d_2}{2} \cdot \cos\left(\varphi_{\text{Б}} + \frac{4 \cdot \pi}{z_2}\right),$$

$$x_3 = \frac{d_2}{2} \cdot \sin\left(\varphi_{\text{Б}} + \frac{5 \cdot \pi}{z_2}\right), y_3 = \frac{d_2}{2} \cdot \cos\left(\varphi_{\text{Б}} + \frac{5 \cdot \pi}{z_2}\right).$$

Найдем расстояния $S_{\text{РБ}}$, $S_{\text{РВ}}$, $S_{\text{РГ}}$, $S_{\text{РД}}$, $S_{\text{РЖ}}$, $S_{\text{РЗ}}$ между контурами пальцев Б, В, Г, Д, Ж, З и соответствующими аппроксимирующими прямыми рабочих участков витков пружины. Из рис. 1 следует, что $S_{\text{РБ}} = 0$, то есть при любых значениях $\gamma_{\text{Б}}$ палец Б соприкасается с пружиной, и зазор между этим пальцем и пружиной отсутствует. Это является базой для отсчета расстояний от контуров пальцев В, Г, Д, Ж и З до соответствующих аппроксимирующих витки пружины прямых линий. Исходя из этого, можно найти математические соотношения для вычисления значений $S_{\text{РВ}}$, $S_{\text{РГ}}$, $S_{\text{РД}}$, $S_{\text{РЖ}}$, $S_{\text{РЗ}}$. Эти соотношения выглядят следующим образом:

$$S_{\text{РВ}} = \sqrt{[\text{tg}\lambda_2 \cdot x_{\text{В}} - y_{\text{В}} + d_2/2 - (x_{\text{Д}} + 0,5 \cdot P) \cdot \text{tg}\lambda_2]^2 / (\text{tg}^2\lambda_2 + 1) - D_3/2},$$

$$S_{\text{РГ}} = \sqrt{[\text{tg}\lambda_1 \cdot x_{\text{Г}} - y_{\text{Г}} + d_2/2 - (x_{\text{Д}} + P) \cdot \text{tg}\lambda_1]^2 / (\text{tg}^2\lambda_1 + 1) - D_3/2},$$

$$S_{\text{РД}} = \sqrt{[\text{tg}\lambda_2 \cdot x_{\text{Д}} - y_{\text{Д}} + d_2/2 - (x_{\text{Д}} + 1,5 \cdot P) \cdot \text{tg}\lambda_2]^2 / (\text{tg}^2\lambda_2 + 1) - D_3/2},$$

$$S_{\text{РЖ}} = \sqrt{[\text{tg}\lambda_1 \cdot x_{\text{Ж}} - y_{\text{Ж}} + d_2/2 - (x_{\text{Д}} + 2 \cdot P) \cdot \text{tg}\lambda_1]^2 / (\text{tg}^2\lambda_1 + 1) - D_3/2},$$

$$S_{\text{РЗ}} = \sqrt{[\text{tg}\lambda_2 \cdot x_3 - y_3 + d_2/2 - (x_{\text{Д}} + 1,5 \cdot P) \cdot \text{tg}\lambda_2]^2 / (\text{tg}^2\lambda_2 + 1) - D_3/2}.$$

Положительные величины $S_{\text{РВ}}$, $S_{\text{РГ}}$, $S_{\text{РД}}$, $S_{\text{РЖ}}$, $S_{\text{РЗ}}$ указывают на наличие зазоров между соответствующими пальцами и витками пружины, а отрицательные – на их интерференцию. При работе передачи под нагрузкой появляются упругие деформации витков пружины, и зазоры исчезают. Вместо интерференции будет наблюдаться соприкосновение пальцев с витками пружины, а нагрузки между пальцами распределятся обратно пропорционально величинам зазоров и прямо пропорционально значениям интерференций.

На рис. 2 представлены результаты расчета зацепления пружины ($d_1 = 36$ мм, $m = 6$ мм, $d = 4$ мм) с двухдисковым колесом ($z_2 = 32$, $D_3 = 11$ мм) в интервале $[-14,063^\circ; -8,448^\circ]$ изменения фазы зацепления, равном половине углового шага, на котором расположен палец Б. При постоянном соприкосновении этого пальца с витком, содержащим точку А (прямая $S_{\text{РБ}}$), расстояние от соответствующих витков до пальца В изменится от 0,414 мм до 0,127 мм (кривая $S_{\text{РВ}}$); до пальца Г – от 0,194 мм до 0,089 мм (кривая $S_{\text{РГ}}$); до пальца Д – от 0,225 мм до 0,216 мм (кривая $S_{\text{РД}}$); до пальца Ж – от 0,005 мм до –0,545 мм (кривая $S_{\text{РЖ}}$); до пальца З – от 0,419 мм до 0,341 мм (кривая $S_{\text{РЗ}}$).

Между витком пружины и пальцем Ж при изменении фазы зацепления от $-14,063^\circ$ до $-13,882^\circ$ существует уменьшающийся от 0,005 мм до нуля зазор, и при $-13,882^\circ < \varphi_{\text{Б}} \leq -8,448^\circ$ происходит возрастающая интерференция от 0 мм до –0,545 мм. В остальных случаях наблюдаются зазоры. Из графиков рисунка 2 также видно, что для исключения значительных величин интерференций (до –0,545 мм, кривая $S_{\text{РЖ}}$), то есть для обеспечения более равномерного распределения нагрузки между пальцами, целесообразно предотвратить зацепление пружины с пальцем Ж и тем самым снизить коэффициент перекрытия с 6 до 5. Анализ графических зависимостей на рис. 2 также показал, что из-за наибольших зазоров между витком пружины и пальцем З (от 0,341 мм до 0,419 мм (кривая $S_{\text{РЗ}}$)) также целесообразно ис-

ключить зацепление пружины и с пальцем 3, как неработающим. Это, в свою очередь, позволяет снизить коэффициент перекрытия с 5 до 4, то есть в зацеплении остается по паре пальцев каждого из дисков пальцевого колеса – Б, Г и В, Д. Изменения зазоров между оставшимися четырьмя пальцами и соответствующими витками пружины в зависимости от фазы зацепления показаны на рис. 3.

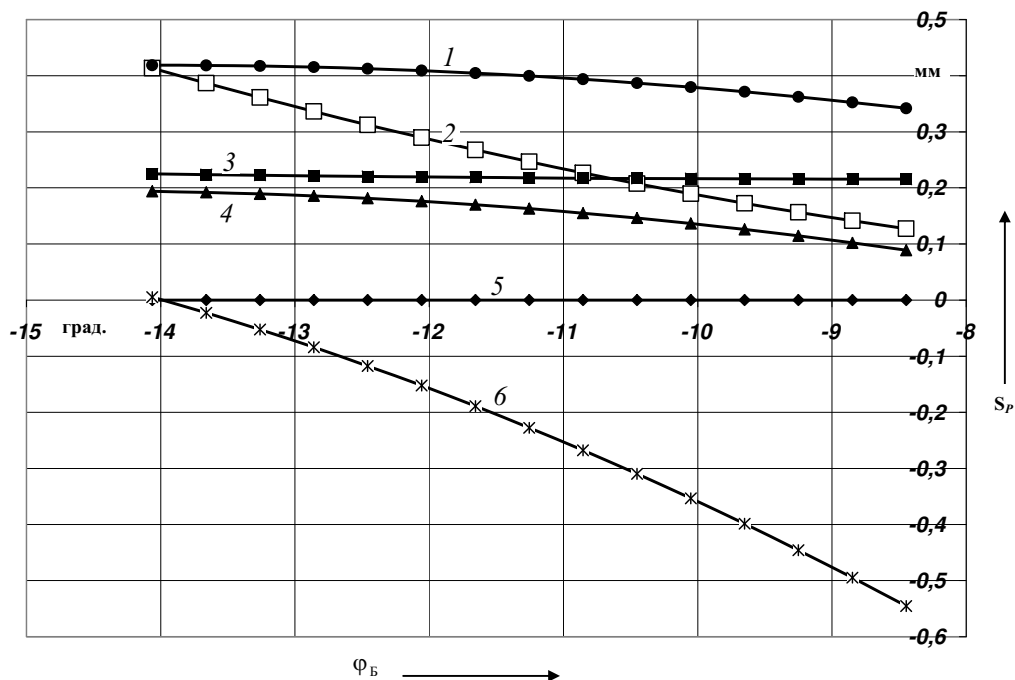


Рис. 2. Зависимости зазоров (интерференций) S_p между пружиной и пальцами от фазы φ_B зацепления пальца Б при коэффициенте перекрытия $\epsilon_\gamma = 6$: 1 – S_{P3} ; 2 – S_{PB} ; 3 – S_{PD} ; 4 – S_{PG} ; 5 – S_{PB} ; 6 – $S_{PЖ}$

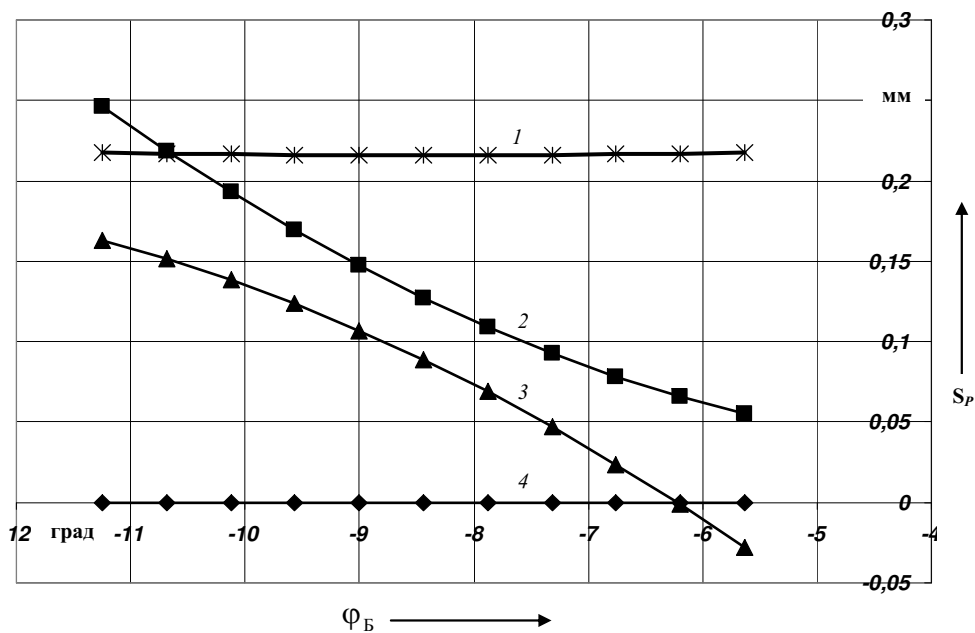


Рис. 3. Зависимости зазоров (интерференций) S_p между пружиной и пальцами от фазы φ_B зацепления пальца Б при снижении коэффициента перекрытия ϵ_γ до 4: 1 – S_{PD} ; 2 – S_{PB} ; 3 – S_{PG} ; 4 – S_{PB}

При еще большем снижении коэффициента перекрытия с 4 до 3, затем с 3 до 2,5 в зацеплениях наблюдаются как зазоры, так и интерференции. При этом величины их существенно уменьшаются, что подтверждается рис. 4 и 5.

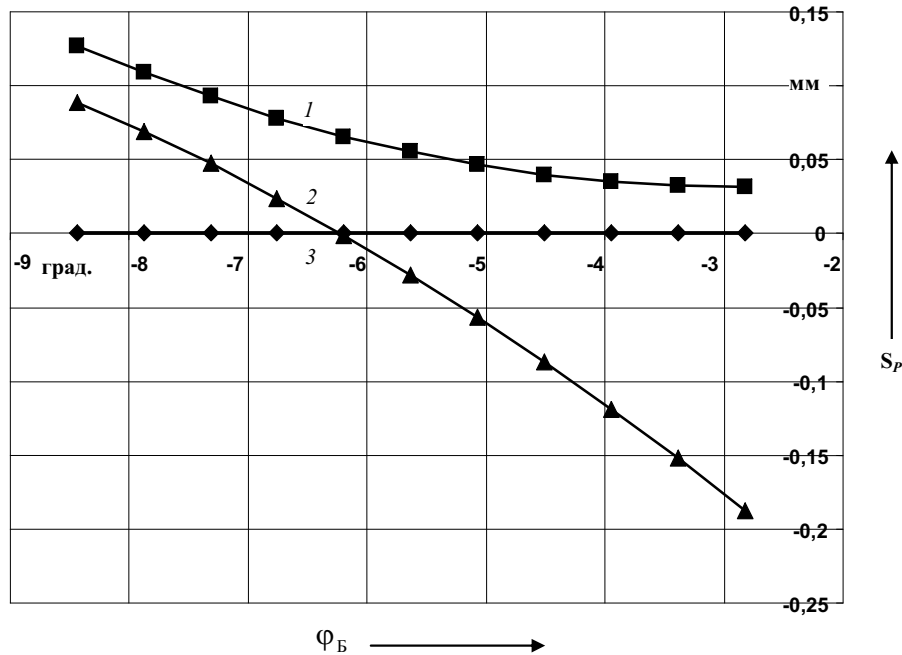


Рис. 4. Зависимости зазоров (интерференций) S_p между пружиной и пальцами от фазы φ_B зацепления пальца Б при коэффициенте перекрытия $\varepsilon_\gamma = 3$: 1 – S_{PB} ; 2 – S_{PT} ; 3 – S_{PB}

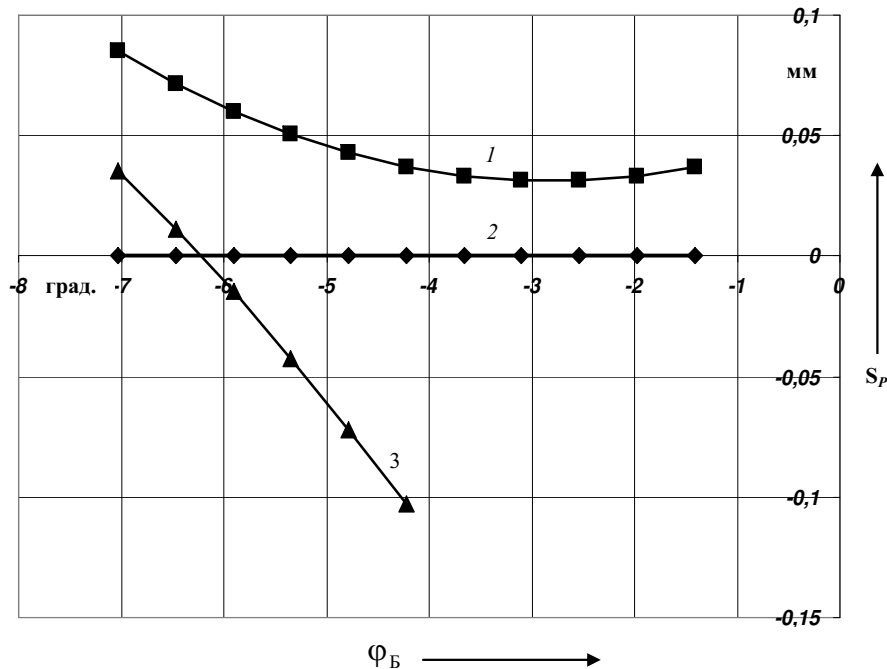


Рис. 5. Зависимости зазоров (интерференций) S_p между пружиной и пальцами от фазы φ_B зацепления пальца Б при коэффициенте перекрытия $\varepsilon_\gamma = 2,5$: 1 – S_{PB} ; 2 – S_{PB} ; 3 – S_{PT}

Анализ кривых, приведенных на рис. 6, показывает, что при коэффициенте перекрытия $\varepsilon_\gamma = 2$ достигается минимальный зазор во второй кинематической паре палец – пружина, не превышающий 0,057 мм. Поэтому при проектировании пружин-

но-пальцевой передачи целесообразно обеспечить зацепление пружины лишь с двумя пальцами. Подтверждением этого явились ранее полученные нами результаты исследования работы передачи [1], которые показали, что витки пружины, жестко закрепленной своими концами на бобышках ведущего вала, воздействуют на пальцы колеса по-разному: выходящий из зацепления палец пружина тянет, а входящий в зацепление палец толкает. При изменении направления вращения пружины картина ее воздействия на пальцы червячного колеса меняется на противоположную. Что касается промежуточных пальцев, расположенных между пальцем, вступающим во взаимодействие с пружиной, и пальцем, выходящим из этого взаимодействия, то они воспринимают незначительные нагрузки, поэтому являются «лишними». Причиной этого является равенство осевого шага пружины и окружного шага расположения пальцев на дисках колеса. Практически величина коэффициента перекрытия $\varepsilon_\gamma = 2$ достигается применением в качестве ведущего звена фасонной (бочкообразной) витой пружины, у которой средний виток имеет, например, диаметр $d_1 = 42$ мм, два переходных в обе стороны витка характеризуются уменьшающимися диаметрами d_1 с 42 до 36 мм, а остальные витки имеют диаметры $d_1 = 36$ мм.

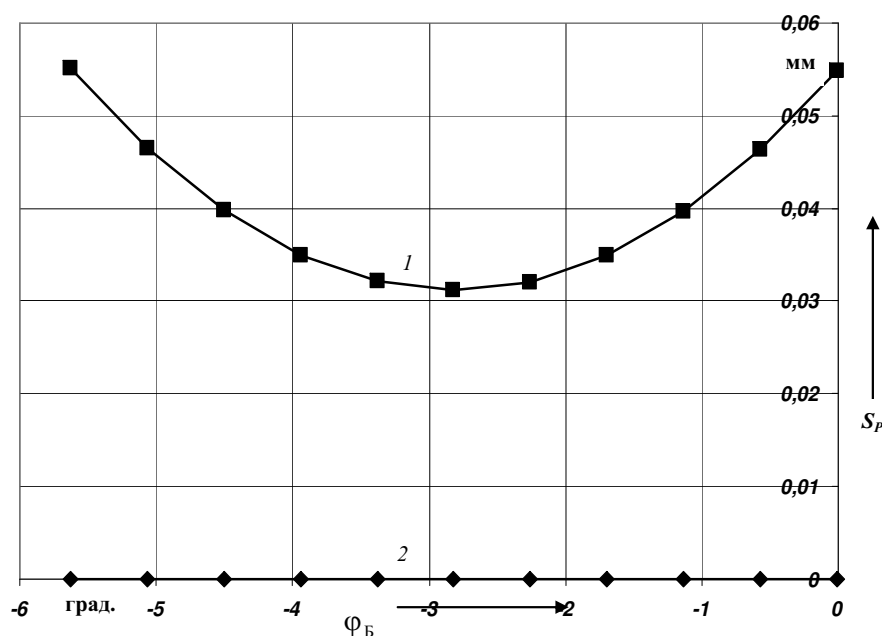


Рис. 6. Зависимости зазоров (интерференций) S_p между пружиной и пальцами от фазы φ_B зацепления пальца Б при коэффициенте перекрытия $\varepsilon_\gamma = 2$: 1 – S_{PB} ; 2 – S_{PB}

Геометрическое исследование зацеплений в трех других возможных случаях в зависимости от направлений навивки пружины и вращения проводились по аналогии с рассмотренным случаем. Анализ изменений геометрической картины зацеплений элементов пружинно-пальцевых передач для различных исходных данных показал, что для существенного снижения местных кинематических погрешностей и для обеспечения более равномерного распределения нагрузки между пальцами, необходимо уменьшать значения коэффициента перекрытия передач до 2.

Представленные результаты теоретического исследования подтверждены результатами экспериментальных исследований кинематической точности и плавности работы опытных образцов пружинно-пальцевых передач, а также передач с жесткими винтами, имеющими прямоугольный и трапецеидальный профиль витка.

Заключение

Выполненные исследования позволили сделать вывод о том, что при проектировании червячных передач качения необходимо обеспечить коэффициент перекрытия $\varepsilon_\gamma = 2$, при котором имеет место зацепление пружины (винта) лишь с двумя пальцами, что является наиболее предпочтительным. Если коэффициент перекрытия больше 2, то зацепления пружины (винта) с телами качения, в которых имеются зазоры, воспринимают незначительные нагрузки, а зацепления, в которых имеют место интерференции, ухудшают кинематическую точность передачи, что одинаково нежелательно для обеспечения высокого технического уровня исследуемых передач.

Литература

1. Пашкевич, М. Ф. Червячные передачи качения / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский. – Могилев : ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», 2005 – 137 с. : ил.
2. Пашкевич, М. Ф. Анализ взаимодействия рабочих элементов в пружинно-пальцевых передачах / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский // Наука – образованию, производству, экономике : материалы междунар. науч.-техн. конф. Т. 1 / под общ. ред. Б. М. Хрусталева, В. Л. Соломахо. – Минск : Технопринт, 2003. – С. 31–36.
3. Пашкевич, М. Ф. Геометрический анализ зацеплений в пружинно-винтовых передачах / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский // Прогрессивные технологии, машины и механизмы в машиностроении : сб. докл. междунар. НТК «Балттехмаш-2002». – Калининград, 2002. – С. 173–175.
4. Фокс, А. Вычислительная геометрия. Применение в проектировании и на производстве / А. Фокс, М. Пратт ; пер. с англ. – Москва : Мир, 1982. – 304 с. : ил.

Получено 11.02.2008 г.