

УДК 624.132.1

## Обоснование принципов усовершенствования упругих устройств

Михаил Сукач

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

Получено 07.03.2018; принято 10.04.2018  
DOI: 10.26884/gbdmm1891.0301

**Аннотация.** Амортизационные подвески занимают в балансе масс современных транспортных средств весьма значительную долю, составляющую от 8 до 12 % общей снаряженной массы. Их надежность и долговечность определяют эксплуатационную надежность и эффективность использования транспортного средства, а упругие характеристики подвесок существенно влияют на комфортность использования средства передвижения и допустимые по дорожным условиям скорости движения.

Все это особенно важно для автомобилей, независимо от их типа. Большинство современных грузовых автомобилей использует в своих амортизационных подвесках упругие устройства, выполненные в виде пакетов многолистовых рессор. Такие рессоры весьма материалоемкие и трудоемкие в изготовлении.

Большие возможности в снижении материалоемкости амортизационных подвесок, уменьшений трудоемкости их изготовления и особенно сборки открывает применение нового типа упругих устройств – скобовидных пластинчатых рессор (СПР), предложенных в Киевском национальном университете строительства и архитектуры.

Целью настоящей работы является исследование возможности усовершенствования эластичной подвески кабины автомобиля путем применения скобовидных пластинчатых рессор. Задача исследования – разработка рекомендаций по усовершенствованию этой подвески и экспериментальная проверка возможности реализации сформулированных рекомендаций.

Обоснованы преимущества применения нового вида упругой подвески, которые заключаются в наиболее полном использовании несущей

способности материала, конструктивной простоте и наименьшей массе.

Этим условиям отвечает запатентованная скобовидная пластинчатая рессора, сконструированная как балка равного сопротивления. Преимущества заключаются в том, что в каждом рабочем сечении изгиб происходит в плоскости ее наибольшей жесткости, деформация вдоль линии действия внешней силы достаточна для поглощения заданной энергии, а максимальное эквивалентное напряжение в каждом рабочем сечении равно или близко к допусковому.

**Ключевые слова:** амортизационная подвеска, транспортные средства, упругие устройства, рессора, материалоемкость, деформация.

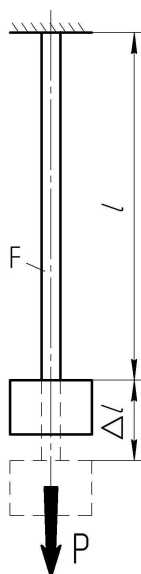
Подвеска автомобиля состоит, как известно [1, 2], из трех устройств: упругого, направляющего и гасящего. Эти устройства могут быть как независимыми, так и конструктивно объединенными.

Упругое устройство служит для уменьшения динамических нагрузок, передаваемых на раму или кузов автомобиля при наезде колеса на неровность дороги.

При этом работа инерционных сил на вызванных ими перемещениях оси колеса или балки моста должна преобразовываться в потенциальную энергию внутренних деформаций упругого устройства и затем вновь переходить в кинетическую энергию как неподдресоренных, так и поддресоренных масс, частично рассеиваясь за счет внутреннего трения в самом упругом устройстве.

ройстве, а также за счет внешнего трения в гасящем устройстве.

Физическая сущность явлений, происходящих при таком переходе энергии, может быть пояснена на простом примере (Рис.1).



**Рис.1.** Деформация стержня под динамической нагрузкой

**Fig. 1.** The deformation of the rod under dynamic load

Пусть к невесомому стержню сечением  $F$  и длиной  $l$  подвешен некоторый груз, создающий динамическую растягиваемую нагрузку  $P$ . Под действием этой динамической нагрузки стержень удлинится на величину  $\Delta l$  по сравнению с ненагруженным состоянием. Полагая, что динамическое нагружение силой  $P$  можно рассматривать как статическое, что вполне допустимо при скоростях нарастания нагрузки, характерных для автомобилей, найдем, что полная работа  $A$ , совершенная силой  $P$ , может быть выражена формулой

$$A = \frac{P \cdot \Delta l}{2}. \quad (1)$$

Эта работа перейдет в потенциальную энергию упруго растянутого стержня  $V$ , то есть

$$A = V \quad (2)$$

С другой стороны, при одноосном напряженном состоянии

$$U = \int_0^z \int_F u dF dl, \quad (3)$$

где

$$u = \frac{\sigma^2}{2E}. \quad (4)$$

Здесь  $u$  – удельная потенциальная энергия деформаций [3];  $\sigma$  – нормальное напряжение растяжения в некоторой точке текущего сечения  $F$ , вызванное силой  $P$ ;  $E$  – модуль упругости 1 рода материала стержня.

Для стержня постоянного сечения с равномерным распределением напряжений по сечению

$$V = u F l. \quad (5)$$

При заданных размерах стержня потенциальная энергия деформаций достигнет максимума при условии

$$\sigma = [\sigma] = \text{const}, \quad (6)$$

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

$$V_{\max} = \frac{[\sigma]^2}{2E} F l. \quad (7)$$

Следовательно, наибольшая работа, запасаемая в материале рассматриваемого упругого устройства

$$A_{\max} = V_{\max}. \quad (8)$$

Подставляя выражения  $A_{\max}$  и  $V_{\max}$  из (1) и (7), получим

$$\frac{P \Delta l_{\max}}{2} = \frac{[\sigma]^2 F l}{2E}. \quad (9)$$

или, учитывая, что

$$\frac{P}{F} = [\sigma], \quad (10)$$

найдем, что наибольшее относительное удлинение составит

$$\varepsilon_{\max} = \frac{\Delta l_{\max}}{l} = \frac{[\sigma]}{E}. \quad (11)$$

Для стального стержня величина, стоящая в левой части равенства (11), весьма мала.

Если, например,  $[\sigma] = 1300$  МПа, а  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа, то

$$\varepsilon_{\max} = \frac{\Delta l_{\max}}{l} = \frac{1300}{2,1 \cdot 10^5} \approx 0,0062.$$

Величина необходимой упругой деформации определяется конкретными условиями применения упругого устройства [4, 5].

Например, для упругой подвески кабины автомобиля КамАЗ, жесткость которой  $C \approx 910$  Н/см и максимальная (контрольная) нагрузка  $P_{\max} = 4000$  Н, наибольший (контрольный) прогиб

$$\Delta l_{\max} = \frac{P_{\max}}{C} = 4000 / 910 \approx 4,4 \text{ см.}$$

В случае использования в этой подвеске упругого устройства по Рис.1, потребная длина стержня должна была бы составить

$$l = \frac{\Delta l_{\max}}{\varepsilon_{\max}} = \frac{4,4}{0,0062} = 710 \text{ см,}$$

а его сечение

$$F = \frac{P_{\max}}{[\sigma]} = \frac{4000}{1300} = 0,0308 \text{ см}^2.$$

Если стержень имеет круглое сечение, например, выполнен из проволоки, то ее диаметр должен быть равен 1,98 мм. Масса такого упругого устройства

$$m = 710 \times 0,0308 \times 0,00785 = 0,172 \text{ кг.}$$

Из этого примера можно сделать вывод, что, несмотря на весьма малую массу, почти в 13 раз меньшую, чем масса серийной 6-листовой рессоры 5320-5001080, такое упругое устройство неприменимо для дан-

ного конкретного случая вследствие своей не конструктивности.

Следовательно, выполнение упругого устройства, обладающего наибольшей удельной потенциальной энергией деформаций, еще не всегда обеспечивает возможность его практической реализаций.

По этой причине в конструкциях подвесок современных автомобилей широкое применение нашли листовые полуэллиптические рессоры, которые не только способны обеспечивать большие прогибы, но и удачно совмещают функции упругого устройства с функциями направляющего устройства. Они обладают также и значительным межлистовым трением, способствующим эффективному гашению колебаний подвески.

Однако существенными недостатками многолистных рессор являются их относительно большая масса и трудоемкость изготовления.

Следовательно, актуальной является задача отыскания наиболее рациональных форм упругих устройств, в частности рессор, обеспечивающих их достаточную податливость при наиболее полном использовании несущей способности материала, конструктивной простоте и наименьшей массе [6, 7].

Весовое совершенство рессоры тем выше, чем больше отношение запасаемой ею работы деформации к собственной массе.

Известно, что при упругой деформации тела во всех деформируемых элементах развиваются внутренние силы – силы упругого сопротивления. Суммарная работа внутренних сил (сил упругости) для тела, поперечные размеры которого существенно меньше продольных (бруса), может быть выражена по абсолютной величине следующей формулой

$$V = \int_s \frac{M_y^2 dS}{2EI_y} + \int_s \frac{M_z^2 dS}{2EI_z} + \int_s \frac{M_{кр}^2 dS}{2EI_{кр}} + \int_s \frac{N^2 dS}{2EF} + \int_s K_y \frac{Q_y^2 dS}{2GF} + \int_s \frac{Q_z^2 dS}{2GF} K_z. \quad (12)$$

Здесь  $M_y$  и  $M_z$  – изгибающие моменты относительно главных центральных осей

$Y$  и  $Z$ , проведенных в плоскости поперечного сечения тела (Рис.2):

$I_y$  и  $I_z$  – моменты инерции сечения тела относительно тех же осей;

$E$  и  $G$  – модули упругости I и II рода материала тела;

$F$  – площадь поперечного сечения тела;

$M_{кр}$  – крутящий момент, действующий в этом сечении;

$I_k$  – полярный момент инерции сечения тела;

$N$  – нормальная сила, действующая в сечении;

$Q_y$  и  $Q_z$  – поперечные силы, действующие в сечении вдоль осей  $Y$  и  $Z$ ;

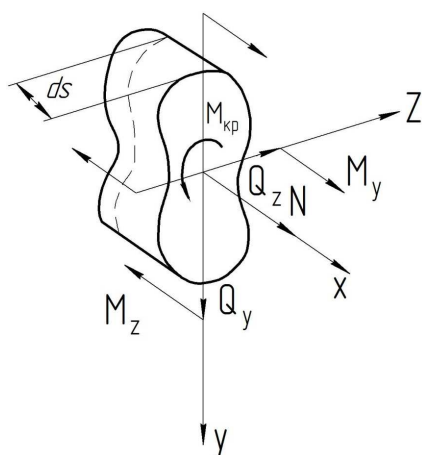
$K_y$  и  $K_z$  – коэффициенты, зависящие от формы поперечного сечения тела;

для прямоугольного сечения  $K_y = K_z = 1,2$ ;

для кругового сечения  $K_y = K_z = \frac{32}{27}$ ;

$dS$  – элементарная длина тела вдоль оси  $X$ , перпендикулярной плоскости поперечного сечения;

$S$  – полная длина тела.



**Рис.2.** Силовые факторы, действующие в сечении деформируемого тела

**Fig. 2.** Force factors acting in the section of the deformed body

Из выражения (12) видно, что суммарная работа внутренних сил  $V$  будет максимальна в случае, когда максимальными будут внешние силы и создаваемые ими мо-

менты, приложенные к деформируемому телу, и минимальными будут площади поперечных сечений этого тела и их моменты инерции.

При упругом деформировании тела статически приложенной нагрузкой суммарная работа внутренних сил равна суммарной работе внешних сил, которая, согласно теореме Клайперона, выражается формулой

$$A = \frac{1}{2} \sum P_i \Delta_i, \quad (13)$$

где  $P_i$  – окончательное значение обобщенной силы;  $\Delta_i$  – окончательное значение соответствующего ей обобщенного перемещения.

Следует отметить, что при скоростях динамических воздействий, характерных для современных транспортных машин, работа внутренних и внешних сил и при динамическом нагружении с достаточной точностью может быть вычислена по формулам (12) и (13).

Из выражения (2) видно, что наибольшая работа внешних сил может быть запасена в теле, для которого величина  $V$  максимальна.

Последнее реализуется в том случае, когда приведенное (эквивалентное) напряжение в каждой точке деформируемого тела достигает допустимого максимума.

Согласно IV теории прочности критерием, которой является максимальная удельная потенциальная энергия формоизменения, эквивалентное напряжение (2)

$$\sigma_{\text{экрВIV}} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}. \quad (14)$$

Здесь  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  и  $\sigma_3$  – главные напряжения, действующие нормально к главным площадкам единичного кубика, выделенного в нагруженном теле.

В частном случае для стержня, испытывающего деформацию изгиба, максимальное эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{экрВIV}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (15)$$

Таким образом, можно сделать вывод, что наиболее совершенной с точки зрения использования несущей способности материала будет такая рессора, в каждой точке которой эквивалентное напряжение будет равно допускаемому напряжению  $[\sigma]$  или наиболее близко к нему.

Если конструкция такой рессоры (рессоры равного сопротивления) будет сравнительно проста и будет допускать восприятие достаточно больших усилий при значительных деформациях, то применение ее в современных транспортных машинах представится весьма перспективным.

Однако следует отметить, что в реальных конструкциях напряжения, особенно при изгибе и кручении, распределяются неравномерно по сечению деталей.

Следовательно, практически осуществимым условием максимизации запасенной работы внешних сил будет условие максимальности наибольших эквивалентных напряжений в каждом сечении рессоры.

Итак, можно сформулировать условия оптимизации конструкции рессоры.

1. Рессора должна обеспечивать амортизацию заданной динамической нагрузки на заданном перемещении, имея при этом минимальную массу и геометрические размеры, соответствующие условиям размещения ее в пространстве, предоставляемом конструктивной компоновкой устройства, для которого рессора предназначена.

2. Упругая характеристика рессоры должна соответствовать условиям наилучшей эксплуатации устройства, содержащего рессору.

3. Рессора должна обладать высокой эксплуатационной надежностью, быть проста в изготовлении и сборке и, по возможности, дешева.

Конструктивные варианты реализации сформулированных выше трех положений могут быть весьма разнообразны.

В частности, само по себе условие максимальности наибольших эквивалентных напряжений в каждом сечении рессоры еще не является гарантией обеспечения минимальной массы упругого устройства. Известно, например, что у двух консольных балок прямоугольного сечения (Рис. 3),

имеющих одинаковую длину  $l$ , одинаковую нагрузку  $P$  и одинаковые напряжения  $\sigma_{\max}$  в заделке, масса будет обратно пропорциональна высоте сечения  $h$ .

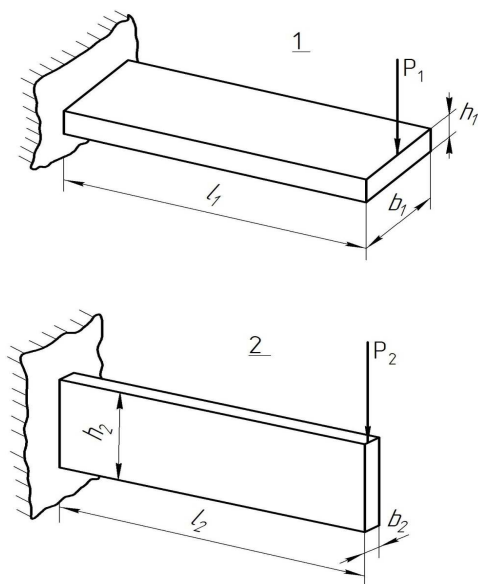


Рис. 3. Сопоставляемые консольные балки

Fig. 3. Comparable cantilever beams

Действительно, присвоив индекс 1 к параметрам и величинам, относящимся к балке с меньшей высотой сечения, а индекс 2 – балке с большей высотой сечения, найдем

$$\sigma_{1\max} = \frac{\sigma P_1 l_1}{B_1 h_1^2}; \quad (16)$$

$$\sigma_{2\max} = \frac{\sigma P_2 l_2}{B_2 h_2^2};$$

При

$$P_1 = P_2; \quad l_1 = l_2; \quad \sigma_{1\max} = \sigma_{2\max}; \quad (17)$$

$$\frac{B_1}{B_2} = \frac{h_2^2}{h_1^2}; \quad (18)$$

$$m_1 = B_1 h_1 l_1 \gamma; \quad m_2 = B_2 h_2 l_2 \gamma, \quad (19)$$

где  $m_1$  и  $m_2$  – массы балок “1” и “2”;  $\gamma$  – массовая плотность материала балок.

Учитывая условия (17) и (18), найдем

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{h_2}{h_1}. \quad (20)$$

Прогиб на концах балок:

$$f_1 = \frac{4P_1 l_1^3}{EB_1 h_1^3}; \quad f_2 = \frac{4P_2 l_2^3}{EB_2 h_2^3}. \quad (21)$$

Учитывая условия (21), получим

$$\frac{f_1}{f_2} = \frac{h_2}{h_1}. \quad (22)$$

Эти соотношения показывают: там, где требуется воспринимать силу  $P$  при большой податливости упругого устройства, например, при амортизации динамической нагрузки, предпочтительнее применять устройство по рис. 3, а. То есть рессора, несмотря на существенно большую массу, чем в случае устройства по рис. 3, б может воспринять ту же силу при тех же напряжениях, но не в состоянии поглотить сколь-нибудь существенную энергию внешних динамических нагрузок.

Совмещение специфических достоинств обоих этих устройств в целях создания оптимальной рессоры возможно при следующих условиях:

а) в каждом рабочем сечении изгиб должен происходить в плоскости его наибольшей жесткости;

б) деформация вдоль линии действия внешней силы должна быть достаточной для поглощения заданной энергии;

в) максимальное эквивалентное напряжение в каждом рабочем сечении должно быть равно или близко к допускаемому.

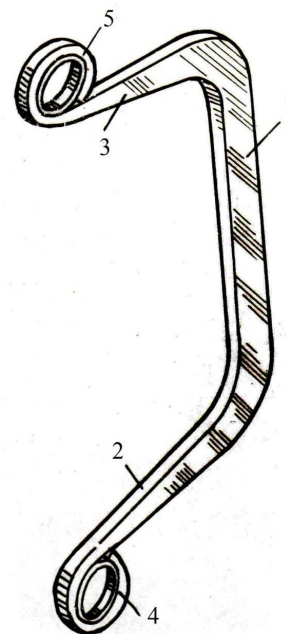
Применительно к эластичной подвеске кабины автомобиля КамАЗ сформулированные выше условия могут быть с достаточной полнотой удовлетворены путем применения новой скобовидной пластинчатой рессоры (СПР), показанной на Рис.4 и характеризующейся следующими особенностями [8, 9].

Эта рессора представляет собой скобовидную пластину, имеющую среднюю часть 1, ось которой прямолинейна (полот-

но) и два крайних консольных участка 2 и 3 (полки), примыкающих к полотну рессоры. На концах полок выполнены устройства, например ушки 4 и 5 для шарнирного присоединения СПР к смежным деталям, от которых на рессору передается внешняя сила  $P$  и уравнивающая ее реакция. Полотно рессоры расположено вдоль линии действия внешней силы. Внешняя сила и уравнивающая ее реакция вызывают в поперечных сечениях полотна нормальные напряжения изгиба и сжатия (растяжения), а в сечениях полок – нормальные напряжения изгиба и растяжения (сжатия) и касательные напряжения сдвига.

Наибольшими являются нормальные напряжения изгиба.

Поперечные сечения полотна и большей доли полок рессоры ориентированы так, что изгиб происходит в плоскости их наибольшей жесткости. При этом изгибающий момент в сечениях полотна почти постоянен (чистый изгиб), если не учитывать влияния упругого искривления полотна при изгибе на величину плеча момента.



**Рис. 4.** Скобовидная пластинчатая рессора: 1 – полотно рессоры; 2 и 3 – полки рессоры; 4 и 5 – ушки

**Fig. 4.** Bracket-shaped leaf spring: 1 – leaf from the spring; 2 and 3 – shelves from the spring; 4 and 5 – ears

Такая конструкция СПР позволяет реализовать те принципы оптимизации рессоры, которые были обоснованы и сформулированы выше [10].

Регламентированная переменность сечений, как по длине полотна, так, и по длине полка позволяет практически полностью использовать несущую способность материала рессоры, доводя величину максимальных эквивалентных напряжений в каждом сечении до наибольшего допустимого предела. Таким образом, скобовидная пластинчатая рессора работает почти как идеальный брус равного сопротивления изгибу. Требуемая податливость рессоры обеспечивается надлежащим выбором, как длины полотна, так и длин полка. Последние не только трансформируют относительно небольшую угловую деформацию крайних сечений полотна в значительную продольную деформацию рессоры вдоль линии действия внешней силы, выражающуюся в относительном взаимном смещении точек приложения внешней силы и уравновешивающей ее реакции, равном удвоенному произведению угла поворота крайнего сечения полотна (в радианах) на длину полки, суммированному с удвоенным прогибом самой полки и разностью между первоначальным межосевым расстоянием узлов крепления рессоры к смежным деталям и длиной хорды, стягивающей дугу, образованную нейтральной осью полотна рессоры при ее упругой деформации.

Скобовидная пластинчатая рессора (СПР) по Рис.4 имеет существенные достоинства по сравнению с серийной рессорой 5320-5001080, примененной в существующей эластичной задней подвеске кабины автомобиля КамАЗ [11]. Последняя представляет собой четвертную 6-листовую рессору, масса которой 2,18 кг. Две таких рессоры укреплены на кронштейнах, симметрично установленных на раме автомобиля за кабиной. Масса каждого из этих кронштейнов 3,6 кг.

## ВЫВОДЫ

1. Использование скобовидной пластинчатой рессоры в задней подвеске кабины

автомобиля КамАЗ позволяет существенно облегчить и упростить конструкцию этой подвески.

2. Сопоставление этих подвесок показывает, что в случае применения СПР отпадает необходимость в силовых кронштейнах для крепления существующей 6-листовой рессоры. Сама скобовидная пластинчатая рессора оказывается весьма простой по конструкции и не нуждается в трудоемкой сборке.

3. В дальнейшем будут приведены как теоретический, так и инженерный расчеты СПР применительно к обоснованию оптимальной конструкции эластичной подвески кабины автомобиля КамАЗ.

## ЛИТЕРАТУРА

1. **Авторское свидетельство 1004685 СССР, 1983.** Пластинчатая рессора Замиттера. Оpubл. 15.03.1983, БИ 10, 3 с.
2. **Авторское свидетельство 1040244 СССР, 1983.** Пластинчатая рессора М.Н.Замиттера. Оpubл. 07.09.1983, БИ 33, 2.
3. **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.
4. **Замиттер М.Н., 1985.** Пластинчатая рессора Замиттера и амортизационная подвеска. Киев, Внешторгиздат.
5. **Писаренко Г.С., Агеев В.А., Квитка А.А. и др., 1979.** Сопrotивление материалов: учебник. Киев, Вища школа, 696.
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. **Пархиловский И.Г., 1978.** Автомобильные листовые рессоры. Теория, расчет, испытание. Москва, Машгиз, 232.
9. **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.
10. **Сукач М.К., Катеринчук О.В., 2008.** Пластинчатая рессора та амортизаційна підвіска з

її використанням. 5 ВСНК Молодь, освіта, наука, духовність. Київ, Ун-т Україна.

11. **Сукач М.К., 2017.** Пружна підвіска транспортних засобів. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, Вип.90, 73-78.

#### REFERENCES

1. **Copyright certificate 1004685 USSR, 1983.** Plate-shapes springs of Zamitter. Published on 03.15.1983, Bulletin of Inventions 10, 3.
2. **Copyright certificate 1040244 USSR, 1983.** Plate-shapes springs of M.N.Zamitter. Published on 09.07.1983, Bulletin of Inventions 33, 2.
3. **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).
4. **Zamitter M.N., 1985.** Platinchataja resora Zamittera i amortizacionnaja podveska. Kyiv, Vneshtorgizdat Publ. (in Russian).
5. **Pisarenko G.S., Ageev V.A., Kvitka A.A. and others., 1979.** Resistance of materials: a textbook. Kyiv, Vischa shkola Publ., 696 (in Russian).
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. **Parhilovsky I.G., 1978.** Automobile sheet springs. Theory, calculation, tests. Moscow, Mashgiz, 232 (in Russian).
9. **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).
10. **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).
11. **Sukach M.K., 2017.** Elastic suspension of vehicles. Girnychi, budivel'ni, dorozhni ta melioratyvni mashyny, Iss.90, 73-78 (in Ukrainian).

#### Justification of the principles of improvement elastic devices

*Mykhailo Sukach*

**Abstract.** Amortization hanger occupy a very significant proportion in the mass balance of modern vehicles, comprising 8...12% of the total curb weight. Their reliability and durability determine the operational reliability and efficiency of vehicle use, and the elastic characteristics of the hanger significantly affect the comfort of using the vehicle and the road speed conditions that are acceptable for road conditions.

All this is especially important for cars, regardless of their type. Most modern trucks use elastic devices in their hanger cushions, made in the form of packages of multi-sheet springs. Such springs are very material-intensive and labor-intensive in manufacturing.

Great opportunities in reducing the material consumption of amortization pendants, reducing the labor intensity of their manufacture and especially the assembly opens with the use of a new type of elastic devices – the bracket-shaped leaf springs (BLS), proposed at the Kiev National University of Construction and Architecture.

The purpose of this work is to investigate the possibility of improving the elastic hanger of the car's cabin by using clamp-shaped leaf springs. The task of the study is to develop recommendations for improving this hanger and to test experimentally the feasibility of implementing the formulated recommendations.

The advantages of using a new type of elastic suspension are substantiated, which consist in the fullest use of the bearing capacity of the material, constructive simplicity and the smallest mass.

These conditions are met by a patented, bracket-shaped leaf spring, designed as a beam of equal resistance. The advantages lie in the fact that in each working section the bending occurs in the plane of its greatest rigidity, the deformation along the line of action of the external force is sufficient to absorb the given energy, and the maximum equivalent stress in each working section is equal to or close to the allowable one.

**Key words:** amortization hanger, vehicles, elastic devices, spring, material consumption, deformation.