

## К РАСЧЕТУ ТАРЕЛЬЧАТЫХ ПРУЖИН

В ряде узлов автомобилей и тракторов используются тарельчатые пружины. Их применение позволяет создавать весьма компактные, с хорошим пространственным расположением конструкции. При других упругих элементах подобные узлы получаются более сложными, громоздкими и дорогими.

Обычно тарельчатые пружины подбирают по ГОСТ 3057-54. Однако стандартные пружины не всегда удовлетворяют потребителей или по размерам, или по нагрузочным характеристикам. В таких случаях приходится проектировать и изготавливать их в условиях собственного производства. При этом часто возникают затруднения, связанные с выбором геометрических соотношений проектируемой пружины, конструированием смежных деталей и т.д. Кроме того, ни в ГОСТ 3057-54, ни в существующих расчетах совсем не рассматриваются вопросы долговечности таких пружин.

В данной статье излагаются некоторые рекомендации для разрешения этих вопросов применительно к пружинам большой жесткости (при  $f/S \leq 0,6$ , рис. 1), нормальной точности изготовления, обработанных дробеструйным наклепом.

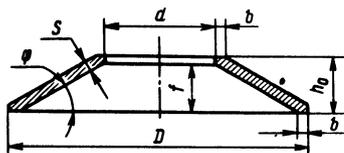


Рис. 1. Пружина тарельчатая.

Исследования [1, 2] показали, что большей работоспособностью обладают пружины с отношениями  $1,8 \leq D/d \leq 2,4$  и  $8 \leq d/S \leq 11$ . В них более равномерно распределяются напряжения, обеспечивается лучшее энергетическое использование объема, занимаемого пружинами, реже наблюдаются смещения их в направлении, перпендикулярном к оси пружины. Поэтому при проектировании новой пружины рекомендуется придерживаться именно этих соотношений.

Весьма важно правильно выбрать угол подъема пружины  $\varphi$ . С ним связана величина напряжений, которая в тарельчатых пружинах, даже при нормальных условиях нагружения, обычно велика и часто превосходит предел текучести материала. Это вызывает значительные остаточные деформации и приводит к

нестабильности нагрузочных характеристик. На практике такие явления устраняют операцией "заневоливания", т.е. сжатие пружины до полного сплющивания и выдерживанием ее в таком состоянии в течение 12 ч. Нагрузочная характеристика "заневоливанной" пружины стабильная, пластические деформации при рабочих нагружениях не наблюдаются. Кроме того, возникшие в процессе "заневоливания" остаточные напряжения повышают прочность пружины. Если к тому же учесть, что "заневоливание" – как бы косвенный контроль качества термической обработки пружины, то понятна важность и необходимость этой операции.

Однако, если остаточные растягивающие напряжения будут превышать некоторое предельное значение [2], в пружине на выпуклой поверхности у отверстия могут появляться трещины. Чтобы этого не случилось, угол подъема проектируемой пружины не должен превышать значений, приведенных на рис.2.

Угол подъема до "заневоливания" должен быть больше приблизительно в 1,3 раза для пружин с  $m = d/S = 8$  и  $c = D/d = 2,4$  и в 1,4 раза при  $m = d/S = 11$  и  $c = D/d = 1,8$ .

Более точное определение величины остаточной деформации при "заневоливании" пружин приведено в работе [3].

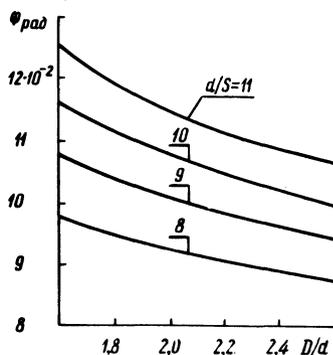


Рис. 2. График предельных углов подъема тарельчатых пружин.

На работоспособность пружин, нагружаемых переменной нагрузкой, существенно влияет твердость центрирующей оправки. При недостаточной твердости на ней появляются задиры, иногда даже вырабатываются серповидные канавки. Условия передачи усилия при этом резко меняются, долговечность пружин падает. Поэтому твердость материала центрирующей оправки должна быть обязательно выше твердости пружин. Износ от истирания самих пружин практически не влияет на их долговечность.

Из-за трения между пружинами, а также между оправкой и пружинами нагруженность последних по высоте пакета неодинакова: больше нагружены первые 7...8 пружин со стороны подвижного конца. В первом приближении эту неравномерность можно учесть коэффициентом  $K = 1 + 0,01n$ , где  $n$  - количество пружин в пакете.

Разрушение пружин при переменных нагрузках носит усталостный характер [1]. На вогнутой поверхности, чаще у отверстия, появляются трещины, которые быстро разрастаются в радиальном направлении, вызывая поломку пружины.

Напряжения ( $\sigma$ , Н/мм<sup>2</sup>) для этого места определяются [3] по формуле

$$\sigma = -\gamma \varphi E \left[ \varphi(1 - 0,5\gamma) \left( \frac{c-1}{\ln c} - 1 \right) - \frac{1}{m} \right], \quad (1)$$

где  $\gamma = \frac{w}{f}$  - относительный прогиб;  $w$  - прогиб пружины под действием силы  $F$ , Н;  $E = 2,08 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup> - модуль упругости.

Если число пружин в пакете более 10, следует учесть неравномерность их нагружения и ввести коэффициент  $K$ . Тогда формула (1) примет вид

$$\sigma = -\gamma K \varphi E \left[ \varphi(1 - 0,5\gamma K) \left( \frac{c-1}{\ln c} - 1 \right) - \frac{1}{m} \right]. \quad (1a)$$

Расчет рекомендуется вести в такой последовательности. Исходные данные: рабочая нагрузка  $F$ , Н, ход  $h$ , мм, наружный (внутренний) диаметр  $D$  ( $d$ ), мм, желаемая долговечность  $N$ , циклов.

1. По нагрузке определяется толщина стенки пружины (в мм)

$$S \approx 0,0284 \sqrt{F_{0,65}}, \quad (2)$$

где  $F_{0,65}$  - нагрузка при прогибе, равном  $w = 0,65f$ .

Если нагрузка соответствует другому прогибу, ее следует пересчитать по формуле

$$F_{0,65} = \frac{0,65}{\gamma} F.$$

Заметим, что предельный прогиб при переменной нагрузке равен  $0,65f$ , при статической -  $0,8f$ . Величина  $S$  округляется до стандартного значения по ГОСТ 19904-74.

2. Согласно вышеприведенным рекомендациям задаются отношениями  $c = D/d$  и  $m = d/S$  и определяются размеры пружины, причем диаметры  $D$  и  $d$  округляются до значений, регламентированных ГОСТ 6636-69. Уточняются значения  $c$  и

т. При выборе отношения  $D/d$  следует учитывать требования конструкции.

3. По рис. 2 определяется предельный угол подъема  $\varphi$  "за-неволенной" пружины, определяются и уточняются высота внутреннего конуса  $f$  и угол  $\varphi$  по формуле

$$f = 0,5\varphi(D - d) . \quad (3)$$

4. Определяется нагрузка при прогибе  $w = \gamma_2 f$  (в Н)

$$F \approx 2,8 \cdot 10^5 \gamma_2 \frac{S^2 \varphi \ln c}{m(c-1)} . \quad (4)$$

5. Количество пружин в пакете

$$n = \frac{h}{f(\gamma_2 - \gamma_1)} , \quad (5)$$

где  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$  - относительные прогибы от предварительной (обычно  $\gamma_1 = 0,3$ ) и рабочей нагрузок.

6. По формулам (1) или (1а) определяются напряжения  $\sigma_1 = \sigma_{\min}$  и  $\sigma_2 = \sigma_{\max}$  от предварительного и рабочего прогибов соответственно.

7. По напряжениям  $\sigma_{\min}$  и  $\sigma_{\max}$  на рис. 3 определяется долговечность пружины.

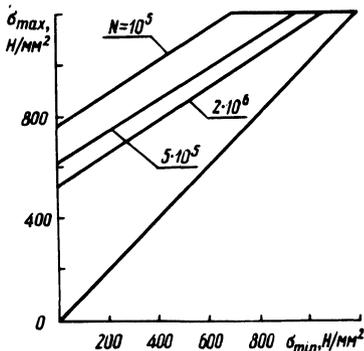


Рис. 3. Диаграмма предельных напряжений для тарельчатых пружин при вероятности неразрушения  $P = 90\%$ .

8. Масса комплекта тарельчатых пружин (в г)

$$G = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) S \rho n, \quad (6)$$

где  $\rho$ , г/мм<sup>3</sup> - плотность материала пружин.

9. Объем, занимаемый пружинами (в мм<sup>3</sup>),

$$W = \frac{\pi D^2}{4} h_0 n,$$

где  $h_0 = S + f$  - высота пружины.

Если нет каких-либо специфических требований к проектируемому узлу, на этом расчет пружин заканчивается.

### Л и т е р а т у р а

1. Калачев В.Ф. О выносливости тарельчатых пружин большой жесткости. - Станки и инструмент, 1974, № 4. 2. Его же. Расчет углов заневоленных тарельчатых пружин большой жесткости. - В сб.: Прогрессивная технология машиностроения. Минск, 1971, вып. 2. 3. Расчеты на прочность в машиностроении. / С.Д.Пономарев, В.Л.Бидерман, К.К.Лихарев и др. - М., 1956, т. I, 1958, т. II.

УДК 629.114.3

Г. И. Мамити

### НАГРУЗОЧНЫЕ И РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ КОЛЕСНЫХ И ТРАНСМИССИОННЫХ БАРАБАНЫХ ТОРМОЗОВ

При расчете тормозных механизмов автомобиля особое внимание следует уделить тормозному барабану и колодкам, в результате взаимодействия которых создается тормозной момент. Однако вопросы расчета тормозного барабана на жесткость и прочность - самой тяжелонагруженной детали автомобиля - до сих пор не нашли должного отражения ни в отечественной, ни в зарубежной технической литературе. Это частично можно объяснить сложностью явлений, имеющих место в тормозном механизме [1].

Приступая к расчету барабана и других деталей тормоза, необходимо прежде всего исследовать нагрузочные режимы тормозов и сделать обоснованный выбор расчетных режимов торможения и расчетной схемы.

Нагрузочные режимы колесных и трансмиссионных (стояночных) тормозов сильно различаются, поэтому обсудим их раздельно.

При расчете на прочность барабана и других деталей (колодки и их опоры, привод к разжимным устройствам и пр.) колесного тормоза необходимо рассмотреть следующие нагрузочные режимы.

1. Экстренное торможение с максимальной возможной интенсивностью. Здесь расчет ведется на воздействие максимальных механических нагрузок, приложенных к со-