

А. Д. Термоупругость. – Киев: Вища школа, 1975. – 216 с. 11. Бошняк А. Л. Измерения при теплотехнических измерениях. – Л.: Машиностроение, 1974. – 448 с.

Сдано в редакцию 14.05.08

## ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ФОРМ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ТЕЛ КАЧЕНИЯ ПРИМЕНЕНИЕМ К ПЕРЕДАЧАМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Стрельников В.Н., Суков Г.С., Волошин А.И., (ЗАО НКМЗ, г. Краматорск, Украина)

*The analysis of constructive shapes of hollow cylindrical rollers from the point of view of security of a radial strain sufficient for sufficing of conditions of absence of an interference of teeth, persistence of a reduction ratio, high load-carrying capacity of transmission is made.*

**Введение.** Передачи с промежуточными телами качения обладают рядом преимуществ: высокая нагрузочная способность, сравнительно небольшие габаритно – весовые характеристики, низкая динамическая активность и шумовая мощность [1, 2]. Для передачи больших по величине крутящих моментов используются полые цилиндрические ролики, соотношение диаметра и толщины стенки которых обеспечивает радиальную деформацию достаточную для удовлетворения условий отсутствия интерференции зубьев и обеспечения постоянства заданного передаточного отношения. При передаче небольших крутящих моментов принимаются сравнительно малые диаметры роликов, жесткость которых не может одновременно обеспечить геометрические, кинематические и прочностные условия кругового зубчатого зацепления [3]. Для удовлетворения этих требований необходимо повысить податливость промежуточных тел качения. Известны два основных метода изменения жесткости конструкций – это использование различных материалов и конструктивные вариации. Можно также одновременно подбирать подходящий материал и оптимизировать параметры конструкции.

**Целью исследования** является анализ влияния силовых и конструктивных факторов на радиальную податливость упругих промежуточных тел качения.

В качестве возможных расчетных вариантов конструкции промежуточных тел качения рассмотрим замкнутое кольцо (рис. 1) и разрезанное кольцо (рис. 2).

Замкнутое кольцо представляет внутренне статически неопределенную систему. Кольцо сжимается двумя диаметрально приложенными сосредоточенными силами  $P$ . Рассечем кольцо на две половины плоскостью перпендикулярной линии действия сосредоточенных сил и рассмотрим верхнюю половину кольца, которую примем за основную систему (рис. 3). В поперечных сечениях полукольца приложим изгибающие моменты  $M_a$  и нормальные силы, которые ввиду симметрии представим  $\frac{P}{2}$ . Поперечные силы равны нулю, т.к. отсутствует сдвиг верхней половины кольца относительно нижней. Изгибающие моменты определим из условия отсутствия поворота поперечных сечений полукольца в плоскости разреза.

Воспользуемся методом Максвелла – Мора [4]. Условие отсутствия поворота поперечного сечения  $A$  представим в следующем виде

$$\int_0^{S/4} \frac{M_\varphi M_0}{EI} ds = 0, \quad (1)$$

где  $M_\varphi$  – изгибающий момент в основной системе в сечении, положение которого определяется углом  $\varphi$ ;  $M_0$  – изгибающий момент в том же сечении от единичного момента, приложенного в сечении  $A$ ;  $dS$  – элемент длины дуги осевой линии кольца.

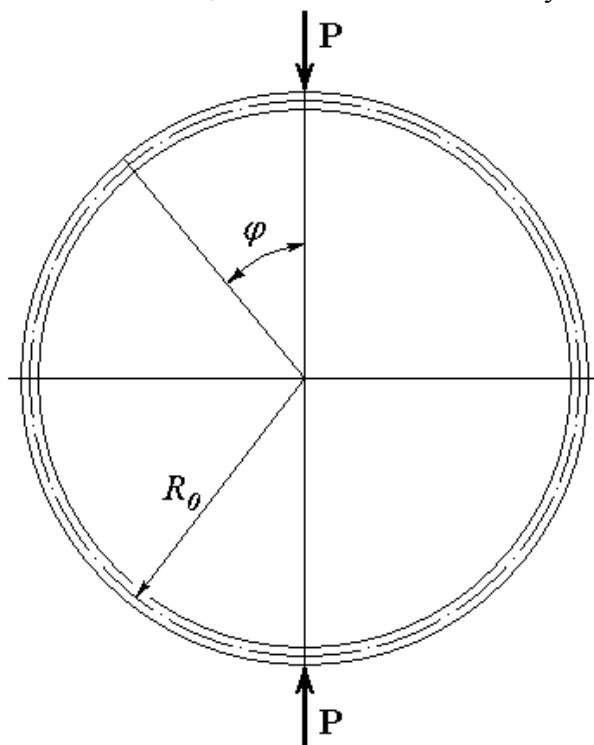


Рис. 1 Расчетная схема замкнутого кольца

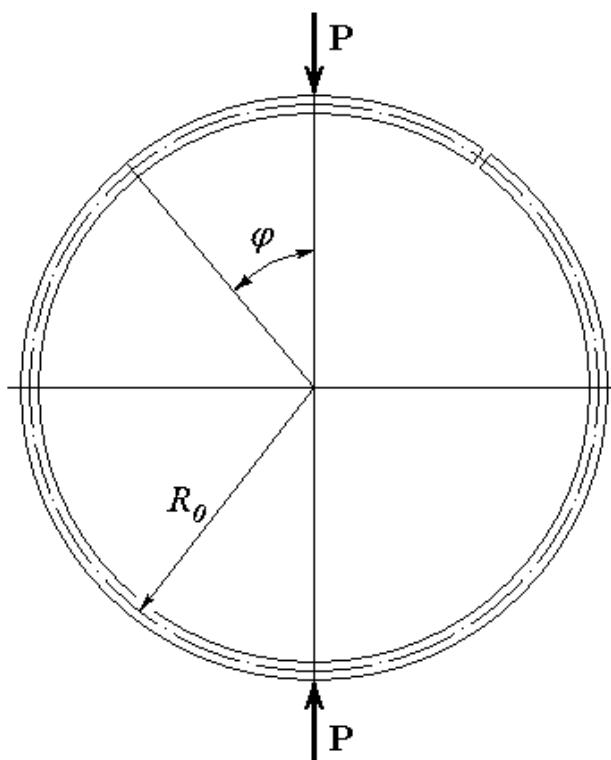


Рис. 2 Расчетная схема разрезного кольца

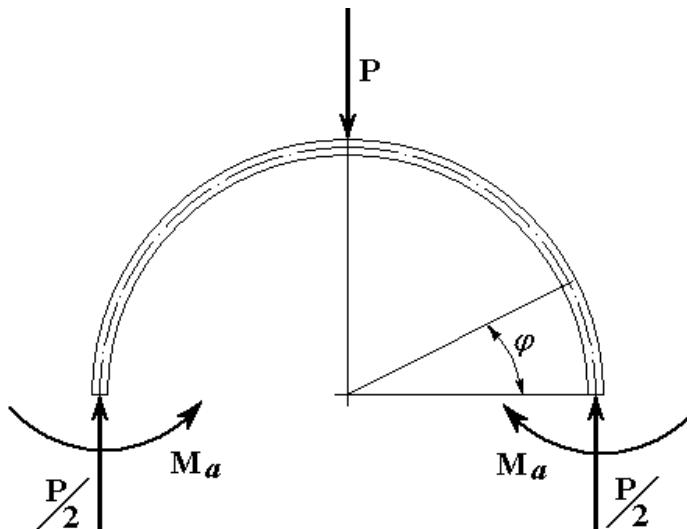


Рис. 3 Расчетная модель замкнутого кольца

Под знак интеграла в равенстве (1) введем соответствующие значения

$$\left. \begin{aligned} M_\varphi &= \frac{P}{2} R_0 (1 - \cos \varphi) - M_a, \\ M_0 &= 1, \\ dS &= R_0 d\varphi, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

В результате подстановки выражений (2) в равенство (1), получим

$$\int_0^{\pi/2} \left[ \frac{P}{2} R_0 (1 - \cos \varphi) - M_a \right] d\varphi = 0. \quad (3)$$

В результате интегрирования равенства (3) и определим изгибающий момент:

$$M_a = \frac{P R_0}{2} \left( 1 - \frac{2}{\pi} \right) = 0,182 P R_0. \quad (4)$$

Опасным является сечение *B*, т.к. в этом сечении изгибающий момент достигает максимального значения

$$M_{\max} = M_b = \frac{P}{2} R_0 - 0,182 P R_0 = 0,318 P R_0. \quad (5)$$

Деформацию сжатия кольца определим, также воспользовавшись методом Максвелла – Мора. Приложим в поперечном сечении *A* нормальную поперечную силу  $P_0 = 1$ . Тогда сжатие кольца определится из уравнения

$$\frac{1}{2} \delta = \int \frac{M_\varphi M_0^*}{E I} ds, \quad (6)$$

Под знак интеграла в равенстве (6) введем соответствующие значения

$$\left. \begin{aligned} M_\varphi &= \frac{P}{2} R_0 (1 - \cos \varphi) - 0,182 P R_0, \\ M_0 &= R_0 (1 - \cos \varphi), \\ dS &= R_0 d\varphi. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Подставляя приведенные выражения (7) под знак интеграла (6) и выполняя интегрирование, определяем величину сжатия кольца

$$\delta = \frac{0,149 P \cdot R^3}{E I} \Big|_0^0. \quad (8)$$

Максимальные напряжения изгиба примем равными допускаемым напряжениям

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W}. \quad (9)$$

Поперечное сечение кольца представляет прямоугольник шириной  $b$  и высотой  $h$ , для такого сечения осевые моменты сопротивления  $W$  и инерции  $I$

$$W = \frac{b h^2}{6}, \quad I = \frac{b h^3}{12}.$$

Из формул (8) и (9) определяющих сжатие кольца и максимальные нормальные напряжения, получим

$$\left. \begin{aligned} 0,149 P R_0^3 &= \frac{b h^3}{12} E \delta, \\ 0,318 P R_0 &= \frac{b h^2}{6} [\sigma]. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Из системы уравнений (10) получим выражение радиальной деформации замкнутого кольца

$$\delta = 0,94 R_0^2 \frac{[\sigma]}{h E}. \quad (11)$$

Формула (11) позволяет вычислить максимально допустимое радиальное сжатие замкнутого кольца (рис. 1) из условия его прочности.

Разрезное кольцо сжато двумя диаметрально расположенными сосредоточенными силами (рис. 2). Нагрузка воспринимается полукольцом не содержащим разреза. Осевое смещение определяем методом Максвелла – Мора. Приложим единичную осевую силу в направлении действия сосредоточенной нагрузки. Радиальное смещение разрезного кольца  $\delta$  равно

$$\delta = \int_0^{S/2} \frac{M_\varphi M_0}{E I} ds. \quad (12)$$

Полагаем:

$$\left. \begin{aligned} M_\varphi &= P R_0 \sin \varphi, \\ M_0 &= R_0 \sin \varphi, \\ dS &= R_0 d\varphi. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Подставляя значения (13) под знак интеграла в выражении (12), получим

$$\delta = \frac{P \cdot R^3}{E I} \int_0^\pi \sin^2 \varphi d\varphi. \quad (14)$$

Выполнив интегрирование в формуле (14), определяем радиальное смещение разрезного кольца

$$\delta = \frac{\pi P \cdot R^3}{2 E I}.$$
(15)

Максимальный изгибающий момент в разрезном кольце

$$M_{\max} = P R_0.$$
(16)

Напряженное состояние разрезного кольца определяется по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W}.$$
(17)

Полагая  $\sigma_{\max} = [\sigma]$ ,  $W = \frac{b h^2}{6}$ ,  $I = \frac{b h^3}{12}$ , получим систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} P R_0 &= \frac{b h^2}{6} [\sigma] \\ P R_0^3 &= \frac{b h^3}{6 \pi} S E. \end{aligned} \right\}$$
(18)

Решение системы уравнений (18) позволяет определить максимально допустимое значение радиального сжатия разрезного кольца

$$\delta = \pi R_0^2 \frac{[\sigma]}{h E}.$$
(19)

### Выводы

1. Сопоставление выражений (11) и (19) для радиального смещения промежуточных тел качения, выполненных в форме набора замкнутых и разрезных колец, позволяет сделать заключение, что наибольшую податливость, при одинаковом напряженном состоянии, обеспечивает набор разрезных колец.

2. Из условий максимально возможной радиальной податливости промежуточных тел качения и оптимизации конструкции, можно применять цилиндрические оболочки со сквозной винтовой прорезью. Радиальная податливость такой конструкции весьма близка к радиальной податливости набора разрезных колец.

3. В целях повышения нагрузочной способности промежуточных тел качения, при сохранении их высокой радиальной податливости, ролики рекомендуется выполнять в виде коаксиальной конструкции тонкостенных оболочек или колец [5].

**Список литературы:** 1. А.с. 1024618 СССР, МКИ F16 Н 1/28. Планетарный редуктор / В.Н. Стрельников (СССР). - № 3225365/25 - 28; Заявл. 29.12.80; Опубл. 23.06.83, Бюл. № 23. 2. А.с. 1404708 СССР, МКИ F16 Н 1/32. Планетарный редуктор / В.Н. Стрельников (СССР). - № 3994779/25-28; Заявл. 23.12.85; Опубл. 23.06.88, Бюл. № 23. 3. Стрельников В.Н. Взаимодействие упругих роликов с вогнутыми зубьями близкой кривизны.- М.: Машиностроение, 1992. - 322 с. 4. Тимошенко С.П. Статические и динамические проблемы теории упругости. – К.: Изд-во “Наукова думка”, 1975.– 563 с. 5. Стрельников В.Н. Взаимодействие многослойного ролика с вогнутыми поверхностями зубьев // Республ. Научно-техн. конф. "Научные достижения и опыт отраслей машиностроения - народному хозяйству. Проблемы прочности, надёжности и долговечности зубчатых передач и редукторов". Тезисы докл.- Харьков: ВНТом. – 1991. – С. 125 – 127.

Сдано в редакцию 20.05.08