

РАСЧЁТ ПРУЖИН СЖАТИЯ МНОГОПОТОЧНЫХ СООСНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Студентка гр. 10205217 Дереповская Е.Р.

Научный руководитель – ст. преподаватель Куранова О.В.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Из-за неизбежных погрешностей изготовления колёс, может получиться так, что при сборке многопоточных передач зубья замыкающего зубчатого колеса не попадут во впадины сопряжённого. Эту проблему стало возможным решить при помощи внедрения в сборку передач специальных упругих элементов. В технических устройствах используется большое число таких элементов, но наибольшее распространение приобрели пружины, торсионные валы и мембраны.

Рассмотрим пример расчёта упругих элементов, применяемых в двухпоточном соосном редукторе с тихоходной ступенью. Так как данный редуктор является средненагруженным, то целесообразно в качестве упругих элементов применять пружины сжатия.

В машиностроении наиболее часто для витых цилиндрических пружин сжатия используют стальную углеродистую холоднокатанную проволоку круглого сечения диаметром от 0,2 до 8 мм (ГОСТ 9389-75).

Диаметр проволоки пружины определяют из условия обеспечения необходимой жёсткости узла:

$$d \leq 0,6 \cdot \sqrt[4]{\frac{aD^3 iz T_y}{nd^2 p}} = 5,75 \text{ мм} \approx 5,6 \text{ мм (стандартный)},$$

где $i = 5..8$ - число рабочих витков пружин (примем $i = 6$);

z - число зубьев колеса ($z = 138$);

$n = 4..10$ число пружин (примем $n = 6$);

a -коэффициент, зависящий от числа пружин ($a = 1,42$);

D -средний диаметр пружины:

$D = (0,7..0,9) b = 32 \text{ мм}$,

b -ширина колеса ($b = 40 \text{ мм}$);

d_p - диаметр окружности, проведённой через точки пересечения осей пружин (рис.1):

$$d=(0,7\dots 0,9)d_2=220,8 \text{ мм},$$

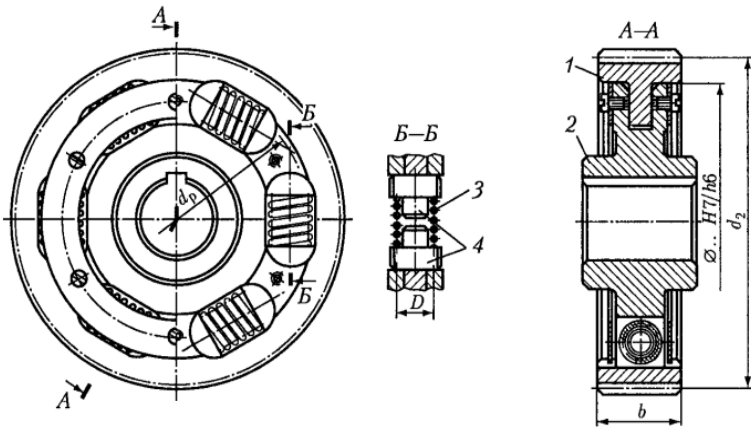


Рис.1

d_2 - диаметр колеса ($d_2 = 276 \text{ мм}$);

T_y - закручивающий момент, определяемый по формуле:

$$T_y = (K_n - 1) \cdot u \cdot T = 9,255 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

где $K_n = 1,1..1,2$ - коэффициент перегрузки (примем $K_n = 1,1$);

T - вращающий момент на быстроходной шестерне ($T = 18,51 \text{ кН} \cdot \text{м}$)

u - передаточное число быстроходной ступени ($u = 5$);

Тогда, необходимая для обеспечения принятого значения K_n , угловая жёсткость упругих элементов для передачи двухпоточного редуктора:

$$C \leq (K_n - 1)uT / \varphi_{\max} = 402,39 \text{ МПа},$$

φ_{\max} - наибольшая суммарная угловая погрешность:

$$\varphi_{\max} = \frac{\pi}{z} = 0,023 \text{ рад},$$

Жёсткость пружин определим по формуле:

$$C = \frac{C_1}{i} = 49,0829 \text{ МПа},$$

C_1 - жёсткость одного витка:

$$C_1 = \frac{Gx^4}{yD^3} = 294,49 \text{ МПа},$$

G - модуль сдвига материала проволоки (для пружин из стали $G = 78500 \text{ МПа} \pm 10\%$);

x - минимальный размер сечения проволоки ($x = d = 5,6 \text{ мм}$);

y - параметр жёсткости сечения проволоки (для круглого $y = 8$);

Условие прочности пружины выполняется:

$$\tau_{\max} = \frac{8KFD}{\pi d^3} \leq [\tau],$$

где F - расчётная нагрузка:

$$F = \frac{2 \cdot 10^3 e T_{\max}}{d p^n} = 88,368 H,$$

где e - коэффициент, зависящий от числа пружин (e = 1,15);

$$T_{\max} = \frac{K_p u T}{p} = 50,9 \kappa H \cdot м.$$

p - число потоков(p = 2);

т.к $D/d \geq 4$, то $K = 1 + 1,5D/d = 9,571$,

$$\tau_{\max} = (0,7 \dots 0,8) [\tau]_{\text{пред.}} = 609 \text{ МПа.}$$

$$[\tau]_{\text{пред.}} = 870 \text{ МПа (табличное значение).}$$

Невысокая точность центрирования зубчатого венца снижает точность зацепления, но, несмотря на наличие зазора в сопряжении со ступицей, использование пружин сжатия является достоинством этих упругих элементов, что дает возможность вписывания в габариты зубчатого колеса.

Литература

1. Зубчатые передачи. Справочник. Л.: Машиностроение, 1980. / Под общ. ред. Е.Г. Гинзбурга.
2. Пронин Б.А., Баловнев Н.П. Расчет зубчатых передач на прочность. Методические указания по курсу «Детали машин и основы конструирования». М.: МГТУ «МАМИ», 1997.