УДК 656.1

© А. М. Войтко, ст. преподаватель
(Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет,
Санкт-Петербург, Россия)
E-mail: 6876104@mail.ru

DOI 10.23968/1999-5571-2020-17-2-168-172

© А. М. Voytko, senior lecturer
(Saint Petersburg State University of Architecture
and Civil Engineering, St. Petersburg, Russia)
E-mail: 6876104@mail.ru

МЕТОДИКА РАСЧЕТА СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОДНОТРУБНОГО АМОРТИЗАТОРА

METHOD FOR CALCULATING THE SPEED CHARACTERISTICS OF A SINGLE-TUBE SHOCK ABSORBER

Изложена методика расчета скоростной характеристики однотрубного гидропневматического амортизатора, разработанная автором на основе использования базовых подходов к расчету демпфирующих гидравлических систем. Обоснован регрессивный вид характеристики применительно к условиям эксплуатации специализированного автомобиля в городских условиях. Выполнен расчет и проведен анализ скоростной характеристики гидропневматического амортизатора, предлагаемого к использованию на автомобилях скорой помощи Ford Transit.

Ключевые слова: автомобиль, плавность хода, амортизатор однотрубный, скоростная характеристика.

The article describes a method for calculating the speed characteristics of a single-tube hydro-pneumatic shock absorber developed by the author based on the use of basic approaches to the calculation of damping hydraulic systems. A regressive type of characteristic is substantiated in relation to the operating conditions of a specialized vehicle in urban conditions. There has been performed calculation and analysis of the speed characteristics of the hydro-pneumatic shock absorber proposed for use on Ford Transit ambulances.

Keywords: vehicle, smooth running, single-tube shock absorber, speed characteristics.

Основные требования, предъявляемые к амортизаторам, — обеспечение комфортабельности, достигаемой за счет эффективного гашения колебаний кузова, и безопасности движения посредством удержания постоянного контакта колес транспортного средства с опорной поверхностью дороги. Соответствие амортизатора вышеуказанным требованиям достигается согласованием его основных параметров с характеристиками колебательной системы исследуемого транспортного средства. Для этого необходимо найти оптимальные соотношения между коэффициентами сопротивления и силами сопротивления амортизатора на ходе сжатия и ходе отбоя — с одной стороны, и конструктивными показателями исследуемого автомобиля, такими как величина поддрессоренных и неподдрессоренных масс, жесткость упругого элемента, жесткость шины, — с другой стороны.

В процессе эксплуатации автотранспортных средств, особенно специализированного подвижного состава, зачастую возникает потребность в эксплуатационной модернизации подвески путем замены гидравлических амортизаторов на гидропневматические, обеспечивающие более широкие компоновочные возможности подвески и более широкий диапазон ее жесткостных характеристик.

Задачей проведенного исследования являлось определение по заданным значениям конструктивных параметров автомобиля медицинской скорой помощи Ford Transit, оснащенного гидравлическими амортизаторами, характеристик гидропневматического амортизатора с оптимальными значениями сопротивления на прямом (ход сжатия) и обратном (ход отбоя) ходах.

Задача решалась аналитически на основе использования известных подходов к расчету параметров демпфирующих гидравлических си-

стем с учетом особенностей конструкции одно-трубных гидропневматических амортизаторов.

Итогом расчета стала скоростная характеристика амортизатора такого типа для применения на указанном транспортном средстве. Исходные данные для расчета:

M — величина поддрессоренной массы, приходящаяся на колесо, кг;

m — величина неподдрессоренной массы, приходящаяся на колесо, кг;

Ω_0 — частота собственных колебаний поддрессоренной массы, с^{-1} ;

c — жесткость подвески колеса, Н/м;

$c_{\text{ш}}$ — радиальная жесткость шины, Н/м;

ψ — относительный коэффициент затухания колебаний;

$S_{\text{п}}$ — полный ход штока амортизатора, мм;

L — расстояние между опорами амортизатора в статическом положении (монтажная длина), мм;

$u_a = b/a$ — соотношение перемещений колеса и штока амортизатора (передаточное отношение амортизатора);

k_T — коэффициент, учитывающий демпфирующее свойство подвески;

$T_{a,\text{max}}(t_{a,\text{max}})$ — максимальная температура атмосферного воздуха, К ($^{\circ}\text{C}$).

Методика определения коэффициентов сопротивления амортизаторов. Известно, что силы сопротивления амортизатора и действительные коэффициенты сопротивления — величины переменные, зависящие от скорости перемещения штока, поэтому для расчетов и оценки амортизаторов использовались их эквивалентные значения для клапанных участков характеристик сопротивлений [1], определяемые приведенным коэффициентом сопротивления, который рассчитывается по уравнению

$$k_n = 2\psi\sqrt{cF}, \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}, \quad (1)$$

где $F = Mg$ — сила тяжести поддрессоренной массы автомобиля, приходящаяся на колеса, Н; g — ускорение свободного падения, равное $9,81 \text{ м}/\text{с}^2$.

Тогда коэффициент сопротивления амортизатора определяется из выражения

$$k = k_n k_T u_a^2, \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}, \quad (2)$$

где k_T — коэффициент, учитывающий демпфирующее влияние трения в подвеске, его значения выбирались из рекомендуемых пределов

0,92–0,95, при этом повышенные величины характерны для управляемых колес.

Традиционно скоростная характеристика амортизатора принимается асимметричной: при сжатии сила неупругого сопротивления меньше, чем при отбое. Это вызвано необходимостью копирования колесом контура впадины дороги для предотвращения его отрыва от опорной поверхности [2].

Коэффициент k_0 сопротивления амортизатора при отбое обычно превышает коэффициент k_c сопротивления при сжатии, т. е.

$$k_0 = j k_c, \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}, \quad (3)$$

где j — коэффициент превышения, для транспортных средств общего назначения $j = 1,5$ –5 (3–5 для передней подвески и 1,5–4,0 для задней).

Учитывая, что коэффициент сопротивления амортизатора является средней величиной между этими же коэффициентами при сжатии и при отбое, было принято

$$k = \frac{(k_0 + k_c)}{2}, \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}. \quad (4)$$

Тогда коэффициент k_c сопротивления амортизатора при сжатии определен из выражения

$$k_c = \frac{2k}{(j+1)}, \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}. \quad (5)$$

Методика расчета характеристики сопротивления перемещению рабочего поршня амортизатора. В автомобильных подвесках, как правило, используются амортизаторы с регрессивной характеристикой сопротивления, при которой сопротивления меняются в функции от скорости перемещения штока по параболической зависимости с показателем степени, равным $\frac{1}{2}$ [3]. Ее характеристика определяется зависимостью

$$F_c = A_c V^{1/2}; F_o = A_o V^{1/2}, \text{ Н}, \quad (6)$$

где A_c и A_o — постоянные величины соответственно для ветвей сжатия и отбоя характеристики сопротивления, $\text{Н}\cdot\text{м}^{-1/2}\cdot\text{с}^{1/2}$, определяемые по формулам (7) и (8).

Постоянная величина в уравнении ветви сжатия

$$A_c = k_c (V_3^{1/2} + V_2^{1/2}), \text{ Н}. \quad (7)$$

Постоянная величина в уравнении ветви отбоя

$$A_o = k_o (V_3^{1/2} + V_2^{1/2}), \text{ Н}. \quad (8)$$

При построении расчетной характеристики сопротивления амортизатора следует учитывать

базовые точки средней (точка 2) и максимальной (точка 3) скорости перемещения штока. Средняя скорость (точка 2) определяется по формуле

$$V_2 = 10^{-3} \pi S \omega_2 \text{ м/с}, \quad (9)$$

где $\omega_2 = \Omega_0$.

Максимальная скорость перемещения поршня амортизатора V_3 принимается согласно [3, 4] 0,524 м/с.

Окончательно уравнения ветвей сжатия и отбоя характеристики сопротивления принимают соответственно следующий вид:

$$F_c = k_c (V_3^{1/2} + V_2^{1/2}) V^{1/2}, \text{ Н}; \quad (10)$$

$$F_o = k_o (V_3^{1/2} + V_2^{1/2}) V^{1/2}, \text{ Н}. \quad (11)$$

Определение исходных данных для расчетов характеристики сопротивления амортизатора. Определение массы исследуемого автомобиля скорой помощи Ford Transit производилось на основании взвешивания передней и задней осей на весах предприятия ГУП «Медсантранс», аттестованных и поверенных установленным порядком (рис. 1).

Величина полной массы, приходящейся на одно заднее колесо, $M = G_{30} / 2g$, составила 761 кг.

Величина неподрессоренной массы m , приходящаяся на заднее колесо, согласно данным каталога запасных частей* составляет 101 кг.

Частота собственных колебаний поддрессоренной массы Ω_0 выбиралась, согласно [5, 6], равной 2 Гц ($0,86 \text{ с}^{-1}$).

Жесткость c подвески колеса определялась по формуле [7]

$$c = 5,48 \cdot 10^{-3} \Omega_0 (M - m), \text{ Н/м}. \quad (12)$$

Подставив в (12) значения параметров, получили жесткость подвески колеса, равную $17 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$.

Радиальная жесткость шины $c_{\text{ш}}$ принималась в зависимости от размера шины, равной 225 Н/м [7].

Относительный коэффициент затухания колебаний ψ принимался равным 0,13 [2].

Значения полного хода штока амортизатора $S_{\text{п}}$, расстояния между опорами амортизатора в статическом положении (монтажная длина) L , отношение перемещений колеса и штока амортизатора (передаточное отношение амортизатора) $u_a = b/a$ были получены в ходе измерения на

натурном образце автомобиля Ford Transit и составляют соответственно 183 мм; 408 мм; 1,1.

Значение коэффициента, учитывающего демпфирующее влияние в подвеске k_T , а также значение максимальной температуры атмосферного воздуха $T_{a,\text{max}} (t_{a,\text{max}})$ принимались, согласно [1], равными соответственно 0,95 и 318 К (45°C).

Корректировка усилий для гидропневматических амортизаторов осуществляется до построения характеристики путем увеличения силы F

Рис. 1. Определение распределения веса по осям исследуемого ТС: а — взвешивание автомобиля Ford Transit; б — вес, приходящий на заднюю ось, кг

* Электронный каталог запасных частей <http://www.elcats.ru>

Характеристика сопротивления

$V, \text{ м/с}$	0,05	0,1	0,2	0,314	0,414	0,524
$F_{\text{сж}}, \text{ Н}$	698	987	1395	1748	2007	2050
$F_{\text{отб}}, \text{ Н}$	1046	1480	2093	2622	3011	3575

в сторону сжатия и ее уменьшения в сторону отбоя на величину выталкивающей силы газа P_r [1].

Для расчета P_r необходимо подобрать внутренний диаметр цилиндра D из стандартного ряда прецизионных труб, который лежит в пределах 20–60 мм [9]. Назначается он исходя из компоновочных соображений с учетом статистических рекомендаций на основании максимальной силы сопротивления амортизатора при сжатии, равной в нашем случае 3575 Н на скорости перемещения штока 0,524 м/с, и составляет 41,4 мм. Для указанных параметров рекомендуется принимать P_r равную 200 Н [1].

При подстановке исходных данных в формулы (1)–(12) были получены следующие значения сопротивления амортизатора для заданных скоростей перемещения штока (см. таблицу).

На основании полученных данных построена расчетная характеристика сопротивления амортизатора (рис. 2).

Амортизаторы, имеющие рассчитанную регрессивную характеристику, согласно [9, 10] имеют повышенную поперечную устойчивость — хорошо противостоят боковому крену при крутых поворотах, а также продольную устойчивость — способность противостоять «кивкам» при резком

замедлении или ускорении. При этом воздействие мелких дорожных неровностей (в крупных мегаполисах — трамвайные переезды, шумовые полосы, стыки дорожных полотен на мостах и т. п.) на низких скоростях гасится ими хуже, нежели амортизаторами с линейной или прогрессивной характеристиками. Это обусловливается, как сказано в работе [11], высокими значениями сил сопротивлений при небольших по величине скоростях перемещения поршня амортизатора. Однако тенденция к снижению сил сопротивлений при увеличении скорости перемещения штока амортизатора благоприятно сказывается с точки зрения комфорта на водителе и пассажирах, к тому же высокие скорости движения способствуют быстро доставить больного пациента к медицинскому учреждению.

Согласно [12, 13, 14] именно гидропневматические амортизаторы позволяют с легкостью произвести регрессивную характеристику за счет своей конструктивной особенности. Такие амортизаторы все чаще находят более широкое применение на специализированном городском автотранспорте.

Исходя из проведенного анализа, можно сделать вывод о том, что рассчитанная регрессив-

Рис. 2. Расчетная характеристика сопротивления амортизатора (регрессивная)

ная характеристика амортизатора имеет ряд достоинств, относительно прогрессивной и линейной, которые играют важную роль с точки зрения требований, предъявляемых при перевозке пациентов автомобилями скорой медицинской помощи.

Регрессивную характеристику рекомендуется брать за основу при расчете параметров однотрубных или двухтрубных гидропневматических амортизаторов для специального, а также специализированного транспортных средств, основным требованием которых с точки зрения эксплуатационных показателей является повышенная устойчивость и плавность хода.

Библиографический список

1. Добромиров В. Н., Гусев Е. П., Карунин М. А., Хавханов В. П. Амортизаторы. Конструкция, расчет, испытания. М.: МГТУ МАМИ, 2006. 184 с.
2. Ротенберг Р. В. Теория подвески автомобиля. М.: ГНТИМЛ, 1951. 56 с.
3. Рампель Й. Шасси автомобиля. Амортизаторы, шины и колеса. М.: Машиностроение, 1986. 320 с.
4. Дербаремдкер А. Д. Амортизаторы транспортных машин. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1985. 200 с.
5. Рампель Й. Шасси автомобиля. Элементы подвески. М.: Машиностроение, 1987. 152 с.
6. Кузнецов В. А., Дьяков И. Ф. Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля: Ульяновск: УлГТУ, 2003. С. 64.
7. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. 3-е изд. переработ. и доп. М.: Машиностроение, 1972. 244 с.
8. Тарасик В. П. Теория движения автомобиля. СПб.: БХВ-Петербург, 2006. 478 с.
9. Успенский И. Н. Проектирование подвески автомобиля. М.: Машиностроение, 1976. 168 с.
10. Кушвид Р. П. Испытания автомобиля. М.: МГИУ, 2011. 351 с.
11. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. 2-е изд. переработ. и доп. М.: Машиностроение, 1963. 239 с.
12. Пономарев С. Д., Андреева Л. Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. М.: Машиностроение, 1980. 326 с.
13. Певзнер Я. М., Горелик М. Пневматические и гидропневматические подвески. М.: Машгиз. 1963. 314 с.

14. Гришкевич А. И. Автомобили: Теория. Минск: Выш. шк., 1986. 208 с.

References

1. Dobromirov V. N., Gusev E. P., Karunin M. A., Khavhanov V. P. *Amortizatory. Konstrukciya, raschet, ispytaniya* [Dampers. Design, calculation, tests]. Moscow, MG TU MAMI Publ., 2006, 184 p.
2. Rotenberg R. V. *Teoriya podveski avtomobilya* [Theory of the car suspension]. Moscow, GNTIML Publ., 1951, 56 p.
3. J. Rampel'. *Shassi avtomobilya. Amortizatory, shiny i kolesa* [Vehicle chassis. Shock absorbers, tires and wheels]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986, 320 p.
4. Derbaremdiker A. D. *Amortizatory transportnyh mashin* [Shock absorbers of transport machines]. 2-nd ed., revised. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985, 200 p.
5. Rampel' J. *Shassi avtomobilya. Elementy podveski* [Vehicle chassis. Suspension elements]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987, 152 p.
6. Kuznecov V. A., D'yakov I. F. *Konstruirovaniye i raschet avtomobilya. Podveska avtomobilya* [Design and calculation of the car. Car suspension]. Ulyanovsk, UIGTU Publ., 2003, 64 p.
7. Rotenberg R. V. *Podveska avtomobilya* [Car suspension]. 3-rd. ed., revised. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972, 244 p.
8. Tarasik V. P. *Teoriya dvizheniya avtomobilya* [Theory of automobile movement]. St. Petersburg, BHV-Peterburg Publ., 2006, 478 p.
9. Uspenskiy I. N. *Proektirovaniye podveski avtomobilya* [Design of the car suspension]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976, 168 p.
10. Kushvid R. P. *Ispytaniya avtomobilya* [Testing the car]. Moscow, MGIU Publ., 2011, 351 p.
11. Fal'kevich B. S. *Teoriya avtomobilya* [Theory of the automobile]. 2-nd ed., revised. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1963, 239 p.
12. Ponomarev S. D., Andreeva L. E. *Raschet uprugih elementov mashin i priborov* [Calculation of elastic elements of machines and devices]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980, 326 p.
13. Pevzner Ya. M., Gorelik M. *Pnevmaticheskie i gidropnevmaticheskie podveski* [Pneumatic and hydropneumatic suspensions]. Moscow, Mashgiz Publ., 1963, 314 p.
14. Grishkevich A. I. *Avtomobili: Teoriya* [Automobiles: Theory]. Vyshaya shkola Publ., 1986, 208 p.