

## Теоретические основы расчета скобовидных пластинчатых рессор

Михаил Сукач

Киевский национальный университет строительства и архитектуры  
Воздухофлотский проспект 31, Киев, Украина, 03037  
msukach@ua.fm, orcid.org/0000-0003-0485-4073

Получено 01.09.2018, принято после просмотра 09.10.2018  
DOI: 10.31493/tit1812.0201

**Аннотация.** Даны теоретические основы расчета на прочность скобовидной пластинчатой рессоры. Она представляет собой упругую пластину, концы которой отклонены от ее средней части в одну и ту же сторону и выполнены в виде консолей, снабженных приспособлениями для шарнирного крепления. Средняя часть пластины расположена параллельно линии действия нагрузки. Пластина выполнена с переменным по длине сечением, при этом в каждом сечении ось, относительно которой момент инерции сечения максимален, перпендикулярна плоскости изгиба рессоры. Запатентованная рессора спроектирована как «балка равного сопротивления».

Приведенные расчетные схемы и основные уравнения напряженного состояния скобовидной пластинчатой рессоры не обусловлены какой-либо определенной формы ее поперечного сечения. Рассмотрены напряженное состояние скобовидной пластинчатой рессоры прямоугольного поперечного сечения с прямой нейтральной осью в ненагруженном состоянии. Методика проектировочного и поверочного расчетов приведена для различных профилей ее поперечного сечения. Расчет относится к средней части рессоры и полкам, непосредственно примыкающим к упругому устройству для шарнирного соединения рессоры со смежной с нею деталью конструкции.

Рассмотрен случай, при котором нейтральная линия рессоры в первоначальном состоянии имеет большую или меньшую кривизну. Это – участки перехода от полков к полотну или



**Михаил Сукач**  
Профессор кафедры  
строительных машин  
д.т.н., проф.

участки, занимающие всю протяженность полков, если последние специально выполнены криволинейными. Поскольку кривизна таких участков велика, то их расчет выполняется с учетом особенностей изменения напряженного состояния в кривых брусках.

Даны рекомендации для выбора допускаемых напряжений при проектировочном и поверочном расчете скобовидной пластинчатой рессоры на прочность и наибольших эквивалентных напряжений, определенных в наиболее опасных сечениях устройства. Они должны быть сопоставлены с напряжениями, допускаемыми для данного расчетного режима. При этом рассматриваются случаи двукратного статического испытания на максимальную нагрузку и многократного (циклического) динамического нагружения при изменении знака напряжения в рессоре.

**Ключевые слова:** скобовидная пластинчатая рессора, напряженное состояние, упругая пластина, изгибающий момент, криволинейный участок, полки.

**Напряженное состояние скобовидной пластинчатой рессоры**

Конструктивные отличия скобовидной пластинчатой рессоры (СПР) заключаются в том, что она состоит из упругой пластины, концы которой отклонены от ее средней части в одну и ту же сторону и выполнены в виде консолей, снабженных приспособлениями для шарнирного крепления, а средняя часть расположена параллельно линии действия нагрузки [1 – 3]. Пластина выполнена с переменным по длине сечением и при этом в каждом сечении ось, относительно которой момент инерции сечения максимален, перпендикулярна плоскости изгиба рессоры.

На Рис.1 изображена расчетная схема СПР с консольными концами (полками), отклоненными от средней части под углом, близким к прямому [4, 5]. Две силы  $P$ , одна из которых является внешней нагрузкой, а другая – равной и противоположной ей реакцией, приложены в центрах шарниров, присоединяющих СПР к смежным с ней деталям.

Векторы этих сил действуют по одной линии, параллельной нейтральной линии средней части (полотна) СПР в ненагруженном состоянии. На Рис.1 ненагруженное состояние СПР изображено основными линиями, а нагруженное – тонкими линиями, утрированно показывающими взаимное расположение нейтральных линий упруго деформированного полотна и полков СПР. Линия действия  $A_1D_1$  расчетной нагрузки  $P$  и всех промежуточных нагрузок совпадает с межшарнирной линией  $AD$  ненагруженной СПР.

В некотором поперечном сечении рессоры  $m$ , наклоненном под углом  $\varphi$  к ее симметрии, будут действовать (без учета момента трения в шарнирах) следующие силовые факторы:

- изгибающий момент

$$M_{zm} \approx P(t \cos \varphi_1 + y), \quad (1)$$

- нормальная сила

$$N = P \cos \varphi, \quad (2)$$

- касательная сила

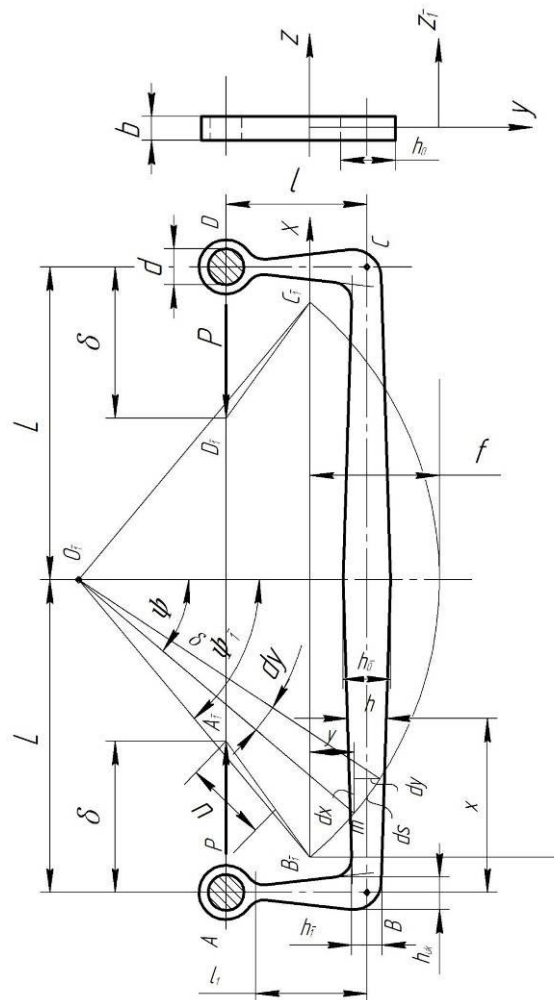
$$Q = P \sin \varphi, \quad (3)$$

где местный прогиб нейтральной линии полотна

$$y = \int dy; \\ dy = dS \sin \varphi,$$

элементарный участок нейтральной линии полотна

$$dS = \rho_m dy,$$



**Рис.1.** Расчетная схема скобовидной пластинчатой рессоры

**Fig. 1.** Calculation scheme of the bracketed leaf spring

где  $\varphi_1$  – угол поворота крайних сечений полотна СПР;  $\rho_m$  – радиус кривизны упругой линии в сечении  $m$ .

При  $\rho_m = \rho = \text{const}$ .

$$y = \int_{\varphi}^{\varphi_1} \rho \sin \varphi d\varphi = \rho(\cos \varphi - \cos \varphi_1). \quad (4)$$

Наибольший поперечный прогиб полотна СПР

$$y_{\max} = f = \rho(1 - \cos \varphi_1). \quad (5)$$

Из теории изгиба известно (2), что в любом сечении изогнутого бруса

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{M_{zm}}{EI_{zm}}, \quad (6)$$

где  $I_{zm}$  – момент инерции поперечного сечения бруса, относительно главной центральной оси, перпендикулярной плоскости изгиба.

Если момент инерций сечения  $I_{zm}$  будет изменяться по длине рессоры так, что правая часть уравнения (6) останется постоянной, то неизменным будет и радиус кривизны упругой линии

$$\rho_m = \rho = \text{const},$$

то есть упругая линия будет дугой окружности.

При этом очевидно

$$\rho \approx \frac{L}{\varphi_1}. \quad (7)$$

где  $L$  – полудлина пролета рессоры.

В этом случае, с учетом (7),

$$\frac{M_{zm}}{EI_{zm}} = \frac{\varphi_1}{L} = \text{const}. \quad (8)$$

Если рассматриваемая рессора является "рессорой равного сопротивления", то во всех ее сечениях, при полном использовании несущей способности материала, максимальное эквивалентное напряжение

$$\sigma_{экв} = [\sigma] = \text{const}, \quad (9)$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое нормальное напряжение.

Предварительные исследования показали [6, 7], что для конструкций, представляющий практический интерес, основной составляющей эквивалентного напряжения является максимальное нормальное напряжение от изгиба

$$\sigma_m = \pm \frac{M_{zm}}{W_{zm}}. \quad (10)$$

Очевидно, напряжение  $\sigma_m$  может быть постоянным по длине рессоры только при условии

$$\frac{M_{zm}}{W_{zm}} = \text{const}. \quad (11)$$

При этом, поскольку момент  $M_{zm}$  нарастает от крайних сечений к середине рессоры, то соответственно должен увеличиваться и момент сопротивления ее сечений  $W_{zm}$ .

Приведенные выше выражения не обуславливают какой-либо определенной формы поперечного сечения рессоры, однако одновременное соблюдение условий (8) и (9) требует, чтобы во всех ее сечениях соблюдалось соотношение

$$\frac{I_{zm}}{W_{zm}} = \text{const}. \quad (12)$$

Максимальный изгибающий момент, возникающий в сечении на оси симметрии рессоры, при  $\varphi = 0$

$$M_{z_0} = P[l \cos \varphi_1 + \rho(1 - \cos \varphi_1)]. \quad (13)$$

Кроме изгибающего момента в этом же сечении действует нормальная сила

$$N_0 = P.$$

Нормальное напряжение сжатия в этом сечении

$$\sigma_{N_0} = \frac{P}{F_0}, \quad (14)$$

где  $F_0$  – площадь поперечного сечения рессоры при  $\varphi = 0$ .

Максимальное эквивалентное напряжение не должно превышать допускаемого

$$\sigma_0^{\text{эк}} = |\sigma_{M_0}| + |\sigma_{N_0}| \leq [\sigma], \quad (15)$$

где величина  $[\sigma]$  зависит как от материала СПР, так и от режима нагружения, на который рассчитывается рессора.

### Напряженное состояние СПР прямоугольного сечения

С точки зрения упрощения технологии производства скобовидных пластинчатых рессор, наибольший практический интерес представляет анализ напряженного состояния и разработка методики проектировочного и поверочного расчета СПР, имеющих прямоугольное поперечное сечение.

Выше было показано, что СПР, имеющая прямоугольные поперечные сечения, должна быть выполнена так, чтобы изгиб происходил в плоскости ее наибольшей жесткости, т.е. в большинстве рабочих сечений рессоры высота  $h$  должна быть больше, чем толщина  $b$  (см. Рис.1).

Учитывая увеличение изгибающего момента от крайних сечений полотна СПР к ее середине вследствие нарастания прогиба  $u$ , из условия (11) можно заключить, что, для обеспечения постоянства изгибных напряжений вдоль полотна СПР, размеры  $b$  и  $h$  ее сечений должны изменяться одновременно или порознь. Для рессоры, работаю-

щей преимущественно на сжатие, по технологическим соображениям представляется более целесообразным, чтобы толщина полосы  $b$ , из которой изготавливается рессора, сохранялась постоянной, а, следовательно, от крайних сечений полотна к его середине высота сечения  $h$  должна увеличиваться [8, 9].

Естественно, при этом не может быть обеспечено строгое постоянство отношения (12), поскольку при  $h \neq \text{const}$

$$\frac{I_{zm}}{W_{zm}} = \frac{h}{2} \neq \text{const}.$$

Весь вопрос в том, насколько переменность высоты сечения  $h$  нарушает условие совместности выражений (8) и (9) при решении практических инженерных задач.

Обозначив высоту прямоугольного сечения полотна  $h_0$  на оси симметрии СПР (при  $\varphi = 0$ ) и найдем величину максимального изгибного напряжения в этом сечении при постоянной толщине  $b$  (Рис.1)

$$\sigma_{M_0} = \frac{6P[l \cos \varphi_1 + \rho(1 - \cos \varphi_1)]}{bh_0^2}. \quad (16)$$

С учетом выражений (14) и (15) найдем, что при полном использовании несущей способности материала рессоры эквивалентное напряжение в среднем сечении полотна СПР

$$\sigma_0^{\text{эк}} = \frac{P}{bh_0} \left\{ \frac{6[l \cos \varphi_1 + \rho(1 - \cos \varphi_1)]}{h_0} \right\} \leq [\sigma]. \quad (17)$$

Для решения уравнения (17) находим величину  $\rho$  из выражения (6)

$$\rho = \frac{Eb h_0^3}{12M_{z_0}}. \quad (18)$$

В соответствии с уравнением (13),

$$\rho = \frac{Ebh_0^3}{12P[\rho - (\rho - t)\cos\varphi_1]}, \quad (19)$$

а с учетом (7) это уравнение приводится к виду

$$\frac{12P}{Ebh_0^3} \left[ \frac{L^2}{\varphi_1^2} (1 - \cos\varphi_1) + \frac{Ll}{\varphi_1} \cos\varphi_1 \right] - 1 = 0. \quad (20)$$

При поверочном расчете СПР, поскольку рессора уже спроектирована, а возможно и изготовлена, всегда известны материал рессоры и его модуль упругости  $E$ , а также геометрические размеры  $b$ ,  $h_0$ ,  $l$ ,  $L$ . Поэтому первым шагом поверочного расчета является определение из уравнения (20) угла  $\varphi_1$  по заданной расчетной нагрузке  $P$ .

Тригонометрическое уравнение (20) решается обычно методом итерации и не вызывает затруднений.

После определения величины  $\varphi_1$ , из формулы (7) находят  $\rho$  и затем по уравнению (17) вычисляют исходное эквивалентное напряжение в среднем сечении полотна СПР  $\sigma_0^{эк}$  и сопоставляют его с допускаемым напряжением  $[\sigma]$ .

Напряжение в крайнем расчетном сечении полотна СПР при  $X = 0$  (см. Рис.1) определяется величиной напряжений в корневом расчетном сечении полки (при  $y = 0$ ).

Напряженное состояние полок СПР определяется приложенной к ним нагрузкой и их геометрическими размерами. На Рис.2 изображена рабочая часть полки, непосредственно примыкающая к устройству для шарнирного соединения СПР со смежной с нею деталью конструкции.

В граничных сечениях  $B_1$  и  $C_1$  корневых частей полок рессоры (см. Рис.1), примыкающих к ее полотну, действуют (без учета момента трения в шарнире) следующие силовые факторы, Рис.2:

- изгибающий момент

$$M_{uk} = Pl \cos\varphi_1; \quad (21)$$

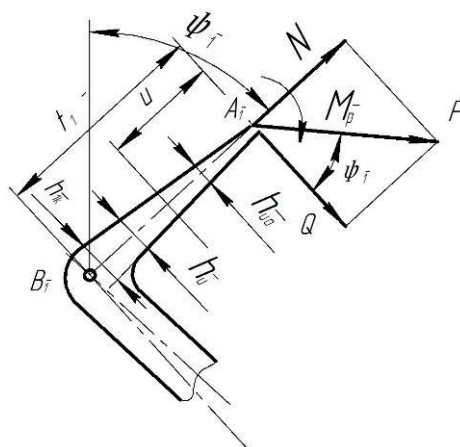


Рис.2. Расчетная схема полки рессоры  
Fig. 2. Calculation scheme of spring shelf

- нормальная сила

$$N_{uk} = P \sin\varphi_1; \quad (22)$$

- поперечная сила

$$Q_{uk} = P \cos\varphi_1. \quad (23)$$

В наиболее удаленных от нейтральной оси волокнах в расчетных сечениях  $B_1$  и  $C_1$  корневых участков полок рессоры возникают напряжения:

- от изгиба

$$\sigma_M = \frac{6Pl \cos\varphi_1}{bh_{uk}^2}; \quad (24)$$

- от растяжения

$$\sigma_N = \frac{P \sin\varphi_1}{bh_{uk}}. \quad (25)$$

Наибольшее касательное напряжение

$$\tau = 1,5 \frac{P \cos\varphi_1}{bh_{uk}} \quad (26)$$

возникает на нейтральной оси сечения, но при этом напряжение от изгиба  $\sigma_M = 0$ .

Наибольшее суммарное нормальное напряжение

$$\sigma_{uk} = \frac{P}{bh_{uk}} = \left( \frac{6l}{h_{uk}} \cos \varphi_1 + \sin \varphi_1 \right), \quad (2.27)$$

где  $h_{uk}$  – высота крайнего расчетного сечения полки.

Поскольку в крайнем расчетном сечении полотна СПР ( $x=0$ ), расположенном в рассматриваемом случае под прямым углом к корневому расчетному сечению полки, нормальная сила  $N_1 = P \cos \varphi_1$ , а поперечная сила  $Q = P \sin \varphi_1$ , то эквивалентное напряжение в крайних волокнах этого сечения, имеющего высоту  $h$ , определяется по формуле

$$\sigma_1^{эк} = \frac{P \cos \varphi_1}{bh_1} \left( \frac{6l}{h_1} + 1 \right) \leq [\sigma]. \quad (29)$$

В крайних волокнах некоторого сечения, расположенного под углом  $\varphi$  к плоскости симметрии рессоры (см. Рис.1) возникают напряжения

$$\sigma_{M\varphi} = \pm \frac{6P[l \cos \varphi_1 + \rho(\cos \varphi - \cos \varphi_1)]}{bh^2}; \quad (30)$$

$$\sigma_{N\varphi} = \pm \frac{P \cos \varphi}{bh}. \quad (31)$$

Прочность рессоры в этом сечении проверяется по формуле

$$\sigma_{\varphi}^{эк} = \frac{P}{bh} \left\{ \frac{6[l \cos \varphi_1 + \rho(\cos \varphi - \cos \varphi_1)]}{h} + \right. \left. + \cos \varphi \right\}. \quad (32)$$

Очевидно, что закон изменения  $h = h(\varphi)$  должен быть при этом известен.

Продольная деформация СПР является удвоенной суммой трех перемещений точек  $A$  и  $D$  ее шарниров вдоль линии действия внешней силы и вызванной ею реакции:

- перемещения от поворота полки,  $\delta_1$ ,
- перемещения от прогиба полки,  $\delta_2$  и
- перемещения  $\delta_3$  за счет уменьшения длины хорды по сравнению с начальным пролетом  $BC = 2L$ .

$$\delta_1 = l \sin \varphi_1. \quad (33)$$

Перемещение  $\delta_2$  зависит от закона изменения высоты сечений полки и кривизны ее нейтральной линии. Если нейтральная линия полки прямая или близка к прямой, а высота сечений полки изменяется по параболическому закону, как у балки равного сопротивления изгибу, то, согласно [10], (Рис.3)

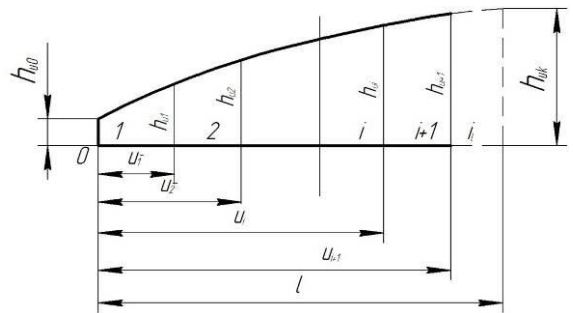


Рис.3. Профиль полки «равного сопротивления»

Fig. 3. Profile of the "equal resistance" shelf

$$\delta_2 = \frac{2Pl^3 \cos^2 \varphi_1}{3EI_{uk}}; \quad (34)$$

$$\delta_3 = L - \rho \sin \varphi_1 = L \left( 1 - \frac{\sin \varphi_1}{\varphi_1} \right). \quad (35)$$

Суммарная продольная деформация СПР

$$\Delta = 2(\delta_1 + \delta_2 + \delta_3). \quad (36)$$

Поперечный прогиб СПР

$$f = \rho(1 - \cos \varphi_1), \quad (37)$$

или



$$f = \frac{L}{\varphi_1} (1 - \cos \varphi_1). \quad (38)$$

### Напряженное состояние криволинейных участков СПР

Уравнения, выведенные выше, позволяют выполнить расчет на прочность участков рессоры, нейтральная ось которых в ненагруженном состоянии прямая. Однако, наряду с такими участками, в СПР обычно имеются участки, нейтральная линия которых и в первоначальном состоянии имеет большую или меньшую кривизну. Это – участки перехода от полок к полотну или участки, занимающие всю протяженность полок, если последние специально выполнены криволинейными.

Если кривизна таких участков велика, то их расчет следует выполнять с учетом особенностей изменения напряженного состояния в кривых брусках [11].

Напряженное состояние криволинейного участка СПР, на протяжении которого высота сечения  $h$  остается постоянной, может быть определено по известным формулам (2), выведенным для случая чистого изгиба с корректировкой на влияние нормальной силы  $N$  и поперечной силы  $Q$ , действующих в каждом сечении участка.

В таком участке (Рис.4) нейтральный слой (н.с.) концентрично смещается к оси кривизны относительно слоя, проходящего через центры тяжести сечений, на радиальное расстояние

$$e \approx \frac{h^2}{12R} \left[ 1 + \frac{4}{15} \left( \frac{h}{2R} \right)^2 \right], \quad (39)$$

где  $R$  – радиус линии центров тяжести сечений.

Абсолютные величины нормальных напряжений изгиба в крайних волокнах сечений определяются по формулам:

на внутренней поверхности участка

$$\sigma_1 = \frac{Mh_1}{FeR_1}; \quad (40)$$

на наружной поверхности участка

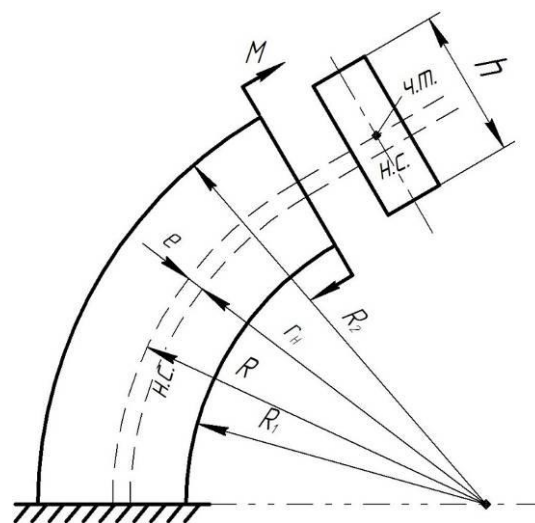


Рис.4. Расчетная схема криволинейного участка рессоры

Fig. 4. Calculation scheme of the curved spring section

$$\sigma_2 = \frac{Mh_2}{FeR_2}. \quad (41)$$

Здесь  $M$  – изгибающий момент в рассматриваемом сечении участка;  $F$  – площадь поперечного сечения,

$$h_1 = \frac{h}{2} - e; \quad h_2 = \frac{h}{2} + e;$$

$$R_1 = R - \frac{h}{2}; \quad R_2 = R + \frac{h}{2}.$$

Если в сечении криволинейного участка СПР кроме изгибающего момента действует и нормальная сила, то при определении напряженного состояния этого участка учитывают напряжения от обоих этих силовых факторов [11]. Касательные напряжения в реальных СПР обычно не оказывают заметного влияния на прочность, и их, как правило, не определяют.

Разница в напряжениях, вычисленных по формулам (40) и (41), по сравнению с напряжениями, определенными по формулам, применяемым для расчета балок с прямой осью, обычно составляет:

при  $\frac{h}{R} \leq \frac{1}{15}$  – 2% ; при  $\frac{h}{R} \leq \frac{1}{10}$  – 3% ;

при  $\frac{h}{R} \leq \frac{1}{5}$  – 7%.

Поэтому для участков малой кривизны

$$\sigma_{\text{эк}_{\text{max}}} = \frac{M}{W} + \frac{N}{F} \leq [\sigma], \quad (42)$$

где  $W = \frac{bh^2}{\sigma}$ .

Для участков большой кривизны

$$\sigma_{\text{эк}_{\text{max}}} = \sigma_{1,2} + \frac{N}{F} \leq [\sigma]. \quad (43)$$

Здесь  $\sigma_{1,2}$  вычисляется по формуле (40) или (41) в зависимости от того, какое из вычисленных значений приводит к наибольшему эквивалентным напряжениям.

### Обоснование выбора допускаемых напряжений

При проектировочном, а также при проверочном расчете СПР на прочность, наибольшие эквивалентные напряжения, определенные в наиболее опасных сечениях рессоры, должны быть сопоставлены с напряжениями, допускаемыми для данного расчетного режима.

Обычно подлежат выбору допускаемые напряжения для двух случаев нагружения рессоры:

- при испытании на максимальную статическую нагрузку и
- при многократном динамическом нагружении.

1. Допускаемое напряжение при двукратном статическом испытании на максимальную нагрузку может быть выбрано на основании рекомендации И.Г.Пархиловского [10]: "Для того, чтобы уменьшить динамические нагрузки, передающиеся на узлы автомобиля в условиях эксплуатации, и уменьшить вес рессоры, выбирают ее статические и динамические деформации настолько большими, насколько это допуска-

ется пределом упругости материала рессоры".

Предел упругости материала обычно ГОСТом не регламентируется. В ГОСТ 14959-69 на сталь рессорно-пружинную регламентированы лишь величины предела прочности  $\sigma_6$  и предела текучести  $\sigma_t$ .

Условным пределом упругости Г.С.Писаренко [11] называет "наименьшее напряжение, при котором остаточная деформация достигает заданной величины (обычно 0,001...0,05%) от измеряемой длины образца".

Для рессорно-пружинных сталей предел упругости обычно превышает предел пропорциональности  $\sigma_{\text{пр}}$ , который, по данным Г.С.Писаренко, составляет для высокоуглеродистых сталей 80...85% от  $\sigma_t$ . Поэтому, учитывая эпизодичность (обычно двукратность) нагружения при испытании рессоры на максимальную нагрузку, можно принять  $[\sigma]_{\text{max}} = \sigma_{\text{уп}} = (0,9...0,93)\sigma_t$ .

2. При многократном (циклическом) динамическом нагружении в условиях эксплуатации изменение знака напряжения в рессоре возможно только при вертикальных ускорениях, превышающих что встречается редко. Следовательно, знакопеременная циклическая нагрузка не может рассматриваться как рабочий режим для рессоры при расчете ее на усталость.

Предельным режимом со знакопостоянной циклической нагрузкой является пульсирующий режим, при котором напряжения меняются от  $\sigma_{\text{max}_0}$  до нуля  $\sigma_{\text{max}_0} = 0$ . При этом коэффициент асимметрии цикла

$$r = \frac{\sigma_{\text{min}_0}}{\sigma_{\text{max}_0}} = 0. \quad (44)$$

По данным Писаренко [2, С.589], условный предел усталости для стали при изгибе при симметричном цикле:

$$\sigma_{-1}^4 = 0,40\sigma_6. \quad (45)$$



Предельное напряжение при асимметричном цикле [2, С.603]:

$$\sigma_{\max_0} = \sigma_{-1}^u + (1 - \psi_\sigma) \sigma_{c_0}, \quad (46)$$

где коэффициент  $\psi_\sigma$  зависит от прочности стали и может быть взят из Табл.1.

Среднее напряжение пульсирующего цикла:

$$\sigma_{c_0} = \frac{\sigma_{\max_0} + \sigma_{\min_0}}{2} = 0,5 \sigma_{\max_0}. \quad (47)$$

Таблица 1

**Значения коэффициента  $\psi_\sigma$**

$\sigma_6$ , МПа	700...100	1000...120	1200...140
a	0	0	0
$\psi_\sigma$	0,10	0,20	0,25

В частности, для стали 60С2А:

$$\sigma_{-1}^u = 0,4 \cdot 1600 = 640 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\max} = 640 + (1 - 0,25) \times 0,5 \sigma_{\max_0};$$

$$\sigma_{\max_0} = \frac{640}{0,625} = 1020 \text{ МПа}.$$

Если реальный цикл нагружения рессоры имеет коэффициент асимметрии  $r > 0$ , то  $\sigma_{\max_r} > \sigma_{\max_0}$ .

Фактическая величина  $r$  подлежит экспериментальному определению [12].

Допускаемое нормальное напряжение в рессоре при циклическом нагружении:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\max}}{n_\sigma}, \quad (48)$$

где запас прочности  $n_\sigma$ , по рекомендациям Г.С.Писаренко, при достаточной однородности материала и высоком качестве тех-

нологических процессов может быть принят равным 1,3...1,4 [13].

В частности, для стали 60С2А, при  $[\sigma] = [\sigma_0]$ , где  $[\sigma_0] = \frac{\sigma_{\max_0}}{1,3}$ , будет

$$[\sigma] = [\sigma_0] = \frac{1020}{1,3} = 785 \text{ МПа}.$$

В условиях эксплуатации автомобиля при  $r > 0$  и выбранном допускаемом напряжении, запас усталостной прочности рессоры  $n_{\sigma_r} > 1,3$ .

ЛИТЕРАТУРА

1. **Сукач М.К., 2017.** Обоснование принципов совершенствования упругих устройств. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, Вип.91, 28-35.
2. **Замиттер М.Н., 1985.** Пластинчатая рессора Замиттера и амортизационная подвеска. Киев, Внешторгиздат.
3. **Сукач М.К., Гичак В.Г., 2007.** Автомобільна підвіска транспортного засобу із застосуванням пластинчастої ресори. 4 ВСНК Молодь, освіта, наука, духовність. Київ, Ун-т Україна.
4. **Авторское свидетельство 1004685 СССР, 1983.** Пластинчатая рессора Замиттера. Оpubл. 15.03.1983, БИ 10, 3.
5. **Авторское свидетельство 1040244 СССР, 1983.** Пластинчатая рессора М.Н.Замиттера. Оpubл. 07.09.1983, БИ 33, 2.
6. **Вахламов В.К., 2006.** Автомобили. Конструкция и элементы расчета. Москва, Академия, 569.
7. **Резник Л.Г., Ромалис Г.М., Чарков С.Т., 1989.** Эффективность использования автомобилей в различных условиях эксплуатации. Москва, Транспорт, 223.
8. **Лудченко О.А., Лудченко Я.О., 2014.** Технічна експлуатаційна і обслуговування автомобілів. Організація, планування і управління: підручник. У 4 кн., Кн.2. Київ, Вища школа, 446.
9. **Сукач М.К., Катеринчук О.В., 2008.** Пластинчатая ресора та амортизаційна підвіска з її використанням. 5 ВСНК Молодь, освіта, наука, духовність. Київ, Ун-т Україна.

10. **Пархиловский И.Г., 1978.** Автомобильные листовые рессоры. Теория, расчет, испытания. Москва, Машгиз, 232.
11. **Писаренко Г.С., Агеев В.А., Квитка А.А. и др., 1979.** Сопротивление материалов: учебник. Киев, Вища школа, 696.
12. **Сукач М.К., 2017.** Пружна підвіска транспортних засобів. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, Вип.90, 73-78.
13. **Сукач М.К., 2018.** Обоснование принципов усовершенствования упругих устройств. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, Вип.91, 28-35.
10. **Parhilovsky I.G., 1978.** Automobile sheet springs. Theory, calculation, tests. Moscow, Mashgiz, 232 (in Russian).
11. **Pisarenko G.S., Ageev V.A., Kvitka A.A. and others., 1979.** Resistance of materials: a textbook. Kyiv, Vischa shkola Publ., 696 (in Russian).
12. **Sukach M.K., 2017.** Elastic devices of vehicles. Girnychi, budivel'ni, dorozhni ta melioratyvni mashyny, Iss.90, 73-78 (in Ukrainian).
13. **Sukach M.K., 2018.** Justification of principles for the improvement of elastic devices. Girnychi, budivel'ni, dorozhni ta melioratyvni mashyny, Iss.91, 28-35 (in Russian).

REFERENCE

1. **Sukach M.K., 2017.** Justification of the principles of improvement elastic devices. Girnychi, budivel'ni, dorozhni ta melioratyvni mashyny, Iss.91, 28-35 (in Russian).
2. **Zamitter M.N., 1985.** Platinchataja resorsa Zamittera i amortizacionnaja podveska. Kyiv, Vneshtorgizdat (in Russian).
3. **Sukach M.K., Gichak V.G., 2007.** Automobile suspension of a vehicle with the use of a lamellar spring. 4 VSNC Youth, education, science, spirituality. Kiev, University Ukraine (in Ukrainian).
4. **Copyright certificate 1004685 USSR, 1983.** Plate-shapes springs of Zamitter. Published on 03.15.1983, Bulletin of Inventions 10, 3.
5. **Copyright certificate 1040244 USSR, 1983.** Plate-shapes springs of M.N.Zamitter. Published on 09.07.1983, Bulletin of Inventions 33, 2.
6. **Vakhlamov V.K., 2006.** Automobiles. Constraint and elements of calculation. Moscow, Academy, 569 (in Russian).
7. **Reznik L.G., Romalis G.M., Charkov S.T., 1989.** Efficiency of using cars in various operating conditions. Moscow, Transport, 223 (in Russian).
8. **Ludchenko O.A., Ludchenko Ya.O., 2014.** Technical maintenance and maintenance of automobiles. Organization, planning and management: textbook. 4 books, Book 2. Kyiv, Higher school, 446 (in Ukrainian).
9. **Sukach M.K., Katerinchuk O.V., 2008.** Plate-shapes spring and shock absorber suspension with its use. 5 VSNK Youth, education, science, spirituality. Kiev, University Ukraine (in Ukrainian).

**The theoretical basis for calculating the bracketed leaf springs**

*Mykhailo Sukach*

**Abstract.** Given the theoretical basis for calculating the strength of the clamp plate spring. It is an elastic plate, the ends of which are deflected from its middle part in the same direction and made in the form of consoles equipped with devices for pivotal attachment. The middle part of the plate is parallel to the line of action of the load. The plate is made with a variable length section, with in each section the axis, relative to which the moment of inertia of the section is maximum, is perpendicular to the plane of the spring bend. The patented spring is designed as a "beam of equal resistance."

The given calculation schemes and the basic equations of the stressed state of a clamp-shaped lamellar spring are not caused by any particular form of its cross section. The stress state of a clamp-shaped lamellar spring of rectangular cross-section with a straight neutral axis in an unloaded condition is considered. The method of design and calibration calculations is given for different profiles of its cross section. The calculation refers to the middle part of the spring and the shelves immediately adjacent to the elastic device for the articulated spring connection with the adjacent construction part.

The case is considered in which the neutral spring line in the original state has a greater or lesser curvature. These are sections of transition from shelves to linen or areas that occupy the entire length of the shelves, if the latter are specially made curvilinear. Since the curvature of such sections is large, their calculation will be performed

taking into account the peculiarities of the change in the stress state in the bars.

Recommendations are given for the choice of allowable stresses in the design and testing of the clamp plate spring for strength and the largest equivalent stresses defined in the most dangerous sections of the device. They must be compared with the stresses allowed for this design mode. In this case, cases of double static tests for maximum load and multiple (cyclic) dynamic loading are considered when the sign of the voltage in the spring changes.

**Keywords:** bracketed leaf spring, stressed state, elastic plate, bending moment, curvilinear section, shelves.