УДК 629.3

© С. В. Репин, д-р техн. наук, профессор
© В. Н. Добромиров, д-р техн. наук, профессор
© Д. С. Орлов, инженер
© А. А. Капустин, д-р техн. наук, профессор
(Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет)
E-mail: repinerge@mail.ru, viktor.dobromirov@mail.ru,
orl_den@mail.ru

DOI 10.23968/1999-5571-2019-16-5-260-269

© S. V. Repin, Dr. Sci. Tech., Professor
© V. N. Dobromirov, Dr. Sci. Tech., Professor
© D. S. Orlov, engineer
© A. A. Kapustin, Dr. Sci. Tech., Professor
(Saint Petersburg State University of Architecture
and Civil Engineering)
E-mail: repinerge@mail.ru, viktor.dobromirov@mail.ru,
orl_den@mail.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ НОВОГО ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО АМОРТИЗАТОРА

THE STUDY OF THE ELASTIC CHARACTERISTICS OF THE NEW HYDRO-PNEUMATIC SHOCK ABSORBER

Описывается конструкция нового гидропневматического амортизатора, приводятся расчеты его геометрических параметров, математическая модель упругой характеристики. Выполнен пример расчета в компьютерной программе на основе реального легкового автомобиля.

Ключевые слова: автомобиль, амортизатор, подвеска, упругая характеристика.

The article describes the design of a new hydro-pneumatic shock absorber, provides calculations of its geometric parameters, and presents a mathematical model of the elastic characteristic. An example of calculation carried out in a computer program based on a real vehicle performance is presented.

Keywords: vehicle, shock absorber, suspension, elastic characteristics.

Введение

Плавность хода автомобиля определяется характеристиками его подвески, содержащей упругие и демпфирующие элементы. Современные тенденции в области развития подвесок транспортных средств направлены на расширение функциональных возможностей данных устройств, в частности на обеспечение возможности регулировки дорожного просвета, подстройки упругой и демпфирующей систем под характер поверхности дороги. Одно из направлений развития подвесок — использование пневматических упругих элементов в сочетании с гидравлическими демпфирующими элементами. Такие конструкции реализуются в гидропневматических подвесках и в гидропневматических амортизаторах. Последние традиционно изготавливаются в однотрубном исполнении. В статье приводится новая двухтрубная конструкция гидропневматического амортизатора, предложенная авторами. Она включает пневматические и гидравлические элементы в одном устройстве

и позволяет проводить регулировку жесткости подвески в необходимых диапазонах.

Описание конструкции амортизатора

Двухтрубный гидропневматический амортизатор (рис. 1) содержит верхний блок соосных цилиндров, включающий крышку 1, наружный 2 и внутренний 3 цилиндры, нижний блок цилиндров, включающий крышку 4, наружный 5 и внутренний 6 цилиндры. Причем все цилиндры выполнены одной длины. Внутренний объем амортизатора разделён на гидравлические полости А и В и газовую полость Б. Гидравлическая полость А имеет кольцевую цилиндрическую форму и находится между внутренними поверхностями цилиндров 2 и 5 и внешними поверхностями цилиндров 3 и 6, образуя *рабочий цилиндр*, воспринимающий ударно-вибрационную нагрузку, действующую на колесо автомобиля при движении. Полость Б, образованная внутренними поверхностями цилиндров 3 и 6, имеет цилиндрическую форму [1].

бой и поршнем 7 уплотнены манжетными уплотнениями 16, причем их крепление осуществляется по внутреннему диаметру.

Устройство работает следующим образом.

Амортизатор до установки на автомобиль при вывинченном ниппеле 15 и вставленном в отверстие его крепления шпупе заправляется жидкостью через ниппель 14. Момент начала движения вверх шпула, упертого в поршень 7, свидетельствует о заполнении гидравлических зон. Затем через ниппель 15 производится заправка сжатым газом, обычно азотом, причем давление закачки газа обусловлено требуемой упругой характеристикой амортизатора.

При движении автомобиля нижний блок цилиндров, включающий крышку 4, наружный 5 и внутренний 6 цилиндры, перемещается по отношению к верхнему блоку цилиндров, включающему крышку 1, наружный 2 и внутренний 3 цилиндры. При этом жидкость перетекает между гидравлическими полостями А и В через дроссельно-клапанный блок 8, перемещая поршень 7 и сжимая газ в зоне Б, амортизируя таким образом колебания поддрессоренной массы машины, вызываемые неровностями дороги.

Упругие свойства амортизатора определяются объемом пневматической зоны Б, давлением закачки в нее газа, относительным изменением объема зоны Б между нижним и верхним положениями, причем отношение минимального объема этой зоны к максимальному не превышает 50 %, что характерно для двухтрубных гидравлических амортизаторов и исключает избыточную жесткость, характерную для однотрубных гидропневматических амортизаторов [2].

Выбор основных параметров амортизатора

Способность подвески воспринимать динамическую нагрузку при движении автомобиля определяется параметрами его упругой характеристики, представляющей собой зависимость вертикальной нагрузки на колесо от деформации подвески, измеряемой непосредственно над осью колеса. Параметрами, характеризующими упругие свойства подвески, являются¹:

- статический прогиб;
- динамический ход (прогиб) до верхнего (отбой) и нижнего (сжатие) ограничителей хода;
- коэффициент динамичности;
- жесткость подвески.

Статический прогиб — это прогиб под действием статической нагрузки, приходящейся на колесо; он пропорционален поддрессоренной массе m и жесткости c подвески

$$S_{\text{ст}} = \frac{m \cdot g}{c}. \quad (1)$$

Статический прогиб связан также с частотой собственных колебаний (рад/с):

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{A}{m}} = \sqrt{\frac{g}{S_{\text{ст}}}} \quad (2)$$

или в Гц

$$n_0 = \frac{\Omega_0}{2\pi}. \quad (3)$$

Желательно, чтобы эффективный статический прогиб соответствовал следующим данным¹:

- для легковых автомобилей — 150–300 мм;
- для автобусов — 100–200 мм;
- для грузовых автомобилей — 80–140 мм.

Значение коэффициента динамичности подвески, равного отношению динамической нагрузки при сжатии ($P_{\text{д.сж}}$) к статической нагрузке при снаряженном автомобиле ($P_{\text{сн}}$), рекомендуется выбирать в пределах 2,5–3,0¹.

В описании пневматической подвески с регулированием дорожного просвета автомобиля Audi A6 говорится, что частота собственных колебаний кузова для Audi A6 настраивается на 1,13 Гц на передней оси и на 1,33 Гц на задней оси². Для обеспечения указанной частоты приведены рекомендации по выбору величин жесткости упругих элементов для передней оси в зависимости от нагрузки на ось. Результаты обработки данных по указанным рекомендациям приведены на рис. 2.

Построение упругой характеристики амортизатора начинается с выбора основных его параметров (рис. 3):

- статической нагрузки на подвеску в снаряженном состоянии $P_{\text{сн}}$;
- статического прогиба подвески в снаряженном состоянии $S_{\text{ст}}$;
- динамического хода сжатия $S_{\text{д.сж}}$;
- динамического хода отбоя $S_{\text{д.от}}$;
- нагрузки $P_{\text{д.сж}}$ на амортизатор при $S_{\text{д.сж}}$;
- нагрузки $P_{\text{д.от}}$ на амортизатор при $S_{\text{д.от}}$.

¹ Упругая характеристика подвески URL: <http://www.transpobrand.ru/tabras-541-1.html>

² Пневматическая подвеска с регулированием дорожного просвета (на примере Audi A6). URL: <http://rep-air.ru/ssp242.pdf>

Рис. 2. Распределение величин жёсткости упругих элементов для передней оси Audi A6 [4]

В качестве аналога выбрана пневматическая подвеска легкового автомобиля Audi A6² (рис. 4), упругую характеристику которой предпринята попытка воспроизвести в новой конструкции амортизатора. В качестве упругого элемента в Audi A6 применяются пневмобаллон, связанный с компрессором. Подвеска Audi A6 имеет следующие параметры: $P_{сн} = 2,3$ кН, $S_{д.сж} = S_{д.от} = 0,08$ м, $P_{д.сж} = 6$ кН, $P_{д.от} = 1,8$ кН. Расчетная статическая нагрузка $P_{расч}$ с учетом массы трех пассажиров по 68 кг каждый составляет 2,82 кН².

Выбор геометрических параметров амортизатора

На основании выбранных исходных параметров вычисляются геометрические размеры амортизатора, показанные на рис. 1.

$S_{зап}$ — запасной ход амортизатора, влияющий на кривизну упругой характеристики в конце хода сжатия;

$S_{расч} = S_{д.сж} + S_{д.от}$ — расчетный ход амортизатора до буферных упоров;

$S_{полн}$ — полный ход амортизатора;

$H_{п}$ — высота поршня;

$H_{в}$ — высота дроссельно-клапанной втулки;

$L_{п.н}$ — расстояние от поршня до дроссельно-клапанной втулки в нижнем его положении (выбирается из конструктивных соображений);

$L_{п.в} = L_{п} - H_{в} - L_{п.н} - H_{п}$ — расстояние от поршня до дроссельно-клапанной втулки в верхнем его положении;

$H_{у}$ — высота буферных упоров;

$H_{к}$ — высота упорного кольца;

$L_{пер} = 2H_{к} + H_{у}$ — величина перекрытия верхнего и нижнего цилиндров при L_{max} ;

$L_{в} = S_{полн} + L_{пер} + H_{у}$ — длина верхнего цилиндра;

$L_{н} = L_{в} + H_{в} - H_{у}$ — длина нижнего цилиндра из условия, что нижняя кромка верхних цилиндров не перекрывает каналы втулки при L_{min} ;

$L_{кр.в}$ — расстояние от верха гидравлической полости до центра крепления амортизатора;

$L_{кр.н}$ — расстояние от низа гидравлической полости до центра крепления амортизатора;

$L_{max} = L_{н} + L_{в} - L_{пер}$ — максимальная длина амортизатора;

$L_{ср} = L_{max} - S_{зап} - S_{д.от}$ — средняя длина амортизатора, соответствует длине при статической нагрузке $P_{расч}$;

$L_{min} = L_{max} - S_{полн}$ — минимальная длина амортизатора;

$L_{п.расч} = L_{н} - H_{в} - H_{п}$ — расчетная длина хода поршня (конструктивно возможная);

$L_{монт} = L_{ср} + L_{кр.в} + L_{кр.н}$ — монтажная длина амортизатора;

$\delta_{ст}$ — толщина стенок цилиндров;

$\delta_{з}$ — величина зазора между цилиндрами;

$\delta_{в}$ — толщина стенки дроссельно-клапанной втулки;

$D_{2г}$ — диаметр нижнего газового цилиндра (он же диаметр поршня — задается в определенном диапазоне, остальные диаметры вычисляются через него);

$D_{1г} = D_{2г} + 2(\delta_{ст} + \delta_{з})$ — диаметр верхнего газового цилиндра;

$d_{1ж} = D_{1г} + 2\delta_{ст}$ — меньший диаметр верхнего жидкостного цилиндра;

Δ — ширина кольца жидкости в верхнем цилиндре (задается в определенном диапазоне);

$D_{1ж} = d_{1ж} + 2\Delta$ — больший диаметр верхнего жидкостного цилиндра;

$d_{2ж} = D_{2г} + 2\delta_{ст}$ — меньший диаметр нижнего жидкостного цилиндра;

$D_{2ж} = D_{1ж} - 2(\delta_{ст} + \delta_{з})$ — больший диаметр нижнего жидкостного цилиндра.

Расчет объемов жидкостных и газовой полостей амортизатора

Объем жидкости в верхнем цилиндре $V_{Ав}$ равен произведению площади сечения кольца между цилиндрами $F_{Ав}$ (индекс «А» — означает зону А, индекс «В» — верхний) на длину кольца $(L - L_{н})$:

$$F_{Ав} = \frac{\pi}{4} (D_{1ж}^2 - d_{1ж}^2); \quad (4)$$

$$V_{Ав} = F_{Ав} \cdot (L - L_{н}). \quad (5)$$

Рис. 3. Параметры амортизатора

Аналогично вычисляется объём жидкости в нижнем цилиндре $V_{\text{АН}}$:

$$F_{\text{АН}} = \frac{\pi}{4} (D_{2\text{ж}}^2 - d_{2\text{ж}}^2); \quad (6)$$

$$V_{\text{АВ}} = F_{\text{АВ}} \cdot (L - L_{\text{В}}).$$

Объём жидкости в средней части полости А, перекрываемой верхним и нижним цилиндрами (объёмом упорных колец пренебрегаем):

$$F_{\text{Аср}} = \frac{\pi}{4} (D_{2\text{ж}}^2 - d_{2\text{ж}}^2); \quad (7)$$

$$V_{\text{Аср}} = F_{\text{Аср}} (L_{\text{В}} + L_{\text{Н}} - L). \quad (8)$$

Объём жидкости в полости А

$$V_{\text{А}} = V_{\text{АВ}} + V_{\text{АН}} + V_{\text{Аср}}. \quad (9)$$

В процессе работы амортизатора жидкость циркулирует между полостями А и В. Объём $V_{\text{В}}$ полости В определяется количеством жидкости, вытесненной из полости А при полном ходе амортизатора, и складывается из объёма жидкости $V_{\text{В}}$, заключенном во втулке 8 (см. рис. 1), остаточным объёмом жидкости под поршнем в нижнем его положении при максимальной длине амортизатора на расстоянии $L_{\text{п.н}}$ от втулки 8 и количеством жидкости, поступившей на ходе поршня $L_{\text{п}}$:

$$V_{\text{В}} = (L_{\text{п}} + L_{\text{п.н}}) F_{\text{п}} + V_{\text{В}}, \quad (10)$$

где $F_{\text{п}}$ — площадь поршня.

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} D_{2\text{п}}^2. \quad (11)$$

Ход поршня $L_{\text{п}}$ в функции хода L подвижного цилиндра определяется изменением объёма полости А в функции хода L , обозначенного $\Delta V_{\text{А(L)}}$:

$$\Delta V_{\text{А(L)}} = V_{\text{А(L}_{\text{max}})} - V_{\text{А(L)}}, \quad (12)$$

где $V_{\text{А(L}_{\text{max}})}$ — объём полости А при максимальной длине амортизатора; $V_{\text{А(L)}}$ — текущий объём полости А в функции длины L хода подвижного цилиндра амортизатора.

Максимальное значение $\Delta V_{\text{А(L)}}$ имеет при $L = L_{\text{min}}$, ему соответствует максимальный ход

Пневматическая подвеска

Рис. 4. Упругая характеристика подвески Audi A6²

поршня $L_{п\max}$. Понятно, что наиболее полное использование рабочего пространства амортизатора будет при равенстве $L_{п\max}$ и $L_{п\text{расч}}$ (конструктивно возможная длина хода поршня). Данное равенство возможно при определенном соотношении диаметра поршня $D_{2г}$ и ширины Δ кольца жидкости между верхними цилиндрами полости А.

Аналитически указанное соотношение вычислить весьма сложно, поэтому его численное моделирование было выполнено в программной среде Mathcad с последующей аппроксимацией полученных значений.

Отношение диаметра поршня $D_{2г}$ и величины Δ в диапазоне значений диаметра поршня от 5 до 25 мм изменяется в пределах от 8,7 до 5,8 и аппроксимируется полиномом

$$n_1(D_{2г}) = -910,002 \cdot D_{2г}^3 + 516,57 \cdot D_{2г}^2 - 97,402 \cdot D_{2г} + 12,159, \quad (13)$$

дающим отношение $L_{п\text{расч}}$ к $L_{п\max}$ близким к «1» с погрешностью около 1 %.

Следует отметить, что использование полного хода поршня дает наименьший объем надпоршневого пространства в конце хода динамического сжатия $S_{д\text{сж}}$ и наибольшее давление $p_{д\text{сж}}$ и, следовательно, наибольшую жесткость упругой характеристики. Для смягчения характеристики следует выбирать соотношение $D_{2г}/\Delta$ большее, чем вычисляемое по приведенной выше формуле (13). Тогда поступающее из полости А в полость В количество жидкости будет меньше, а объем полости Б будет больше.

Изменение объема полости жидкостной В вызывает изменение объема газовой полости Б. Полость Б состоит из двух частей: верхней диаметром $D_{1г}$ и длиной $L - L_{пн}$ и нижней диаметром $D_{2г}$ и длиной $L_{пв} - (L - L_{пн})$.

Общая длина газовой полости Б соответствует расстоянию ($L_{пв}$) от поршня до верхней крышки, вычисляемому по формуле

$$L_{пв}(L, D_{2г}, \Delta) = L - H_{в} - L_{пн1} - L_{п}(L, D_{2г}, \Delta) - H_{п}. \quad (14)$$

Тогда объем газовой полости Б в функции длины амортизатора может быть рассчитан по выражению

$$\begin{aligned} V_{Б}(L, D_{2г}, \Delta) &= \\ &= F_{п}(D_{2г})(L_{пв}(L, D_{2г}, \Delta) - L + L_{пн}) + \\ &+ \frac{\pi}{4} D_{1г}^2 (D_{2г})^2 (L - L_{пн}). \end{aligned} \quad (15)$$

Изменение объема полости Б в процессе работы амортизатора вызывает изменение давления в ней (рис. 5), описываемое упругой характеристикой амортизатора. Расчет объемов полости Б в характерных точках, согласно рис. 2, производится при длинах амортизатора, подставляемых в выражение (15):

– максимальная длина амортизатора $L_{\max}$ определяет давление закачки $p_{\text{зак}}$;

– средняя длина амортизатора $L_{\text{ср}}$ соответствует статической деформации $S_{\text{ст}}$ и служит для расчета $p_{\text{расч}}$;

– минимальная длина $L_{\min}$ соответствует деформации $S_{\text{ст}} + S_{д\text{сж}}$ при динамическом ходе сжатия, вызывающей максимальное давление $p_{д\text{сж}}$;

– длина на динамическом ходе отбоя $L_{\text{ср}} + S_{д\text{от}}$ служит для расчета давления $p_{д\text{от}}$.

Начальной точкой в расчете давлений в полости Б служит выбранное ранее расчетное давление $p_{\text{расч}}$ при статической деформации $S_{\text{ст}}$. Так, например, давление на динамическом ходе сжатия [5, 6]³:

$$\begin{aligned} p_{д\text{сж}}(L, D_{2г}, \Delta) &= \\ &= p_{\text{расч}}(D_{2г}) \left(\frac{V_{Б}(L_{\text{ср}}, D_{2г}, \Delta)}{V_{Б}(L_{\text{ср}} - S_{д\text{сж}}, D_{2г}, \Delta)} \right)^n, \end{aligned} \quad (16)$$

где n — показатель политропы ($n = 1,26$ [4]).

³ Амортизаторы ALCA: Жесткость — вопрос меры. URL: <https://carway.info/ru/content/alcar-zhestkost-vopros-meriy>

Рис. 5. Давление в характерных точках амортизатора

Аналогично рассчитывается давление в других характерных точках.

На рис. 6 приведены результаты моделирования в Маткаде упругой характеристики амортизатора и представлены в форме, соответствующей рис. 5. Линия 1 показывает изменение давления газа на ходе отбоя. Точка (1, 4) на этой линии соответствует динамическому ходу отбоя $S_{д.от}$, а точка (1, 6) — статической деформации $S_{ст}$. Линия 2 показывает изменение давления газа на

ходе сжатия. Точка (2, 5) соответствует динамическому ходу сжатия $S_{сж}$.

Значения диаметра $D_{2г}$ поршня и ширины Δ кольца жидкости между цилиндрами подобраны с целью получения рекомендованных значений диапазона изменения давления [2, 5, 6] и равными соответственно 0,1 и 0,01 м, что отвечает условию использования конструктивно возможного хода поршня согласно формуле (13).

Рис. 6. Упругая характеристика амортизатора в координатах давление-ход, смоделированная в Маткаде

Рис. 7. Упругая характеристика амортизатора в координатах усилие-ход

Величина давления в амортизаторе зависит от диаметра поршня и может достигать 7 МПа [8]. Максимальное давление в предлагаемой конструкции амортизатора выбрано в пределах 1 МПа для снижения нагрузки на уплотнительные узлы и уменьшения сил трения.

На рис. 7 показаны результаты моделирования в Маткаде упругой характеристики амортизатора, представленные в форме, соответствующей рис. 4. Значения контрольных точек характеристики отвечают аналогичным значениям упругой характеристика подвески Audi A6².

Таким образом, предлагаемая конструкция гидропневматического амортизатора позволяет получить заданную упругую характеристику транспортного средства (легкового в рассматри-

ваемом случае) без использования дополнительных упругих элементов, например, пружин.

Полученное значение коэффициента динамичности амортизатора¹, равного отношению усилия $P_{д.сж}$ на ходе динамического сжатия к статическому усилию $P_{расч}$ при расчетной нагрузке

$$K_d = \frac{P_{д.сж}}{P_{расч}} \quad (17)$$

равно 2,87, что соответствует рекомендованным значениям для подвески легковых автомобилей¹.

Согласно рекомендациям² жесткость амортизаторов выбирается в пределах 33–50 кН/м (см. рис. 2). Средняя величина жесткости предлагаемого амортизатора при выбранных параметрах находится в указанных пределах (рис. 8).

Рис. 8. Диаграмма жесткости амортизатора в функции величины хода сжатия и отбоя

Рис. 9. Влияние степени использования конструктивно возможного хода поршня ($L_{п.расч}$) на жесткость амортизатора

Рис. 10. Влияние диаметра поршня D_{2r} (м) поршня на жесткость амортизатора

Возможна корректировка жесткости за счет изменения степени использования конструктивно возможного хода поршня $L_{п.расч}$ (рис. 9). Так, при изменении отношения максимального хода поршня $L_{п.мах}$ к $L_{п.расч}$ с 0,695 до 1,004 (на 44,5 %) жесткость на ходе сжатия $S_{д.сж}$ увеличивается в два раза, жесткость на ходе отбоя $S_{д.от}$ возрастает в 1,2 раза [7, 8, 9].

Величина диаметра поршня D_{2r} не оказывает существенного влияния на жесткость амортизатора при сохранении степени использования конструктивно возможного хода поршня (рис. 10), однако значительно сказывается на уровне давления (рис. 11).

Выводы

1. Использование нового гидропневматического амортизатора, содержащего в одном корпусе упругие и демпфирующие элементы, позволяет существенно упростить конструкцию подвески, обеспечить регулировку параметров

подвески в соответствии с типом транспортного средства и дорожными условиями.

2. Исследование математической модели работы гидропневматического амортизатора подтверждает возможность обеспечения заданной упругой характеристики транспортного средства без использования дополнительных упругих элементов, например, пружин.

3. Применение нового гидропневматического амортизатора возможно на всех колесных транспортных средствах в любых дорожных условиях.

Библиографический список

1. Двухтрубный гидропневматический амортизатор. Заявка на полезную модель № 2019124449 от 30.07.2019 / С. В. Репин, С. С. Евтюков, Д. С. Орлов.
2. Добромиров В. Н., Гусев Е. Н., Карунин М. А., Хавханов В. П. Амортизаторы. Конструкция. Расчет. Испытания. М.: МГТУ МАМИ, 2006. 184 с.
3. Зайцев А. В. Расчет параметров поддресоривания автомобиля. Метод. указания для выполнения практических работ для студентов специальности 090201. Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2007. 16 с.
4. Жилейкин Н. М., Котиев Г. О., Сарач Е. Б. Методика расчета характеристик пневмогидравлической управляемой подвески с двухуровневым демпфированием многоосных машин // Электронное научно-техническое издание «Наука и образование», № 1, январь 2012. № статьи 77-30569/346660. URL: <http://technomag.edu.ru/doc/346660.html>
5. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода. М.: Машиностроение, 1972. 393 с.

Рис. 11. Влияние диаметра поршня D_{2r} (м) на величину давления $p_{расч}$ (кПа) при расчетной статической нагрузке

6. Лукин П. П., Гаспарянц Г. А., Родионов В. Ф. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. 376 с.

7. Вибрация в технике. Справочник в 6 т. // под ред. В. Н. Челомея. М.: Машиностроение, 1981. 352 с.

8. Дербаремдкер А. Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. М.: Машиностроение, 1969. 236 с.

9. Раймнель Й. Шасси автомобиля: амортизаторы, шины и колеса. М.: Машиностроение, 1986. 320 с.

References

1. Repin S. V., Evtyukov S. S., Orlov D. S. *Dvukhtrubnyy gidropnevmaticheskiy amortizator* [Double-tube hydro-pneumatic shock absorber]. Application for utility model no. 2019124449 of 30.07.2019.

2. Dobromirov V. N., Gusev E. N., Karunin M. A., Khavkhanov V. P. *Amortizatory. Konstruktsiya. Raschet. Ispytaniya* [Dampers. Design. Calculation. Tests]. Moscow, MGTU MAMI Publ., 2006, 184 p.

3. Zaytsev A. V. *Raschet parametrov podressorivaniya avtomobilya. Metod. ukazaniya dlya vypolneniya prakticheskikh rabot dlya studentov spetsial'nosti 090201* [Calculation of parameters of the vehicle suspension. Methodic guidelines for the implementation of practical works for students of specialty 090201]. Kurgan, Kurgan State University Publ., 2007, 16 p.

4. Zhileykin N. M., Kotiev G. O., Sarach E. B. *Metodika rascheta kharakteristik pnevmogidravlicheskoj upravlyaemoy podveski s dvukhurovnevym dempfirovaniem mnogoosnykh mashin* [Method of calculating the characteristics of air-oil suspension with two-level damping of multi-axial machines]. *Ehlektronnoe nauchno-tekhnicheskoe izdanie «Nauka i obrazovanie» – Electronic scientific and technical edition “Science and education”*, 2012, no. 1. Available at: <http://technomag.edu.ru/doc/346660.html>.

5. Rotenberg R. V. *Podveska avtomobilya. Kolebaniya i plavnost' khoda* [Car suspension. Vibrations and smoothness of driving]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972, 393 p.

6. Lukin P. P., Gasparyants G. A., Rodionov V. F. *Konstruirovaniye i raschet avtomobilya* [Design and calculation of the car]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1984, 376 p.

7. *Vibratsiya v tekhnike* [Vibration in technology]. Reference book in 6 vols. Ed. by Chelomey V. N. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981, 352 p.

8. Dербаремдкер А. Д. *Гидравлические амортизаторы автомобилей* [Hydraulic shock absorbers of cars]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969, 236 p.

9. Раймнель Й. *Шасси автомобиля: амортизаторы, шины и колеса* [Automobile chassis: shock absorbers, tires and wheels]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986, 320 p.