УДК 621.867.212.7

© С. В. Репин, д-р техн. наук, профессор
© В. Н. Добромиров, д-р техн. наук, профессор
© Д. С. Орлов, инженер
(Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет,
Санкт-Петербург, Россия)
E-mail: repinerge@mail.ru, viktor.dobromirov@mail.ru,
5750195@mail.ru
© А. В. Андронов, канд. техн. наук, доцент
(Сыктывкарский лесной институт (филиал)
Санкт-Петербургского государственного
лесотехнического университета имени С. М. Кирова
(СЛИ), г. Сыктывкар, Россия)
E-mail: andronov.100@mail.ru

DOI 10.23968/1999-5571-2020-17-2-187-194

© S. V. Repin, Dr. Sci. Tech., Professor
© V. N. Dobromirov, Dr. Sci. Tech., Professor
© D. S. Orlov, engineer
(Saint Petersburg State University of Architecture
and Civil Engineering, St. Petersburg, Russia)
E-mail: repinerge@mail.ru, viktor.dobromirov@mail.ru,
5750195@mail.ru
© A. V. Andronov, PhD in Sci. Tech., Associate Professor
(Syktyvkar Forest Institute (branch)
of the Saint-Petersburg State Forest Technical University
named after S. M. Kirov (SFI), Syktyvkar, Russia)
E-mail: andronov.100@mail.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕМПФИРУЮЩЕЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ НОВОГО ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО АМОРТИЗАТОРА

RESEARCH OF THE ELASTIC CHARACTERISTICS OF THE NEW HYDROPNEUMATIC SHOCK ABSORBER

Приведены исследования по обеспечению плавности хода транспортных средств, а конкретно — теоретическое моделирование демпфирующей характеристики гидропневматического амортизатора новой конструкции. Разработана математическая модель, описывающая указанную характеристику и реализованная в математической среде MathCad, исследовано влияние различных факторов на параметры характеристики.

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

The article is devoted to research on ensuring smooth running of vehicles, and specifically, the theoretical modeling of the damping characteristics of a new design of hydro-pneumatic shock absorber. There has been developed a mathematical model describing the characteristics implemented in MathCad. The influence of various factors on the parameters of the characteristics is studied.

Keywords: vehicle, shock absorber, suspension, damping 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 клиренса, подстройки под характер поверхности дороги. Одно из направлений развития подвесок — использование пневматических упругих элементов в сочетании с гидравлическими демпфирующими элементами — амортизаторами. В статье приведены результа-

ты продолжения теоретических исследований предложенной авторами новой конструкции амортизатора [1]. В предыдущей статье [2] была исследована математическая модель упругой характеристики, данная статья посвящена моделированию демпфирующей характеристики.

Выбор основных параметров амортизатора

Плавность хода автомобиля обеспечивается оптимальным соотношением параметров упругих свойств подвески, характеризующих способность воспринимать динамическую нагрузку при движении, и демпфирующих свойств, определяющих процесс гашения колебаний после приложения нагрузки. Демпфирующие свойства

определяются гидравлическим сопротивлением перекачке рабочей жидкости через систему перепускных каналов и клапанов, возникающим при перемещении подвижной части амортизатора. У однотрубных амортизаторов перепускные каналы и клапаны расположены в гидравлическом поршне, установленном на штоке. У двухтрубных — аналогичными устройствами снабжаются дополнительно втулки, смонтированные в нижней части рабочего цилиндра¹ [3–6].

В описываемой конструкции амортизатора перепускные каналы и клапаны также выполнены во втулке рабочего цилиндра [2]. Назначение каналов (калиброванных дроссельных отверстий) — пропускание жидкости при малых скоростях движения подвижного элемента амортизатора (до 0,2 м/с), что соответствует так называемому дроссельному режиму работы. Данный режим отвечает за плавность движения автомобиля по малым неровностям. При больших скоростях подвижного элемента и, следовательно, при больших динамических нагрузках начинают открываться клапаны (клапанный режим работы), увеличивая тем самым пропускную способность втулки. Данный режим позволяет поглощать энергию от ударов, толчков при проезде по ямам, ухабам и т. д. Разгрузочные клапаны ограничивают нагрузки, передаваемые через амортизатор на кузов, что необходимо при движении с резкими толчками и при движении зимой с непрогретой загустевшей жидкостью в амортизаторе.

Зависимость сопротивления движению подвижного элемента амортизатора от скорости его перемещения — это демпфирующая харак-

теристика амортизатора. Задача настоящей статьи — получение оптимальной характеристики, обеспечивающей наилучшую демпфирующую способность на различных режимах движения автомобиля.

В общем случае характеристика телескопического амортизатора может быть описана уравнением [7–9]

$$F = k \cdot v^n, \quad (1)$$

где F — сила сопротивления перемещению штока; k — коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом сопротивления амортизатора; v — скорость перемещения подвижного элемента; n — показатель степени, определяемый конструкцией и режимом работы дросселирующей и клапанной систем амортизатора.

В зависимости от степени n характеристика амортизатора может быть линейной ($n = 1,0$), прогрессивной ($n > 1$) и регрессивной ($n < 1$) (рис. 1) [3, 10, 11].

Регрессивная характеристика напоминает повернутую на 90° параболу. В этом случае сила сопротивления пропорциональна корню квадратному от скорости. Как видно на графике (рис. 1, а), в начале движения подвижного звена амортизатора сопротивление растет быстро, а потом — существенно медленнее. В связи с этим амортизаторы с регрессивной характеристикой хорошо противостоят боковому крену при крутых поворотах и продольным «кивкам» при резком торможении. При этом воздействие мелких дорожных неровностей гасится ими хуже.

Прогрессивная характеристика близка к классической параболе (рис. 1, б). Сопротивление здесь растет пропорционально квадрату скорости подвижного звена. При малой скорости

Рис. 1. Виды характеристик амортизатора [3]: а — регрессивная; б — прогрессивная; в — линейная

¹ Методика расчета амортизатора <https://cyberpedia.su/16x6d21.html>

поршня развиваются небольшие усилия сопротивления, а при ее увеличении они существенно возрастают.

Амортизаторы с прогрессивной характеристикой хорошо «сглаживают» мелкие неровности на дороге, активно предотвращают отрыв колес на плохих дорогах, но с боковым и продольным креном справляются хуже «регрессивных».

Амортизаторы с *линейной* характеристикой (рис. 1, в) представляют собой компромисс между ранее описанными вариантами.

При закрытых клапанах сжатия и отбоя (в *дрессельном* режиме работы) показатель степени n у современных амортизаторов составляет 0,8–2,0, т. е. при плавном сжатии и отбое их характеристики являются нелинейными (рис. 1, а, б). При открытых клапанах сжатия и отбоя (в *клапанном* режиме работы) $n \sim 1,0$, т. е. характеристика в этом случае близка к линейной (см. рис. 1, в). Открытие клапанов происходит при относительных скоростях поршня 0,2–0,5 м/с [3].

Реальные характеристики, естественно, отличаются от типовых — они нелинейны, линии нагрузки и разгрузки не совпадают, что обусловлено упругостью элементов крепления амортизатора, инерционными свойствами его деталей, влиянием сил тяжести и трения подвижных элементов, возможностью эмульгирования рабочей жидкости.

Требования к характеристике амортизатора противоречивы. Закон изменения сопротивления при сжатии должен обеспечить, с одной стороны, ограничение толчков от дороги, передаваемых через колесо на раму, с другой — исключать отрыв колеса от дороги при переезде неровности на переднем ее склоне. Кроме того, сопротивление сжатия должно препятствовать значительному опусканию рамы после переезда неровности, предотвращая удар в ограничитель хода подвески и исключая, таким образом, ее «пробой» за препятствием [3, 12].

Закон изменения сопротивления при отбое должен обеспечивать качение колеса без отрыва от дороги на заднем склоне обкатываемой неровности. Но, с другой стороны, усилия сопротивления отбою должны быть значительно больше усилий сопротивления сжатию (см. рис. 1, б, в), чтобы обеспечить поглощение энергии коле-

баний, в основном, на ходах отбоя, так как это лучше обеспечивает достижение требуемых показателей плавности хода машины.

Таким образом, оптимальная форма характеристики амортизатора будет представлять собой сочетание участков, соответствующих прогрессивным и регрессивным видам.

Реализация предъявляемых к характеристике амортизатора требований без применения автоматического регулирования возможна только на основе компромиссных решений. Сложившиеся в настоящее время взгляды на формирование характеристик амортизаторов современных наземных транспортных средств предусматривает несимметричность ходов сжатия и отбоя. При этом сопротивление амортизатора на ходе отбоя рекомендуется задавать в 3–5 раз больше, чем на ходе сжатия [3].

Несимметричность характеристик рекомендуется закладывать тем меньше, чем лучше преимущественные дорожные условия использования разрабатываемого автомобиля (т. е. чем ровнее дорога), чем легче подвеска, колеса и шины и чем меньше сухое трение в подвеске. Поэтому несимметричность характеристик задается меньшей у легковых автомобилей, а большей — у грузовых. Достигается требуемая несимметричность различными размерами и конфигурациями сечений дросселирующих отверстий, разной площадью каналов и жесткостью пружин клапанов сжатия и отбоя.

На основании рассмотренных рекомендаций выбираем следующие параметры характеристики:

- дроссельный режим при скоростях движения подвижного звена амортизатора до 0,2 м/с на ходе сжатия и до 0,3 м/с на ходе отбоя, характеристика будет иметь прогрессивный вид, обеспечивающий «сглаживание» мелких неровности на дороге, активное предотвращение отрыва колес на больших неровностях;
- клапанный режим будет иметь место с момента начала открытия разгрузочных клапанов до момента их полного открытия, характеристика будет иметь регрессивный вид, позволяющий автомобилю противостоять боковому крену при крутых поворотах и продольным «кивкам» при резком торможении;
- для получения большего сопротивления амортизатора на ходе отбоя чем на ходе сжатия

выбираем более высокий порог начала открытия клапанов (0, 2 и 0, 3 м/с для ходов сжатия и отбоя соответственно) и момента их полного открытия (0,4 и 0,5 м/с для ходов сжатия и отбоя соответственно), а также меньшую суммарную пропускную способность каналов клапанов.

Методика построения требуемой демпфирующей характеристики

Исходные данные для расчета амортизатора [3]:

M_n — подрессоренная масса автомобиля;

Ω_0 — частота собственных колебаний подрессоренной массы;

c — жесткость подвески колеса;

ψ_a — коэффициент аперидичности колебаний;

S_n — полный ход штока амортизатора;

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

u_a — передаточное отношение амортизатора;

m — превышение коэффициента сопротивления амортизатора при отбое над коэффициентом сопротивления при сжатии.

Задаваемые параметры:

v_{max} — максимальная скорость перемещения подвижного цилиндра амортизатора, м/с;

$v_{к1с}, v_{к1о}$ — скорость перемещения подвижного цилиндра амортизатора, при которой начинают отрываться разгрузочные клапаны при ходах сжатия и отбоя, м/с;

$v_{к2с}, v_{к1о}$ — скорость перемещения подвижного цилиндра амортизатора, при которой разгрузочные клапаны полностью открываются при ходах сжатия и отбоя, м/с;

p_{max} — допускаемое давление жидкости в амортизаторе, Па;

μ — коэффициент расхода дроссельных отверстий и клапанов;

$n_{др}$ — количество дроссельных отверстий во втулке амортизатора;

$n_{к1с}, n_{к1о}$ — количество разгрузочных клапанов во втулке амортизатора, работающих на сжатие и на отбой соответственно.

Алгоритм построения характеристики следующий:

1. По предлагаемой методике¹ [3] рассчитываем коэффициенты сопротивления амортизатора на ходах сжатия и отбоя и находим максималь-

ные силы сопротивления амортизатора на ходах сжатия и отбоя.

2. Составляем математическую модель зависимости силы сопротивления амортизатора на ходах сжатия и отбоя и подбираем параметры гидравлической втулки, при которой получается требуемая форма характеристики и рассчитанные в предыдущем пункте значения сил сопротивления амортизатора на ходах сжатия и отбоя.

В качестве варьируемых параметров втулки выбираем количество и диаметры дроссельных отверстий и отверстий перепускных клапанов, работающих при сжатии и отбое.

Следует отметить, что реальные конструкции каналов дросселей и клапанов имеют сложную конфигурацию, поэтому характеристики их гидравлических сопротивлений определяются экспериментально [4–7]. В данном разделе методики для моделирования требуемых значений сопротивлений амортизатора приняты круглые отверстия, гидравлические характеристики которых вычисляются по известным законам. Полученные в расчетах коэффициенты сопротивлений конструкторы амортизаторов смогут воспроизвести в реальных конструкциях.

Расчет коэффициентов и сил сопротивления амортизатора на ходах сжатия и отбоя

Расчет производится по рекомендациям, изложенным в монографии [3].

Суммарный коэффициент сопротивления для переднего и заднего мостов

$$k_{сумм} = 2\pi \cdot \psi_a \cdot \Omega_0 \cdot \frac{M_n \cdot 9,81}{2}. \quad (2)$$

Коэффициент сопротивления одного амортизатора

$$k_a = u_a \cdot \frac{k_{сумм}}{2}. \quad (3)$$

Коэффициент сопротивления амортизатора на ходе сжатия

$$k_{ас} = \frac{k_a}{2}. \quad (4)$$

Коэффициент сопротивления амортизатора на ходе отбоя

$$k_{ао} = m \cdot k_{ас}. \quad (5)$$

Максимальные силы сопротивления амортизатора:

а) при сжатии

$$P_{сmax} = k_{ас} \cdot v_{max}; \quad (6)$$

б) при отбое

$$P_{o\max} = k_{ao} \cdot v_{\max} \quad (7)$$

Рассчитанные значения максимальных сил сопротивления будут использованы при выборе параметров отверстий дросселей и клапанов.

Разработка математической модели зависимости сил сопротивления амортизатора от скорости на ходах сжатия и отбоя

Дроссельный режим. Площади дроссельных отверстий втулки амортизатора вычисляются через расход протекающей через них жидкости, равный произведению приведенной площади поперечного сечения полости $A(FA)$ на скорость движения подвижного цилиндра до момента открытия разгрузочных клапанов сжатия $v_{клс}$ и отбоя $v_{кло}$, имеющих различные значения. При этом перепад давления Δp жидкости на дроссельных отверстиях втулки амортизатора определяется через формулу расхода жидкости через дроссель $Q = \mu \cdot F_{др} (2 \cdot \Delta p / \rho_j)^{1/2}$ и площадь отверстий дросселей $F_{др} = n_{др} \cdot \pi \cdot d_{др}^2 / 4$:

а) на ходе сжатия²

$$\begin{aligned} \Delta p_{дрс} (L, D2г, \Delta, d_{др}, v) &= \\ &= \frac{1}{\mu^2} \frac{Q_{дрс} (L, D2г, \Delta, d_{др}, v)^2 \cdot \rho_j}{2 F_{др} (d_{др})^2}; \end{aligned} \quad (8)$$

б) на ходе отбоя

$$\begin{aligned} \Delta p_{дро} (L, D2г, \Delta, d_{др}, v) &= \\ &= \frac{1}{\mu^2} \frac{Q_{дро} (L, D2г, \Delta, d_{др}, v)^2 \cdot \rho_j}{2 F_{др} (d_{др})^2}, \end{aligned} \quad (9)$$

где ρ_j — плотность гидравлической жидкости; $D2г$ — диаметр нижнего газового цилиндра.

Клапанный режим. Перепад давления Δp жидкости на дроссельных отверстиях и клапанах втулки амортизатора определяется через формулу расхода жидкости через дроссель $Q = \mu \cdot (F_{др} + F_{кл}) \cdot (2 \cdot \Delta p / \rho_j)^{1/2}$ и площадь отверстий полностью открытых клапанов $F_{кл} = n_{кл} \cdot \pi \cdot d_{кл}^2 / 4$.

Примем, что клапаны открываются постепенно при изменении скорости движения подвижных цилиндров от $v_{клс}$ ($v_{кло}$) до $v_{к2с}$ ($v_{к1о}$):

• $v_{клс}$, $v_{к2с}$ — скорости открытия и закрытия клапанов при сжатии;

• $v_{ало}$, $v_{к2о}$ — скорости открытия и закрытия клапанов при отбое (выбираются больше).

Степень открытия клапанов описывается коэффициентом изменения степени открытия клапана: $k_{кс}(v)$ для сжатия и $k_{ко}(v)$ для отбоя (рис. 2). Из рис. 2 следует, что $v_{клс} = 0, 2$ м/с, $v_{к2с} = 0, 4$ м/с, $v_{кло} = 0, 3$ м/с, $v_{к2о} = 0, 6$ м/с. Меньший угол наклона линии графика $k_{ко}(v)$ свидетельствует о большей жесткости пружины клапана отбоя.

Тогда площадь пропускных отверстий клапанов на ходах сжатия и отбоя

$$F_{кс}(d_{кл}, v) = n_{клс} \frac{\pi \cdot d_{кл}^2}{4} k_{кс}(v); \quad (10)$$

$$F_{ко}(d_{кл}, v) = n_{кло} \frac{\pi \cdot d_{кл}^2}{4} k_{ко}(v). \quad (11)$$

Перепад давления на дросселях и клапанах:

• на ходе сжатия

$$\begin{aligned} \Delta p_{дрс} 2 (L, D2г, \Delta, d_{др}, d_{кл}, v) &= \\ &= \frac{1}{\mu^2} \frac{Q_{дрс} (L, D2г, \Delta, v)^2 \cdot \rho_j}{2 (F_{др} (d_{др}) + F_{кс} (d_{кл}, v))^2}; \end{aligned} \quad (12)$$

• на ходе отбоя

$$\begin{aligned} \Delta p_{дро} 2 (L, D2г, \Delta, d_{др}, d_{кл}, v) &= \\ &= \frac{1}{\mu^2} \frac{Q_{дро} (L, D2г, \Delta, v)^2 \cdot \rho_j}{2 (F_{др} (d_{др}) + F_{ко} (d_{кл}, v))^2}. \end{aligned} \quad (13)$$

Теперь можно найти гидравлическое сопротивление клапанной втулки:

• на ходе сжатия

$$P_{сгидр} (L, D2г, \Delta, d_{др}, d_{кл}, v) =$$

Рис. 2. Результат вычисления в MathCad коэффициента изменения степени открытия клапана*

* Расчет и графическое отображение результатов, приведенных на рис. 2–4 выполнены в программной среде MathCad [13].

² В скобках в данных формулах и приведенных ниже находятся переменные параметры, от которых зависит вычисляемая функция и которые могут варьироваться для получения наиболее подходящих результатов. Подробное описание переменных параметров приведено в предыдущей статье авторов [2].

$$= \begin{cases} \Delta p_{\text{дрс}}(L, D2\Gamma, \Delta, d_{\text{др}}, v) \cdot FA_c(L, D2\Gamma, \Delta) & \text{if } v < v_{\text{клс}} \\ \Delta p_{\text{дрс}2}(L, D2\Gamma, \Delta, d_{\text{др}}, d_{\text{кл}}, v) \cdot FA_c(L, D2\Gamma, \Delta) & \text{if } v \geq v_{\text{клс}} \end{cases}; \quad (14)$$

• на ходе отбоя

$$P_{\text{огидр}}(L, D2\Gamma, \Delta, d_{\text{др}}, d_{\text{кл}}, v) = \begin{cases} \Delta p_{\text{дро}}(L, D2\Gamma, \Delta, d_{\text{др}}, v) \cdot FA_o(L, D2\Gamma, \Delta) & \text{if } v < v_{\text{кло}} \\ \Delta p_{\text{дро}2}(L, D2\Gamma, \Delta, d_{\text{др}}, d_{\text{кл}}, v) \cdot FA_o(L, D2\Gamma, \Delta) & \text{if } v \geq v_{\text{кло}} \end{cases}. \quad (15)$$

На рис. 3 представлены результаты расчета по формулам (14) и (15). Участки характеристики *ab* и *ef* соответствуют дроссельному режиму, а *bc* и *fg* — клапанному. Большая величина сопротивления на линии отбоя объясняется более поздним началом (точка *f*) и окончанием (точ-

ка *g*) открытия разгрузочного клапана, а также повышенной жесткостью пружины клапана. На графике точки *a* и *e* совпадают. Площади отверстий дросселей и клапанов, а также жесткость пружин клапанов подбирались для получения сопротивлений, соответствующих рассчитаным по формулам (6) и (7).

Окончательное выражение для расчета сил сопротивления амортизатора с учетом силы P_r давления сжатого газа в газовой полости, трения $P_{\text{тр}}$ и тяжести $P_{\text{тц}}$ подвижных элементов³:

• на ходе сжатия

$$\begin{aligned} P_c(L, D2\Gamma, \Delta, S, d_{\text{др}}, d_{\text{кл}}, v) = \\ = P_{c\text{гидр}}(L, D2\Gamma, \Delta, d_{\text{др}}, d_{\text{кл}}, v) + \\ + P_r(L, D2\Gamma, \Delta, S) \cdot 10^3 + P_{\text{тр}}; \end{aligned} \quad (16)$$

³ Силы инерции в приведенных формулах не учитываются. Их рассмотрение планируется в следующей статье, посвященной исследованию динамических характеристик амортизатора.

- $\begin{matrix} D2\Gamma & \Delta & d_{\text{др}} & d_{\text{кл}} \\ \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow \end{matrix}$
- 1) $-P_{c\text{гидр}}(L_{\text{ср}}, 0,1, 0,01, 2,2 \cdot 10^{-3}, 2,4 \cdot 10^{-3}, v)$
 2) $P_{o\text{гидр}}(L_{\text{ср}}, 0,1, 0,01, 2,2 \cdot 10^{-3}, 2,4 \cdot 10^{-3}, v)$

Рис. 3. Гидравлическое сопротивление клапанной втулки: 1 — *acb* — линия сжатия; 2 — *efg* — линия отбоя

- $\begin{matrix} D2\Gamma & \Delta & S_{\text{ст}} & d_{\text{др}} & d_{\text{кл}} \\ \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow \end{matrix}$
- 1) $-P_c(L_{\text{ср}}, 0,1, 0,01, 0,15, 2,2 \cdot 10^{-3}, 2,4 \cdot 10^{-3}, v)$
 2) $P_o(L_{\text{ср}}, 0,1, 0,01, 0,15, 2,2 \cdot 10^{-3}, 2,8 \cdot 10^{-3}, v)$

Рис. 4. Характеристика амортизатора: 1 — сжатие; 2 — отбой

Рис. 5. Укрупненный фрагмент центральной части характеристики амортизатора:
 1 — сжатие; 2 — отбой

- на ходе отбоя

$$P_o(L, D2\Gamma, \Delta, S, d_{кл}, v) = P_{огидр}(L, D2\Gamma, \Delta, d_{др}, d_{кл}, v) - P_{г}(L, D2\Gamma, \Delta, S)10^3 + P_{тр} - P_{тц}. \quad (17)$$

На рис. 4 и 5 представлены результаты моделирования в Mathcad сил сопротивления амортизатора для усилия P_r , соответствующего статической деформации $S_{ст}$. Начало графика (точки a и e) смещено от нулевой линии сопротивлений на величину нагрузки снаряженного состояния автомобиля [2], вызывающего деформацию $S_{ст}$ амортизатора (рис. 4). Расстояние между точками a и e обусловлено влиянием сил тяжести $P_{тц}$ и трения $P_{тр}$ подвижных элементов (рис. 5).

На рис. 6 показаны результаты приведения участков характеристики ab и ef (см. рис. 3) к форме, соответствующей формуле (1) и позво-

Рис. 6. Результаты анализа графиков характеристики амортизатора: P_c и P_o — сопротивления на ходах сжатия и отбоя соответственно

ляющей судить об усредненных значениях коэффициентов сопротивления на данных участках и показателях зависимости сопротивлений от скорости v перемещения подвижных элементов амортизатора. Величина показателя R^2 характеризует степень соответствия линий тренда (показаны пунктиром) форме кривых на участках ab и ef , приведенных на рис. 3. Расчет выполнен в программной среде Excel [14].

Выводы

1. В статье проведен анализ требований к демпфирующим характеристикам амортизаторов, обеспечивающим оптимальный режим их работы на дорогах с различными параметрами неровности поверхности.

2. Предложена оптимальная форма характеристики и выбраны определяющие ее параметры.

3. Составлена математическая модель демпфирующей характеристики, учитывающая различные режимы работы в зависимости от скорости перемещения подвижных элементов амортизатора.

4. Математическая модель воспроизведена в программной среде MathCAD и выполнено исследование влияния параметров дросселей и клапанов гидравлической втулки на параметры демпфирующей характеристики.

5. Полученные результаты могут быть использованы в инженерных расчетах амортизаторов.

Библиографический список

1. Патент 194004. 30.07.19. Двухтрубный гидропневматический амортизатор. Патент на полезную мо-

дель № 194004. 30.07.19 / Репин С. В., Евтюков С. С., Орлов Д. С. Опубл. 22.11.2019. Бюл. № 33.

2. Репин С. В., Добромиров В. Н., Орлов Д. С. Исследование упругой характеристики нового гидропневматического амортизатора // Вестник гражданских инженеров. 2019. № 5 (76). С. 260–269.

3. Добромиров В. Н., Гусев Е. Н., Карунин М. А., Хавханов В. П. Амортизаторы. Конструкция. Расчет. Испытания. М.: МГТУ «МАМИ», 2006. 184 с.

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

5. Раймнель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса. М.: Машиностроение, 1986. 320 с.

6. Кузнецов В. А., Дьяков И. Ф. Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля. Ульяновск: УлГТУ. 2003. 64 с.

7. Успенский И. Н., Мельников А. А. Проектирование подвески автомобиля. М.: Машиностроение, 1976. 168 с.

8. Акопян Р. А. Пневматическое поддрессирование автотранспортных средств: Вопросы теории и практики. Львов: Вища школа. 1979. 203 с.

9. Сергиенко А. Н. Математическая модель колебаний в ходовой системе автомобиля // НТУ «ХПИ». 2013. № 31 (1004). С. 86–92.

10. Гурский Н. Н., Кадер Арами А. Моделирование и оптимизации колебаний подвески автомобиля // Вестник НБТУ. 2010. № 1. С. 44–47.

11. Сергиенко А. Н. и др. Методика описания неровностей профиля дороги при моделировании подвески автомобиля с рекуператором энергии колебаний // Вісник НТУ «ХПІ». 2013. № 37 (1010). С. 185–192.

12. Воронин С. Г., Коробатов Д. В., Кондаков С. В. Математическая модель гидравлического амортизатора с электромеханическим регулированием жесткости // Материалы 66-й научной конференции. Челябинск: Наука ЮУрГУ 2014. С. 1257–1263.

13. Дьяконов В. П. Энциклопедия Mathcad 2001i и Mathcad 2011. М.: СОЛОН-Пресс, 2004. 832 с.

14. Бернс П., Берроуз Э. Секреты Excel 97.: пер. с англ. Киев: Диалектика, 1997. 528 с.

References

1. Repin S. V., Evtyukov S. S., Orlov D. S. *Dvukhtrubnyi gidropnevmaticheskiy amortizator* [Two-tube hydro-pneumatic shock absorber]. Patent RF, 2019, Bulletin no. 33.

2. Repin S. V., Dobromirov V. N., Orlov D. S. *Issledovanie uprugoy kharakteristiki novogo gidropnevmaticheskogo amortizatora* [Investigation of elastic characteristics of a new hydro-pneumatic shock absorber]. *Vestnik*

grazhdanskikh inzhenerov – Bulletin of Civil Engineers, 2019, no. 5 (76), pp. 260–269.

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

4. Dərbaremdiker A. D. *Gidravlicheskie amortizatory avtomobiley* [Hydraulic shock absorbers of automobiles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969, 236 p.

5. Raymnel' Y. *Shassi avtomobilya: Amortizatory, shiny i koleasa* [Car chassis: shock absorbers, tires and wheels]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986, 320 p.

6. Kuznetsov V. A., D'yakov I. F. *Konstruirovanie i raschet avtomobilya. Podveska avtomobilya* [Design and calculation of the car. The suspension of the car]. Ulyanovsk, UIGTU Publ., 2003, 64 p.

7. Uspenskiy, Mel'nikov. *Proektirovanie podveski avtomobilya* [The design of the vehicle suspension]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976, 168 p.

8. Akopyan R. A. *Pnevmaticheskoe podressorivanie avtotransportnykh sredstv: Voprosy teorii i praktiki* [Pneumatic springing of motor vehicles: Issues of theory and practice]. Lvov, Vishcha shkola Publ., 1979, 203 p.

9. Sergienko A. N. *Matematicheskaya model' kolebaniy v khodovoy sisteme avtomobilya* [Mathematical model of vibrations in the running system of the car]. NTU KhPI, 2013, no. 31 (1004), pp. 86–92.

10. Gurskiy N. N., Kader Arami A. *Modelirovanie i optimizatsii kolebaniy podveski avtomobilya* [Modeling and optimization of vehicle suspension vibrations]. *Vestnik NBTU – NBTU Bulletin*, 2010, no. 1, pp. 44–47.

11. Sergienko A. N., et al. *Metodika opisaniya nerovnostey profilya dorogi pri modelirovanii podveski avtomobilya s rekuperatorom energii kolebaniy* [Method of describing the road profile irregularities when modeling the suspension of a car with a vibration energy recuperator]. *Visnik NTU «KhPI»*, 2013, no. 37 (1010), pp. 185–192.

12. Voronin S. G., Korobatov D. V., Kondakov S. V. *Matematicheskaya model' gidravlicheskogo amortizatora s elektromekhanicheskim regulirovanie zhestkosti* [Mathematical model of hydraulic shock absorber with electromechanical stiffness control]. *Trudy 66-y nauchnoy konferentsii «Nauka YuUrGU»* [Proceedings of the 66-th scientific conference “SUSU science”]. Chelyabinsk, 2014, pp. 1257–1263.

13. D'yakonov V. P. *Entsiklopediya Mathcad 2001i i Mathcad 2011* [Encyclopedia of Mathcad 2001i and Mathcad 2011]. Moscow, SOLON-Press Publ., 2004, 832 p.

14. Berns P., Berrouz E. *Sekrety Excel 97* [Secrets of Excel 97]. Transl. from English. Dialektika Publ., 1997, 528 p.