

СОПРОТИВЛЕНИЕ АМОРТИЗАТОРА СЖАТИЮ КАК ФАКТОР ВЛИЯНИЯ НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ЗАТРАТЫ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ПРЕОДОЛЕНИИ ПОРОГОВОГО ПРЕПЯТСТВИЯ

Евтюков С.С.

ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет», Санкт-Петербург, Россия (190005, СПб, ул. 2-я Красноармейская, 4), e-mail:ese-89@yandex.ru

В статье рассматривается один из составляющих факторов энергетических затрат на преодоление автомобилем порогового препятствия (бордюрное ограждение) при определении скорости движения транспортных средств после ДТП на основе закона сохранения энергии. Этот фактор связан с затратами энергии на сжатие амортизатора при контакте колеса с порогом. Исследования выполнены на примере двухтрубных гидравлических амортизаторов семейства ВАЗ 2101...07, на базе испытательного центра Санкт-Петербургского амортизаторного завода «Плаза» с использованием поверенных установленным порядком стендов. По результатам стендовых испытаний амортизатора строились рабочие диаграммы в координатах «ход поршня → усилие сопротивления на отбое (сжатии)», а также характеристики сопротивления амортизатора в координатах « V_{II} - $F_{отб, сж}$ ». По полученным данным характеристик сопротивления определялись энергоёмкости амортизаторов на ходе сжатия. Предложенная методика позволяет проводить аналитическое исследование энергетических затрат на деформацию подвески на ходе сжатия до её пробоа.

Ключевые слова: автомобиль, подвеска автомобиля, кинетическая энергия, амортизатор, жесткость амортизатора.

SHOCK RESISTANCE COMPRESSION AS A FACTOR OF INFLUENCE ON ENERGY COSTS WHEN THE VEHICLE OVERCOMING OBSTACLES THRESHOLD

Evtyukov S.S.

Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, (Vtoraja Krasnoarmejskaja ul. 4, St. Petersburg, 190005, Russia), e-mail:ese-89@yandex.ru

This article discusses one of the component factors of energy consumption to overcome obstacles car threshold (curb- fencing) in determining the speed of vehicles after an accident on the basis of the law of conservation of energy. This factor is associated with the energy compression of the shock absorber wheel contact with the threshold. The studies were performed on the example of twin-tube hydraulic shock absorbers VAZ 2101 ... 07, on the basis of the test center of St. Petersburg factory shock absorber «Plaza» with attorneys established order stands. According to the results of bench tests damper build business chart coordinates «piston stroke → drag force on the rebound (compression)», as well as the characteristics of the shock absorber resistance in coordinates « V_p - $F_{otb,сж}$ ». The data obtained were determined resistance characteristics of energy consumption shocks on the compression stroke. The proposed technique allows for an analytical study on the energy costs of suspension on the compression stroke to its breakdown.

Keywords: car, the car's suspension, the kinetic energy, shock absorber, shock absorber stiffness.

Анализ многочисленных экспертных задач по реконструкции ДТП показывает, что при определении параметров скорости АТС, участвующих в ДТП, расчётным методом, основанным на использовании законов сохранения энергии и количества движения, возникают проблемы с расчётом энергетических затрат на преодоление пороговых препятствий на путях разлёта АТС после столкновения [1]. Наиболее представительным видом порогового препятствия является бордюрное ограждение дороги, имеющее высоту до 200 мм [2].

При его преодолении с большой вероятностью происходит пробой подвески легковых автомобилей. При этом часть кинетической энергии поступательного движения автомобиля тратится на деформацию пружин подвески и преодоление сил сопротивления перемещению штоков амортизаторов на ходе сжатия в пределах динамического хода подвески.

Определение в этом случае энергетических затрат на сжатие пружин может быть проведено по зависимости:

$$\dot{A}_{\text{п}} = \frac{F_{\text{д}} (\Delta_{\text{ст}} + \Delta_{\text{д}}) - F_{\text{ст}} \cdot \Delta_{\text{ст}}}{2}, \quad (1)$$

где: $F_{\text{ст}}$, $F_{\text{д}}$ – усилия сопротивления сжатию пружины при её деформации в пределах статического ($\Delta_{\text{ст}}$) и полного ($\Delta_{\text{ст}} + \Delta_{\text{д}}$) ходов сжатия, Н; $\Delta_{\text{д}}$ – динамический ход сжатия пружины, Н.

При линейной упругой характеристике пружины при известных её жесткости величинах статического и динамического ходов расчёт $A_{\text{п}}$ не вызывает затруднений. Необходимые исходные данные берутся из технической справочной литературы [3].

Энергетические затраты на сжатие амортизатора подобным образом определить невозможно.

Примем известной величину перемещения штока амортизатора $\Delta_{\text{ам}}$, определяемую известным значением динамического хода пружины и кинематикой связи упругих и демпфирующих элементов подвески. В частном случае, при размещении амортизатора соосно с пружиной подвески $\Delta_{\text{ам}}$ равен $\Delta_{\text{д}}$.

Усилие сопротивления амортизатора сжатию $F_{\text{ж}}$, в отличие от пружины, пропорционально не ходу сжатия, а скорости сжатия:

$$F_{\text{ж}} = k_a \cdot V_{\text{п}}^n, \quad (2)$$

где: k_a – коэффициент сопротивления амортизатора, кН·с/м; $V_{\text{п}}^n$ – скорость поршня амортизатора, равная в телескопических амортизаторах скорости перемещения штока, м/с; n – показатель степени, определяемый режимом работы $n \approx 1,0$, а именно в таком режиме работает амортизатор при пробое подвески.

Значение k_a имеется в технической литературе [4]. Значения же скорости $V_{\text{п}}^n$ при рабочем ходе амортизатора изменяются от 0 до V_{msx} с последующим снижением вновь до 0 в точке остановки штока. Учитывая неопределенность закона изменения $V_{\text{п}}$ для различных ходов и скоростей поршня использование зависимости (2) для расчёта затрат энергии на сжатие амортизатора проблематично.

Предлагается такой расчёт проводить на основе подходов, используемых для определения энергоёмкости амортизаторов [5]. При этом по результатам стендовых

испытаний амортизатора строится рабочая диаграмма в координатах «ход поршня $S_{\Pi} \rightarrow$ усилие сопротивления на отбое (сжати) $F_{\text{отб, сж}}$ » при различных заданных скоростях поршня V_{Π} (рис.1а,2а), а также характеристика сопротивления амортизатора в координатах « $V_{\Pi} - F_{\text{отб, сж}}$ » (рис.1б, 2б).

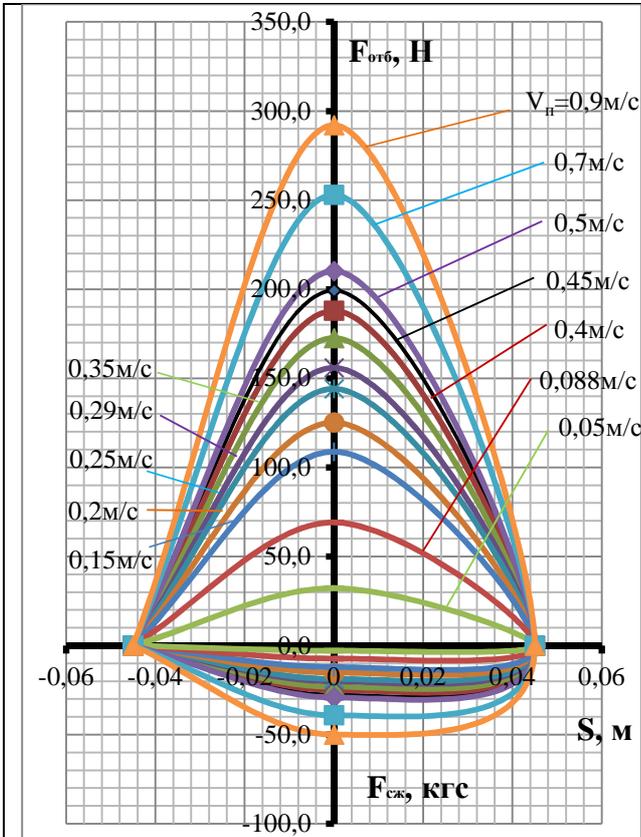


Рис. 1а. Рабочая характеристика двухтрубного переднего гидравлического амортизатора семейства ВАЗ 2101...07

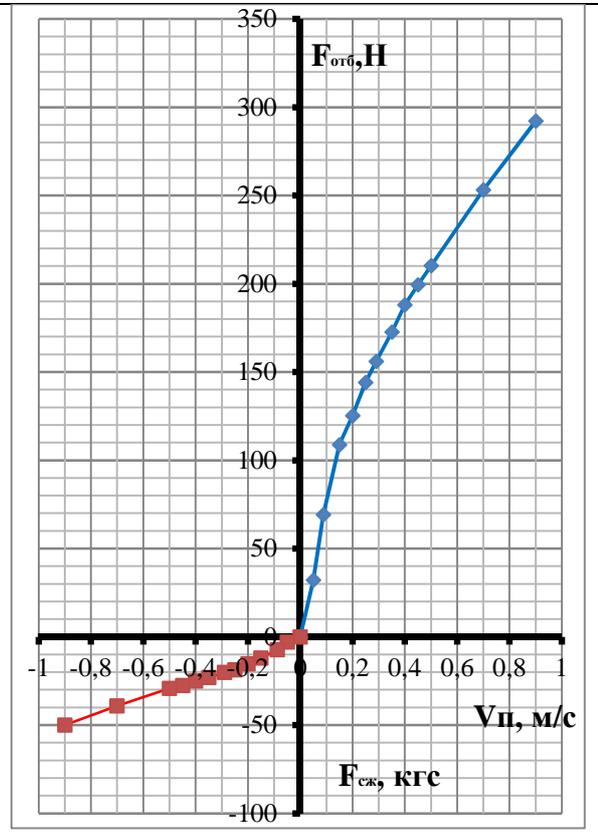


Рис. 1б. Характеристика сопротивления двухтрубного переднего гидравлического амортизатора семейства ВАЗ 2101...07

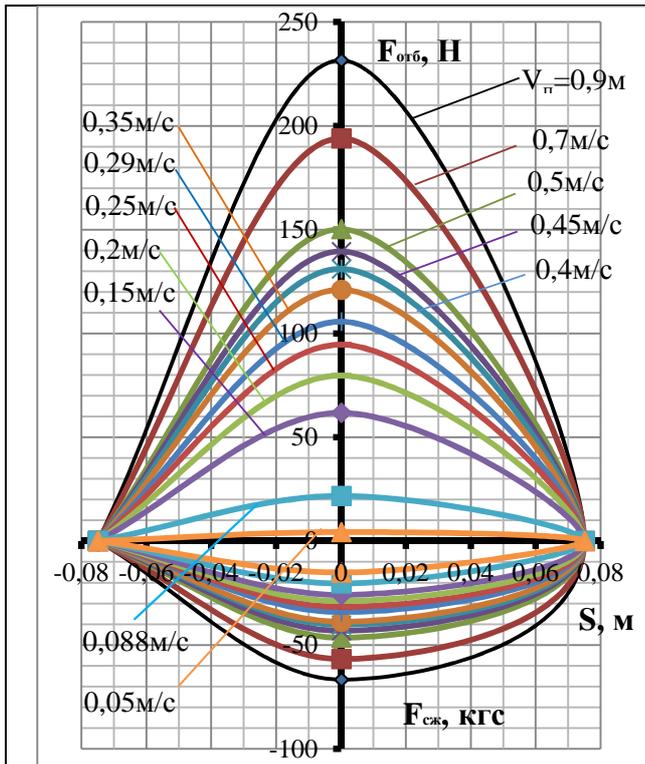


Рис. 2а. Рабочая характеристика двухтрубного заднего гидравлического амортизатора семейства ВА3 2101...07

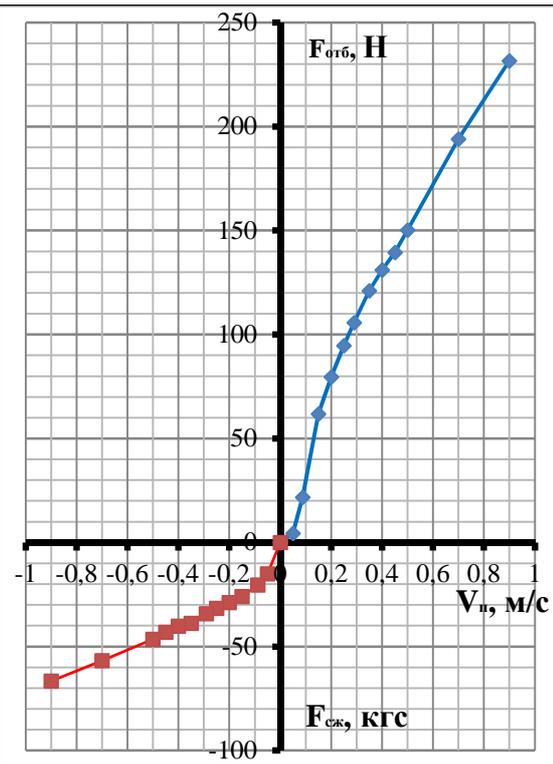


Рис. 2б. Характеристика сопротивления двухтрубного заднего гидравлического амортизатора семейства ВА3 2101...07

Характеристики сопротивления, построенные по экспериментальным данным рабочих диаграмм, используются для определения энергоёмкости амортизаторов $A_{ам}$ на ходе сжатия. Для этого участки характеристик на ходе сжатия и отбоя аппроксимируются прямыми линиями. Это допущение позволяет интегрировать характеристику сопротивления амортизатора за время $0,5T$ площадью фигур, образуемых линией характеристик и осью абсцисс. При этом T – период одного цикла гармонических колебаний поршня амортизатора, с.

Выполняемая амортизатором работа определяется выражением:

$$\dot{A}_{ai} = 0,5 \cdot \dot{O} \cdot (S_{псж} + S_{потб}), \quad (3)$$

где: $S_{сж}$ и $S_{отб}$ – площади фигур характеристики сопротивления на сжатии и отбое соответственно, m^2 (рис.1б).

Значение T определяется из выражения для расчёта максимальной скорости поршня

$$V_{imax} = \pi \cdot S_{п} \cdot \dot{I}, \quad (4)$$

где: $S_{п}$ – ход поршня, м; \dot{I} – частота колебания поршня, Гц.

С учётом $T = \frac{1}{\dot{I}}$ и зависимости (4) период колебаний поршня определялся по формуле:

$$\dot{O} = \frac{\pi \cdot S_i}{V_{i\max}}, \quad (5)$$

Для определения энергоёмкости амортизатора только на ходе сжатия с учётом (5) зависимость (4) трансформируется к виду:

$$\dot{A}_{ai} = 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot S_i}{V_{i\max}} \cdot S_{\text{пae}}, \quad (6)$$

При этом $S_{\text{п}}$ соответствует максимальному ходу штока при сжатии подвески, а V_{msx} принимается равным 0,9м/с, что соответствует скорости штока при пробое подвески. Учитывая вид характеристики гидравлического амортизатора на ходе сжатия, близкий к линейному, величина $S_{\text{сж}}$ может быть рассчитана по справочным данным в «Технических условиях» на амортизатор, где приводятся значения $F_{\text{сж}}$ в клапанном режиме при скорости примерно 0,4м/с.

Рассчитанные по представленной методике значения $A_{\text{ам}}$ для ходов сжатия по испытанным амортизаторам представлены в таблице

Таблица

Энергоёмкость амортизаторов на ходе сжатия

№№	Вид амортизатора семейства ВАЗ-2101...07	$S_{\text{сж}}$, Н·м/с	$S_{\text{п}}$, м	$V_{\text{п max}}$, м/с	$A_{\text{ам}}$, Дж
1	гидравлический двухтрубный передней подвески	245,3	0,09	0,9	38,5
2	гидравлический двухтрубный задний подвески	327,2	0,15	0,9	85,6

На рис. 3 и 4 представлена кинематическая схема испытательного стенда, на котором проводились исследовательские испытания, и его общий вид в момент испытаний. В соответствии с результатами метрологической оценки испытаний при построении рабочих диаграмм по каждой контрольной точке производилась не менее четырех измерений, а на график наносилось их среднеарифметическое значение.

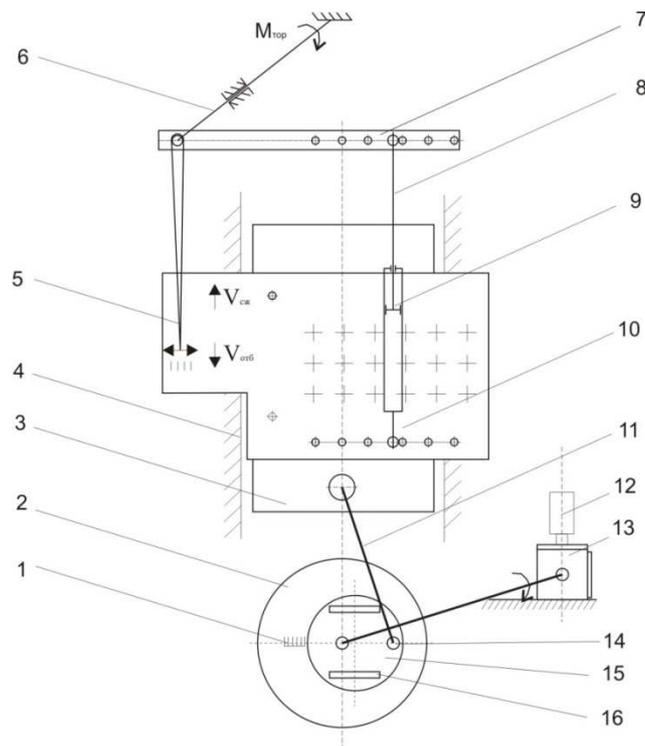


Рис.3. Кинематическая схема амортизаторного стенда «Miletto»
 1 – шкала установки хода; 2 – маховик; 3 – ползун; 4 – салазки; 5 – самописец; 6 – торсион; 7 – рычаг измерителя; 8 – шток амортизатора; 9 – цилиндр амортизатора; 10 – установочная плита; 11 – шатун; 12 – электродвигатель; 13 – редуктор; 14 – кривошип; 15 – эксцентрик; 16 – регулировочный паз.



Рис.4. Двухтрубный гидравлический амортизатор (передней подвески семейства ВАЗ 2101...07) на стенде «Miletto» в момент испытаний

Таким образом, предлагаемая методика позволяет с достаточной для инженерных расчётов точностью проводить аналитическое определение энергетических затрат на деформацию подвески на ходе сжатия до её пробоя.

Список литературы

1. Боровский Б.Е. Безопасность движения автомобильного транспорта – Л.: Лениздат, 1984. – 304 с.
2. ГОСТ 6665-91 Камни бетонные и железобетонные бортовые. Технические условия.
3. ГОСТ Р 53827-2010 Автомобильные транспортные средства. Пружины цилиндрические винтовые, торсионы, стабилизаторы подвески. Технические требования и методы испытаний.
4. Васильченко В.Ф., Веденеев А.И., Горячев В.А., Жолнин А.Д., Журихин Ю.И., Савченко В.А., Ширяев П.П. Военные автомобили. Конструкция и расчёт / под ред. проф. В.Ф. Васильченко. – Рыбинск: Издание ОАО «РДП», 1997. – 664 с
5. Добромиров В.Н., Гусев Е.П., Карунин М.А., Хавхонов В.П. Амортизаторы. Конструкция, расчёт, испытания / под ред. проф. В.Н. Добромирова. – М.: МГТУ «МАМИ», 2006. – 184 с.

Рецензенты:

Ложкин В.Н., д.т.н., профессор, кафедра «Пожарная, аварийно-спасательная техника и автомобильное хозяйство», Санкт-Петербургский университет государственной противопожарной службы МЧС России, г. Санкт-Петербург.

Максимов С.Е., д.т.н., профессор, генеральный директор «Научно производственной компании “НТМТ”», г. Гатчина.