

Расчет на прочность соединения заторможенного звена с корпусом планетарной торовой винтовой передачи

А. П. Прудников, А. Д. Бодунова

Разработан алгоритм расчета сил, действующих на заторможенное звено со стороны составного ролика. Получены зависимости для расчета на прочность резьбового соединения заторможенного звена с корпусом передачи. Адекватность полученной математической модели подтверждена посредством метода конечных элементов.

Ключевые слова: механическая передача, составной ролик, прочность.

Strength calculation of the connection of the braked link to the housing of the planetary torus helical transmission

A. P. Prudnikov, A. D. Bodunova

The paper presents an algorithm for calculating the forces acting on the braked link from the side of the composite roller. Dependencies are obtained for strength calculation of the threaded connection of the braked link to the transmission housing. The adequacy of the obtained mathematical model is confirmed by the finite element method.

Keywords: mechanical transmission, composite roller, strength.

Планетарная торовая винтовая передача, как и классическая планетарная зубчатая, состоит из ведущего, ведомого и заторможенного звеньев, и сателлитов в виде составных роликов, установленных на ведомом звене. Отличие заключается в том, что вместо зубьев на ведущем и заторможенном звеньях на торовой поверхности, образованной рабочими поверхностями этих звеньев, выполнены беговые дорожки [1], с которыми взаимодействуют составные ролики посредством пальцев (цилиндрических или сферических выступов).

Одним из наиболее нагруженных звеньев передачи является заторможенное звено, на котором беговые дорожки представляют собой канавки числом Z_3 , расположенные с равным шагом. Нагрузка на заторможенное звено передается с пальцев составного ролика и далее на корпус передачи через резьбовые соединения. Для создания передачи с требуемыми показателями работоспособности и надежности необходимо проанализировать силы, действующие на заторможенное звено и определить исходя из них геометрические параметры соединения этого звена с корпусом.

Палец составного ролика, посредством которого он взаимодействует с беговой дорожкой на заторможенном звене, может быть цилиндрической или сферической формы. Сферическая форма учитывается при определении силы, действующей на заторможенное звено со стороны составного ролика, посредством угла γ [2], величина которого зависит от отклонения силы от плоскости перпендикулярной оси вращения пальца.

Окружные и радиальные силы, действующие на заторможенное звено со стороны составных роликов при условии равномерного распределения нагрузки между ними, взаимно компенсируются. Однако в реальной передаче вследствие погрешностей изготовления и сборки нагрузка распределяется неравномерно. Учет это окружной и радиальной силами, действующими на заторможенное звено со стороны одного составного ролика при взаимодействии его пальца с серединой беговой дорожки (рис. 1, б), когда нагрузка будет максимальна [3].

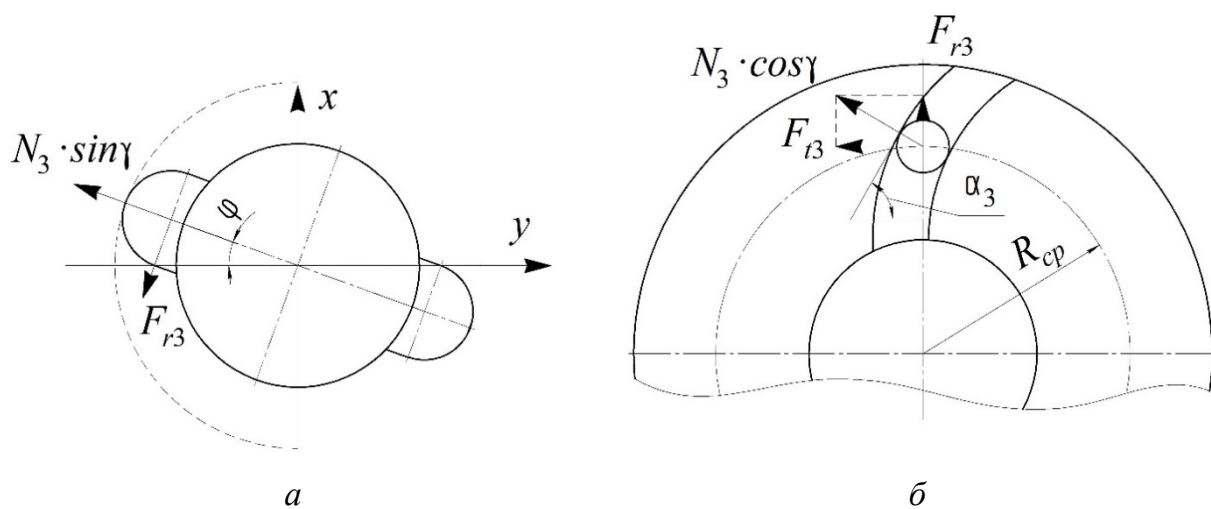


Рис. 1. Схема сил, действующих со стороны составного ролика на заторможенное звено

В соответствии с рис. 1, б радиальная сила равна

$$F_{r3} = N_3 \cdot \cos\gamma \cdot \cos\alpha_3, \quad (1)$$

где N_3 – реакция, действующая на заторможенное звено со стороны составного ролика, Н; α_3 – угол подъема кривой, образующей беговую дорожку на заторможенном звене, рад.

Окружная сила определяется по формуле

$$F_{t3} = N_3 \cdot \cos\gamma \cdot \sin\alpha_3. \quad (2)$$

При определении осевой силы, действующей на заторможенное звено, необходимо учитывать воздействие всех составных роликов с учетом того, что они совершают вращательное движение вокруг своих осей. Причем их пальцы расположены с равномерным шагом как вдоль торовой поверхности, так и вдоль длины беговых дорожек на заторможенном звене. Соответственно, осевая сила на заторможенное звено (см. рис. 1, а) со стороны передающих нагрузку составных роликов определяется по формуле

$$H = 0,32 \cdot n \cdot ((N_3 \cdot \sin\gamma + N_3 \cdot \cos\alpha_3 \cdot \cos\gamma) + (N_3 \cdot \sin\gamma - N_3 \cdot \cos\alpha_3 \cdot \cos\gamma)), \quad (3)$$

где n – число составных роликов, передающих нагрузку.

Зная силы, действующие на заторможенное звено, можно выполнить расчет на прочность резьбового соединения заторможенного звена с корпусом передачи.

Резьбовое соединение группой болтов, установленных с зазором, крепит торец заторможенного звена к корпусу редуктора.

Для расчета резьбового соединения систему сил, представленную на рис. 1, б, заменяем эквивалентной системой сил, приложенных в центре тяжести стыка (см. рис. 2). В этом случае к радиальной и окружной силам добавится момент, равный

$$M_3 = F_{t3} \cdot R_{cp}, \quad (4)$$

где R_{cp} – радиус цилиндрической поверхности, проходящей через середину беговой дорожки на заторможенном звене, м.

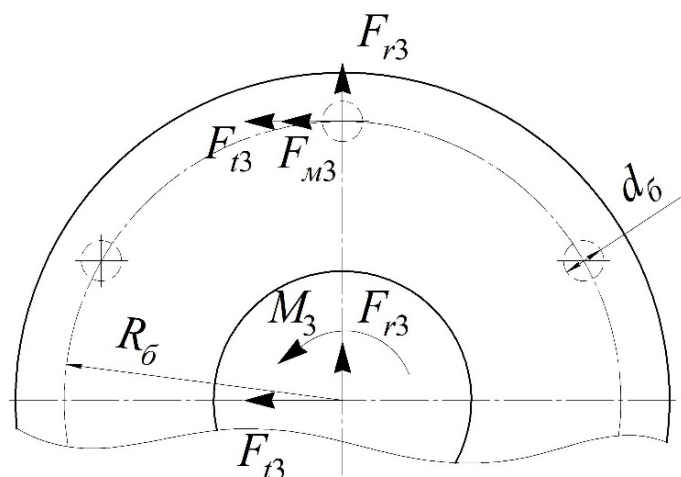


Рис. 2. Схема нагрузки на резьбовое соединение

Нагрузка от указанных сил и момента распределяется по болтам равномерно, однако вследствие разных направлений сил при их действии на отдельные болты суммарная нагрузка на каждый болт различна. Наиболее нагруженным будет болт, где реакции от наибольших окружной силы и момента будут близки по направлению (см. рис. 2):

$$F_{max} = \sqrt{\left(\frac{F_{t3} + F_{m3}}{z_б}\right)^2 + \left(\frac{F_{r3}}{z_б}\right)^2}, \quad (5)$$

где $z_б$ – количество болтов в соединении; F_{m3} – нагрузка на болты от момента M_3 , Н:

$$F_{m3} = \frac{M_3}{R_б}, \quad (6)$$

где $R_б$ – радиус окружности, на которой расположены центры осей болтов, м.

Сила затяжки болтов определяется на базе зависимости [4, формула (1.51)]:

$$F_{зам} = \frac{K \cdot F_{max} - H / z_{\delta}}{f}, \quad (7)$$

где K – коэффициент запаса; f – коэффициент трения в стыке.

В САЕ-системе Ansys было выполнено моделирование планетарной торовой винтовой передачи со следующими параметрами: передаточное число 37; число составных роликов 7 (со сферическими пальцами); $R_{cp} = 25$ мм; $R_{\delta} = 45$ мм; $z_{\delta} = 6$; диаметр составного ролика 60 мм; момент на ведомом валу 150 Н·м.

На рис. 3 приведены полученные методом конечных элементов эквивалентные напряжения, возникающие в болтах, крепящих заторможенное звено к корпусу.

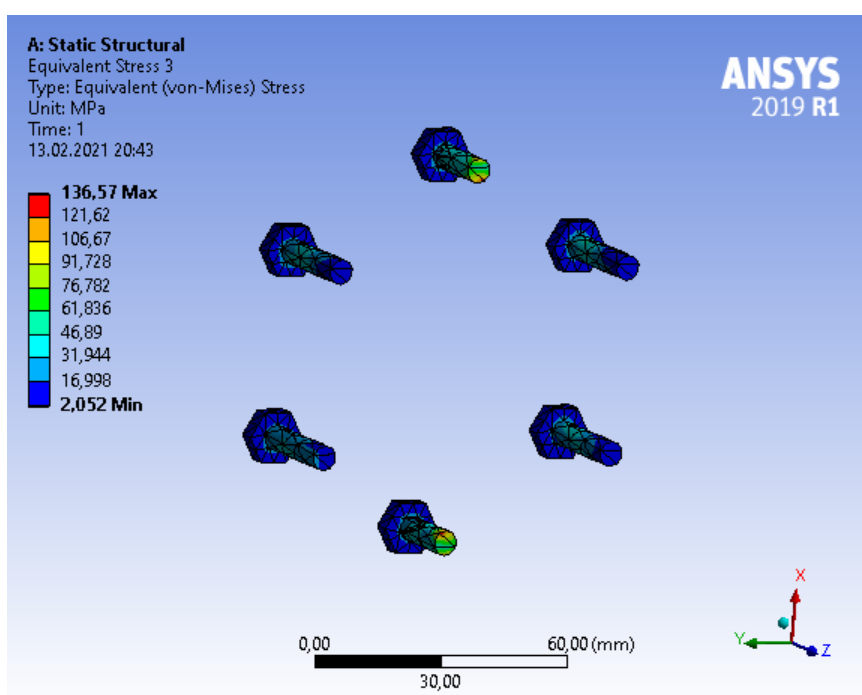


Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений между болтами

Полученное распределение напряжений подтверждает, что наиболее нагруженными будут болты, где реакции от окружной силы и момента близки по направлению. Расчет нагрузки на заторможенное звено, выполненный в Ansys, показал, что осевая сила на заторможенное звено в 1,9 раза превышает радиальную. Следовательно, создаваемой при работе передачи осевой силы достаточно для обеспечения отсутствия сдвига деталей в стыке между заторможенным звеном и корпусом. Что было также подтверждено расчетом по разработанной математической модели (1)–(7) для определения силы затяжки болтов.

Список использованных источников и литературы

1. Prudnikov, A. P. Planetary torus helical transmission / A. P. Prudnikov // International Conference on Mechanical Engineering and Modern Technologies. – 2020. – Vol. 795. P. 1–6.

2. Прудников, А. П. Силовой и прочностной анализ передачи с фиксированным расположением промежуточных тел качения / А. П. Прудников, А. Д. Бодунова // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2020. – № 3 (68). – С. 86–96.

3. Прудников, А. П. Определение действующих сил в планетарной торовой винтовой передаче / А. П. Прудников // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы междунар. науч.-техн. конф. молод. ученых / М-во образования Респ. Беларусь, М-во науки и высшего образования Рос. Федерации, Белорус.-Рос. ун-т; редкол.: М. Е. Лустенков (гл. ред.) [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2020. – С. 68.

4. Иванов, М. Н. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – Москва : Абрис, 2013. – 408 с.

Сведения об авторах

Александр Петрович Прудников, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Основы проектирования машин» Белорусско-Российского университета (Республика Беларусь, г. Могилев), prudnikov_a@tut.by

Анастасия Дмитриевна Бодунова, магистрант кафедры «Основы проектирования машин» Белорусско-Российского университета (Республика Беларусь, г. Могилев), bodunok.98@mail.ru