

УДК 629.3.027.3

DOI: 10.17816/0321-4443-99890

Оригинальное исследование



Методика расчета характеристик одноуровневых пневматических упругих элементов с противодавлением

О.А. Наказной, А.А. Ципилев

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Введение. Грузовые автомобили, как правило, имеют значительную разницу между снаряженной и полной массами. Классические подвески с винтовыми пружинами или листовыми рессорами не позволяют обеспечить приемлемые значения статического хода и жесткости подвески при различной загрузке машины, а пневматические упругие элементы, несмотря на сравнительную простоту, реализованы, в основном, только на зарубежных образцах техники, причем пневматические упругие элементы с противодавлением и вовсе обделены вниманием со стороны конструкторов. Одним из определяющих факторов для эксплуатантов грузовой техники является приемлемая вибронегативность места водителя. Для грузовых автомобилей, имеющих грузоподъемность, сравнимую с их снаряженной массой или даже превышающую ее, движение без груза по дорогам общего пользования, в особенности с грунтовым покрытием, сопровождается при использовании подвесок с металлическими упругими элементами значительными уровнями виброускорений.

Цель исследования. Целью настоящей работы является снижение вибронегативности места водителя за счет рационального выбора характеристик системы поддрессирования с пневматическими упругими элементами с противодавлением, обеспечивающими ненулевой статический ход и удовлетворительные значения жесткости подвески в снаряженном и нагруженном состояниях.

Материалы и методы. Обоснованность и достоверность представленных зависимостей для расчета характеристик, выводов и рекомендаций подтверждается использованием строгого математического аппарата механики, пневматики и термодинамики, научно обоснованных теоретических предпосылок.

Результаты. Согласно разработанной и предлагаемой в настоящей статье методике были получены рациональные характеристики упругих пневматических элементов с одним уровнем жесткости и противодавлением для грузового автомобиля КАМАЗ-53215 Сельхозник. При снаряженной массе статический ход передней и задней подвесок составляет примерно 0,06 м; при полной массе, соответственно, 0,12 м и 0,24 м. Период собственных вертикальных колебаний уменьшается при снаряженной массе на 25% в сравнении с машиной полной массы и на 31% при отсутствии противодавления, однако находится в диапазоне допустимых значений.

Заключение. Предлагаемая методика позволяет определять основные конструктивные параметры пневматических упругих элементов подвесок колесных машин, обеспечивающих приемлемые значения периода собственных вертикальных колебаний поддрессированного корпуса с сохранением ненулевого значения статического хода в широком диапазоне масс.

Ключевые слова: подвеска; система поддрессирования; гидропневматическая рессора; пневмогидравлическая рессора; колесная машина; автомобиль; противодавление; пневматический элемент

Как цитировать:

Наказной О.А., Ципилев А.А. Методика расчета характеристик одноуровневых пневматических упругих элементов с противодавлением // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т. 89, № 1. С. 23–30. DOI: 10.17816/0321-4443-99890

DOI: 10.17816/0321-4443-99890

Original study

Method for analyzing parameters of single-level pneumatic elastic elements with backpressure

Oleg A. Nakaznoy, Alexander A. Tsipilev

Bauman Moscow State Technical University (National Research University), Moscow, Russia

BACKGROUND: Trucks, as a rule, have a significant difference between the kerb and gross weights. Usual spring or leaf suspensions do not allow to have acceptable values of static running and suspension stiffness at different machine loading, and pneumatic elastic elements, despite their relative simplicity, are mainly implemented only on overseas technology samples, and designers do not pay attention to pneumatic elastic elements with counterpressure. One of determinants of truck users is the acceptable vibration loading of the driver's seat. Trucks with a carrying capacity comparable or even overestimated to their kerb weight, when they move without cargo on public roads, especially with a dirt surface, have significant levels of vibration acceleration at using the metal elastic.

AIMS: The purpose of the present work is to reduce the vibration loading of the driver's seat due to rational choice of parameters of the cushioning system with pneumatic elastic elements with backpressure, that ensures the non-zero static travel and satisfactory stiffness of suspension in the kerb and loaded state.

METHODS: Using the rigorous mathematical tools of Mechanics, Pneumatics and Thermodynamics, scientific-based theoretical prerequisites as well confirm the validity and reliability of the presented dependencies for characteristics calculation, conclusions and recommendations.

RESULTS: According to the method developed and proposed in this article, effective characteristics of the pneumatic elastic elements with a single-level stiffness and backpressure for a KAMAZ-53215 Selkhoznik truck were obtained. At the kerb weight, the static stroke of the front and rear suspensions is approximately 0.06 m; at a gross weight it is of 0.12 m and 0.24 m, respectively. The period of normal vertical vibrations decrease by 25% versus a gross vehicle weight and by 31% at absence of backpressure, however, it occurs in the allowable range.

CONCLUSIONS: The proposed method allows to determine the base design parameters of the pneumatic elasticity of the suspension elements of wheeled vehicles, providing an acceptable periods for a normal vertical oscillations of the cushioning body with maintaining the non-zero static stroke to a large weight range.

Keywords: suspension; cushioning system; hydropneumatic spring; pneumohydraulic spring; wheeled vehicle; truck; backpressure; pneumatic element

To cite this article:

Nakaznoy OA, Tsipilev AA. Method for analyzing parameters of single-level pneumatic elastic elements with backpressure. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(1):23–30. DOI: 10.17816/0321-4443-99890

Received: 31.01.2022

Accepted: 07.02.2022

Published: 15.03.2022

ВВЕДЕНИЕ

Вопросы определения рациональных характеристик упругих элементов прогрессивных систем поддрессирования являются актуальной задачей, поскольку связаны сразу с несколькими свойствами проектируемых машин. В первую очередь, это обеспечение требуемых показателей плавности хода, что при условии непрерывного роста тяговооруженности автомобилей и расширения условий их эксплуатации становится все более сложной задачей. Рациональная характеристика упругого элемента дает возможность обеспечить рациональную характеристику демпфирующего элемента и, соответственно, снизить тепловую нагруженность пневмогидравлического устройства при сохранении относительно малых его размеров. Наконец, рациональные характеристики позволяют проектировать подвеску с заделом на возможность модернизации машины с сопутствующим изменением ее массовых показателей либо для обеспечения возможности установки на модельном ряде.

Выбор пневматических упругих элементов прогрессивных систем поддрессирования обусловлен их наибольшей перспективностью [1–6] с точки зрения совершенствования систем поддрессирования транспортных машин. О путях совершенствования подвесок написано множество научных работ, среди которых можно выделить [7–11], посвященные системам поддрессирования с пневматическими упругими элементами, в том числе с многоуровневыми (фрактальными) системами поддрессирования.

В настоящей статье представлены основные зависимости для вычисления конструктивных параметров гидропневматических рессор (ГПР) с противодавлением (ПД), позволяющие получить рациональные характеристики их упругих элементов.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТОВ

Для определения характеристик упругих элементов необходимо знать следующие величины:

- 1) статическую силу от веса поддрессированной массы, действующую на одну подвеску, $P_{ст}$;
- 2) значения силовой передаточной функции $u(f)$ при $f=f_{ст}$ и $f=f_{max}$ (подробно методика определения силовых и кинематических передаточных функций представлена в [12]);
- 3) значения статического $x_{ст}=x(f_{ст})$ и полного $x_{полн}=x(f_{полн})$ ходов штока;
- 4) коэффициент динамичности подвески K_d .

Определение характеристики сводится к нахождению основных конструктивных параметров: начальных объемов пневматических полостей и зарядных давлений газа при температуре $T_{зар}$. Цель определения основных конструктивных параметров – нахождение таких значений

объемов и давлений, при которых для температуры $T_{зар}$ выполняются условия:

$$P_k(f_{ст}) = P_{ст}, \quad \frac{P_k(f_{max})}{P_k(f_{ст})} = K_d,$$

где P_k – сила упругого сопротивления, приведенная к оси колеса, Н.

Введем в рассмотрение следующие величины, имеющие размерности согласно единицам СИ:

- 1) эффективный диаметр поршня D_p ;
- 2) эффективный диаметр поршня со стороны пневматической полости ПД, $D_{э.пд} = (D_p^2 - d_{шт}^2)^{0.5}$, где $d_{шт}$ – диаметр штока ГПР;
- 3) эффективная площадь поршня $S_p = 0,25\pi D_p^2$;
- 4) эффективная площадь поршня со стороны пневматической полости ПД $S_{пд} = 0,25\pi D_{э.пд}^2$;
- 5) начальный объем основной пневматической полости V_0 ;
- 6) начальный объем пневматической полости ПД $V_{пд.0}$;
- 7) зарядное давление газа в основной пневматической полости p_0 ;
- 8) зарядное давление газа в пневматической полости ПД $p_{пд.0}$;
- 9) температура зарядки ГПР газом $T_{зар}$;
- 10) предполагаемая температура установившегося теплового режима при работе ГПР $T_{раб}$.

Величины, означающие начальные объемы и зарядные давления газа в основных пневматических полостях при наличии ПД, будем отмечать верхним штрихом с сохранением индексов, соответствующих рассматриваемому случаю.

ХАРАКТЕРИСТИКИ УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА ДЛЯ ОДНОУРОВНЕВОЙ ГПР

Под одноуровневой ГПР (ОУ ГПР) будем понимать такую ГПР, в которой реализован один уровень жесткости. На рис. 1 представлена схема ОУ ГПР без ПД, а на рис. 2 – ОУ ГПР с ПД.

В общем виде характеристика упругого элемента ОУ ГПР без ПД имеет вид:

$$P_{шт}(f, T) = \frac{T}{T_{зар}} \cdot \frac{V_0 [V_0 - S x(f_T)]^{n-1}}{[V_0 - S x(f)]^n} p_0 S_p,$$

где f_T – значение вертикального хода колеса, при котором выполняется равенство $P_{шт}(f_T, T) = P_{ст}/u(f_{ст})$. Если температура T столь велика, что $P_{шт}(f_0, T) > P_{ст}/u(f_0)$, принимают $f_T = 0$. Если температура T настолько мала, что $P_{шт}(f_{max}, T) < P_{ст}/u(f_{max})$, принимают $f_T = f_{полн}$. Это ограничение обусловлено наличием ограничителей хода направляющего элемента в подвеске; $x(f_T)$ – перемещение

штока под действием статической силы при температуре T . Если $T=T_{\text{зап}}$, то $x(f_T)=x(f_{\text{ст}})$. На этапе проектного расчета подвески для оценки наибольших давлений газа задаются рабочей температурой $T_{\text{раб}}$. При этой температуре предполагается переход ГПР в стационарный тепловой режим работы; n – показатель политропы. Для статической характеристики принимают $n=1,00$, а для динамической – $n=1,25...1,40$.

Определение начального объема пневматической полости V_0 и зарядного давления p_0 осуществляется по известной методике, описанной в [13]. В соответствии с ней начальный объем вычисляют из условия обеспечения заданного коэффициента динамичности при наиболее интенсивном режиме работы ГПР, когда $n=1,40$, а зарядное давление – при статическом нагружении ГПР, когда $n=1,00$. Для нахождения начального объема через коэффициент динамичности сравнивают значения сил упругого сопротивления на штоке для статического и полного ходов, а для нахождения зарядного давления вычисляют состояние ГПР при вывешенном колесе относительно его статического положения по известным начальному объему и статическому давлению газа в ГПР. В соответствии с этим:

$$P_{\text{шт}}(f_{\text{ст}}) = \frac{V_0 [V_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{ст}})]^{n-1}}{[V_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{ст}})]^n} p_0 S_{\text{п}} \frac{P_{\text{ст}}}{u(f_{\text{ст}})},$$

$$P_{\text{шт}}(f_{\text{max}}) = \frac{V_0 [V_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{ст}})]^{n-1}}{[V_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{полн}})]^n} p_0 S_{\text{п}} =$$

$$= K_{\text{д.шт}} P_{\text{шт}}(f_{\text{ст}}), \quad K_{\text{д.шт}} = K_{\text{д}} \frac{u(f_{\text{полн}})}{u(f_{\text{ст}})}.$$

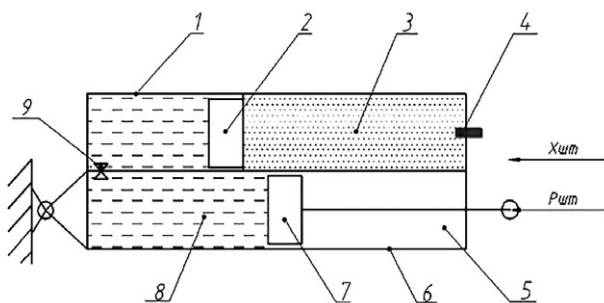


Рис. 1. Конструктивная схема ОУ ГПР: 1 – пневмоцилиндр; 2 – поршень-разделитель; 3 – пневматическая полость; 4 – зарядный клапан; 5 – штоковая полость гидроцилиндра; 6 – гидроцилиндр; 7 – поршень со штоком; 8 – поршневая полость гидроцилиндра; 9 – дросселирующая система; $X_{\text{шт}}$ – направление перемещения штока при прямом ходе подвески; $P_{\text{шт}}$ – направление действия силы.

Fig. 1. Structural diagram of a single-level hydropneumatic spring: 1 – pneumocylinder; 2 – dividing piston; 3 – pneumatic cavity; 4 – charging valve; 5 – rod cavity of a hydrocylinder; 6 – hydrocylinder; 7 – rod piston; 8 – rod cavity of a hydrocylinder; 9 – throttling system; $X_{\text{шт}}$ – rod moving direction at forward stroke of a suspension; $P_{\text{шт}}$ – force direction.

Проведем преобразования:

$$V_0 = \frac{S_{\text{п}} (x(f_{\text{полн}}) \sqrt[n]{K_{\text{д.шт}}} - x(f_{\text{ст}}))}{\sqrt[n]{K_{\text{д.шт}}} - 1},$$

$$p_0 = \frac{P_{\text{ст}} (x(f_{\text{полн}}) - x(f_{\text{ст}})) \sqrt[n]{K_{\text{д.шт}}}}{u(\beta_{\text{ст}}) S_{\text{п}} (x(f_{\text{max}}) \sqrt[n]{K_{\text{д.шт}}} - x(f_{\text{ст}}))}.$$

При введении ПД шток разгружается, следовательно, фактические значения статического хода и максимального усилия, приведенного к оси штока, меняются. Статический ход увеличивается, а максимальная сила, напротив, снижается. Для сохранения величины коэффициента динамичности подвески необходимо увеличить зарядные давления в пневматических полостях. Однако изменением одного только зарядного давления нельзя обеспечить сохранение и статического хода, и коэффициента динамичности. В связи с этим необходимо увеличить и начальный объем основной пневмокамеры. Для нахождения величин, определяющих увеличение начального объема и зарядного давления, воспользуемся известной зависимостью для определения характеристики упругого элемента ОУ ГПР с ПД [13]:

$$P_{\text{шт.пд}}(f, T) = \left[\frac{V'_0 [V'_0 - S_{\text{пд}} x(f_T)]^{n-1}}{[V'_0 - S_{\text{пд}} x(f)]^n} - \frac{V_{\text{min}} [V_{\text{min}} + S_{\text{пд}} x(f_T)]^{n-1}}{[V_{\text{min}} + S_{\text{пд}} x(f)]^n} \right] \frac{T}{T_{\text{зап}}} p'_0 S_{\text{п}},$$

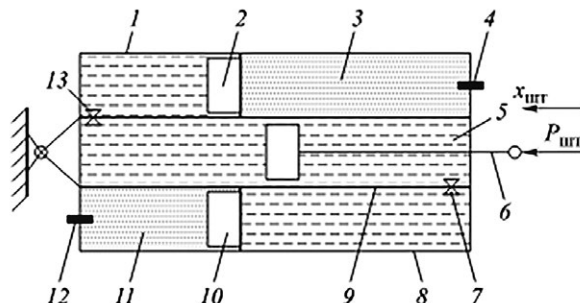


Рис. 2. Конструктивная схема ОУ ГПР с ПД: поз. 1–5 – см. рис. 1; 6 – поршень со штоком; 7 – дросселирующая система противодействия; 8 – пневмоцилиндр противодействия; 9 – гидроцилиндр; 10 – поршень-разделитель; 11 – пневматическая полость; 12 – зарядный клапан; 13 – дросселирующая система.

Fig. 2. Structural diagram of a single-level hydropneumatic spring with backpressure: 1 – pneumocylinder; 2 – dividing piston; 3 – pneumatic cavity; 4 – charging valve; 5 – rod cavity of a hydrocylinder; 6 – rod piston; 7 – throttling system of backpressure; 8 – pneumocylinder of backpressure; 9 – hydrocylinder; 10 – dividing piston; 11 – pneumatic cavity; 12 – charging valve; 13 – throttling system.

причем

$$V'_0 = (V_0 - S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}}))\delta V + S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}}), \\ p'_0 = p_0\delta p.$$

Величины δV и δp найдем из условия

$$P_{\text{шт.пд}}(f_{\text{ст}}, T_{\text{зар}}) = P_{\text{шт}}(f_{\text{ст}}, T_{\text{зар}}), \\ P_{\text{шт.пд}}(f_{\text{мах}}, T_{\text{зар}}) = P_{\text{шт}}(f_{\text{мах}}, T_{\text{зар}}).$$

Далее, подставляя значения сил упругого сопротивления для случаев ОУ ГПР без ПД и с ПД в эти равенства, найдем связь между величинами δV и δp :

$$\left(\frac{V'_0}{V'_0 - S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}})} - \frac{V_{\text{мин}}}{V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}}x(f_{\text{ст}})} \right) \delta p = \\ = \frac{V_0}{V_0 - S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}})}$$

$$\left(\frac{V'_0 [V'_0 - S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}})]^{n-1}}{[V'_0 - S_{\text{п}}x(f_{\text{полн}})]^n} - \frac{V_{\text{мин}} [V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}}x(f_{\text{ст}})]^{n-1}}{[V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}}x(f_{\text{полн}})]^n} \right) = \\ = \frac{V_0 K_{\text{д.шт}}}{V_0 - S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}})},$$

или

$$\delta p(\delta V) = \\ = \frac{V_0 / (V_0 - S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}}))}{V'_0 / (V'_0 - S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}})) - V_{\text{мин}} / (V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}}x(f_{\text{ст}}))},$$

$$K_{\text{д.шт}}(\delta V) = \\ = \left(\frac{V'_0 [V'_0 - S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}})]^{n-1}}{[V'_0 - S_{\text{п}}x(f_{\text{полн}})]^n} - \frac{V_{\text{мин}} [V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}}x(f_{\text{ст}})]^{n-1}}{[V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}}x(f_{\text{полн}})]^n} \right) \frac{V_0 - S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}})}{V_0},$$

где

$$V_{\text{мин}} = \frac{S_{\text{пд}}x(f_{\text{полн}})}{\sqrt[n]{p_0 S_{\text{п}} / (p_{\text{мин}} S_{\text{пд}})} - 1}, \\ p_{\text{мин}} \approx 3570 T_{\text{зар}} [13].$$

Эту систему уравнений решают численно или графически. Во втором случае строят функцию $K_{\text{д.шт}}(\delta V)$ и по точке

пересечения со значением, определяемым выражением $K_{\text{лин}}/u(f_{\text{ст}})$, находят требуемое значение δV , а далее вычисляют δp .

Коррекция зарядного давления приводит к росту максимального давления газа в пневматических полостях, и в ряде случаев оно может превысить допустимое значение по условию работоспособности уплотнительных устройств. В таком случае следует увеличить эффективный диаметр поршня с пересчетом величин, связанных с ним. Введение противодействия приводит также к некоторому возрастанию жесткости подвески в области статического хода и уменьшению значения периода собственных колебаний автомобиля, что будет показано далее.

ПРИМЕР РЕАЛИЗАЦИИ ХАРАКТЕРИСТИК

В соответствии с приведенной выше методикой рассмотрим получение характеристики упругого элемента подвески колес грузового автомобиля КАМАЗ-53215 Сельхозник. Для него полная масса составляет 19 650 кг, а снаряженная – 8350 кг. Согласно данным производителя, нагрузка на переднюю ось составляет 3500 кг при снаряженной массе и 5080 кг при полной массе. Суммарная нагрузка на задние оси составляет от 4850 кг для снаряженной массы до 14 570 кг при полной массе. Масса неподрессоренных частей передней оси составляет 1000 кг, задних осей в сумме – 2000 кг. На одно колесо, таким образом, приходится статическая нагрузка:

- передняя ось: 12 300 Н для снаряженной массы и 20 000 Н для полной массы;
- задние оси: 7000 Н для снаряженной массы и 30 800 Н для полной массы.

При расчете характеристик будем считать, что:

- 1) силовое передаточное отношение постоянно $u(f)=1$, кроме того, $x(f)=f$;
- 2) полный ход подвески передней оси $f_{\text{полн}}=0,24$ м, статический ход подвески передней оси $f_{\text{ст}}=0,12$ м;
- 3) полный ход подвески задних осей $f_{\text{полн}}=0,30$ м, статический ход подвески передней оси $f_{\text{ст}}=0,24$ м;
- 4) коэффициент динамичности подвески передней оси $K_{\text{дин}}=2,0$;
- 5) коэффициент динамичности подвески передней оси $K_{\text{дин}}=2,0$.

На рис. 3 представлены реализации характеристик упругого элемента ОУ ГПР без ПД и с ПД для температуры $T_{\text{зар}}=293$ К для колес передней оси, а на рис. 4 – те же данные для колес задних осей.

При снаряженной массе машины статический ход подвески для колес передней оси составляет 0,060 м, а для колес задних осей – 0,062 м. Клиренс машины увеличивается на 0,06 м.

Рассчитаем период собственных вертикальных колебаний для автомобиля. Известна связь периода с жесткостью подвески [10]:

$$T_z = 2\pi \sqrt{m_{\Pi} / \left(\sum_{i=1}^{n_{\text{подв}}} c_{\text{подв}} \right)},$$

где m_{Π} – поддрессоренная масса автомобиля, кг; $c_{\text{подв}}$ – жесткость подвески в области статического хода, Н/м; $n_{\text{подв}}$ – общее количество подвесок.

Жесткость подвески можно вычислить как

$$c_{\text{подв}} = \frac{d}{dx} P_{\text{шт}}(x) \Big|_{x=x_{\text{ст}}}.$$

Для машины с полной массой:

- жесткость подвески колес передней оси $c_{\text{подв}} = 148\,800$ Н/м,
- жесткость подвески колес задней оси $c_{\text{подв}} = 307\,500$ Н/м,
- со снаряженной массой:
- жесткость подвески колес передней оси $c_{\text{подв}} = 184\,500$ Н/м,
- жесткость подвески колес задней оси $c_{\text{подв}} = 123\,700$ Н/м.

Период собственных вертикальных колебаний для машины с полной массой $T_z = 0,655$ с, для машины со снаряженной массой $T_z = 0,495$ с. При этом период собственных колебаний автомобиля полной массы с подвеской без ПД $T_z = 0,716$ с.

Анализ полученных значений периода собственных вертикальных колебаний позволяет сделать следующие выводы. Введение ПД незначительно увеличивает общую жесткость подвески (в пределах 20% для машины с полной массой), однако позволяет обеспечить ненулевой статический ход при применении нерегулируемых пневматических упругих элементов. Жесткость подвески с ПД при снаряженной массе машины возрастает практически вдвое, так что подвеска будет восприниматься как «тряская».

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленные в настоящей статье зависимости позволяют производить определение основных конструктивных параметров ОУ ГПР с ПД и без ПД для колесных машин, обеспечивающие требуемые значения статического хода и коэффициента динамичности. Предложенные выражения для расчета характеристик упругого элемента ГПР позволяют исследовать работу подвески во всем диапазоне температур эксплуатации, что весьма полезно не только для анализа рациональности выбранной конструктивно-компоновочной схемы, но и при исследовании плавности хода машин путем имитационного

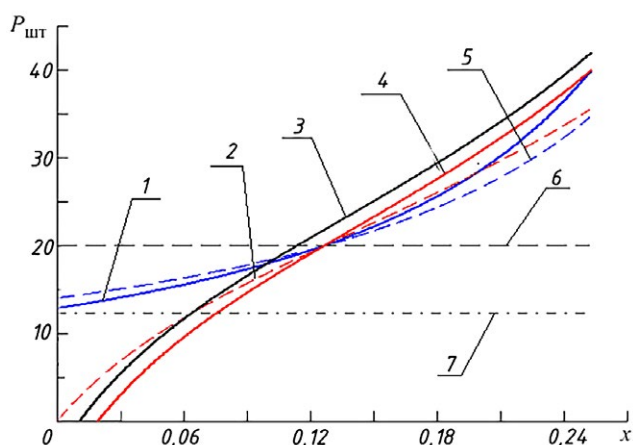


Рис. 3. Характеристики упругого элемента ОУ ГПР: 1 – характеристика упругого элемента ОУ ГПР без ПД при $n=1,25$; 2 – характеристика упругого элемента ОУ ГПР с ПД при $n=1,00$; 3 – характеристика упругого элемента ОУ ГПР с ПД при $n=1,25$ при снаряженной массе; 4 – характеристика упругого элемента ОУ ГПР с ПД при $n=1,25$ при полной массе; 5 – характеристика упругого элемента ОУ ГПР без ПД при $n=1,00$; 6 – уровень статической силы при полной массе; 7 – уровень статической силы при снаряженной массе; $P_{\text{шт}}$ – сила упругого сопротивления газа, кН; x – перемещение штока, м.

Fig. 3. Characteristics of an elastic element of a single-level hydropneumatic spring: 1 – characteristic of an elastic element of a single-level hydropneumatic spring without backpressure at $n=1,25$; 2 – characteristic of an elastic element of a single-level hydropneumatic spring with backpressure at $n=1,00$; 3 – characteristic of an elastic element of a single-level hydropneumatic spring with backpressure at $n=1,25$ and kerd weight; 4 – characteristic of an elastic element of a single-level hydropneumatic spring with backpressure at $n=1,25$ and gross vehicle weight; 5 – characteristic of an elastic element of a single-level hydropneumatic spring without backpressure at $n=1,00$; 6 – static force at grosse weight; 7 – static force at kerd weight; $P_{\text{шт}}$ – gas elastic resistance force, kN; x – rod displacement, m.

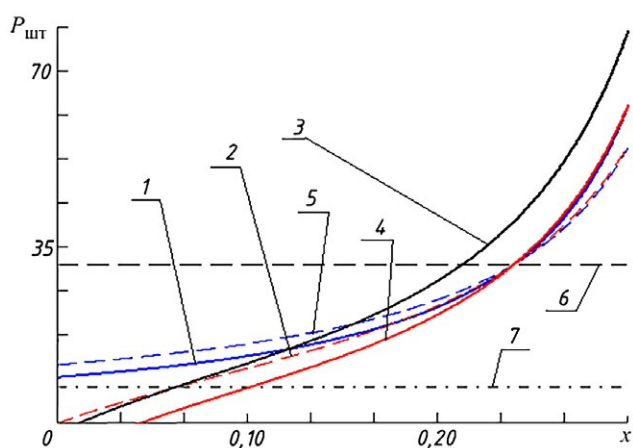


Рис. 4. Характеристики упругого элемента ОУ ГПР: поз. 1–7, x , $P_{\text{шт}}$ – см. рис. 3.

Fig. 4. Characteristics of an elastic element of a single-level hydropneumatic spring: pos. 1–7, x , $P_{\text{шт}}$, kN – gas elastic resistance force – see fig. 3.

математического моделирования, в том числе, с учетом внутренней динамики работы ГПР. Кроме этого, в статье показано, что введение ПД увеличивает жесткость подвески, однако, поскольку ГПР с ПД не позволяет обнулить статический ход после разгрузки машины, приведенная жесткость не будет бесконечной (как для машины с ГПР без ПД). Соответственно, хотя движение на автомобиле с жесткой подвеской и будет некомфортным, но возможным без чрезмерных вибрационных нагрузок, возникающих при обнулении статического хода. Для увеличения периода собственных колебаний необходимо введение второго уровня поддрессирования.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. О.А. Наказной – поиск материалов, формализация идеи статьи, проверка основных расчетов, экспертная оценка, утверждение финальной версии; А.А. Ципилев – написание и редактирование текста рукописи, проведение расчетов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Котиев Г.О., Смирнов А.А., Шилкин В.П. Исследование рабочих процессов в пневмогидравлических устройствах систем поддрессирования гусеничных машин: учеб. пособие. Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001.
2. Котиев Г.О. Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010.
3. Сарач Е.Б., Котиев Г.О., Смирнов И.А. Перспективы развития системы поддрессирования быстроходных гусеничных машин // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. № 10, С. 48. Режим доступа: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/976.html>. Дата обращения 06.04.2022.
4. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Экспериментальное исследование нагрузочных характеристик двухкамерной пневмогидравлической рессоры подвески автомобильных платформ нового поколения средней и большой грузоподъемности // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2011. № 10. С. 77. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346642.html>. Дата обращения 06.04.2022.
5. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Методика подбора характеристик управляемой подвески с двумя уровнями демпфирования многоосных колесных машин // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2012. № 2. С. 15. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/293578.html>. Дата обращения 06.04.2022.
6. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Методика расчета характеристик пневмогидравлической управляемой

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Author contribution. O.A. Nakaznoy contributed to analysis of research topic publications, developed the theoretical formalism, verification of base calculations, expert evaluation, proved the final version of manuscript; A.A. Tsipilev performed the calculations, wrote and edited the manuscript.

Competing interests. The authors declare no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

Funding source. Authors state that this research was not supported by any external sources of funding.

подвески с двухуровневым демпфированием многоосных колесных машин // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2012. № 1. С. 45. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346660.html>. Дата обращения 06.04.2022.

7. Котиев Г.О. Прогнозирование эксплуатационных свойств систем поддрессирования военных гусеничных машин: дис. ... доктора техн. наук. Москва: МГТУ, 2000.
8. Сарач Е.Б. Метод выбора характеристик системы поддрессирования с нецелым числом степеней свободы для быстроходной гусеничной машины: дис. ... канд. техн. наук. Москва: МГТУ, 2003.
9. Смирнов А.А. Математическое моделирование пневмогидравлических устройств систем поддрессирования транспортных средств: дис. ... канд. техн. наук. Москва: МГТУ, 1999.
10. Сухоруков А.В. Управление демпфирующими элементами в системе поддрессирования быстроходной гусеничной машины. дисс. ... канд. техн. наук. Москва: 2003.
11. Ципилев А.А. Методы определения расчетных характеристик и оценки тепловой нагруженности пневмогидравлических устройств систем поддрессирования быстроходных гусеничных машин на этапе проектирования: дисс. ... канд. техн. наук. Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017.
12. Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Основы расчетов пневмогидравлических систем поддрессирования. Учебное пособие. Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017.
13. Ципилев А.А. Основы расчетов пневмогидравлических систем поддрессирования. Учебно-методическое пособие. Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020, 53 с.

REFERENCES

1. Kotiev GO, Smirnov AA, Shilkin VP. *Issledovanie rabochikh protsessov v pnevmogidravlicheskikh ustroystvakh sistem podressorivaniya gusenichnykh mashin: ucheb. posobie*. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman; 2001. (In Russ).

2. Kotiev GO. *Kompleksnoe podressorivanie vysokopodvizhnykh dvukhzvennykh gusenichnykh mashin*. Moscow; MGTU im. N.E. Bauman; 2010. (In Russ).
3. Sarach EB, Kotiev GO, Smirnov IA. Development prospects of the suspension system for high-speed tracked vehicles. *Engineering journal: science and innovation*. (10):48. Available from: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/976.html>. (In Russ).
4. Zhileikin MM, Kotiev GO, Sarach EB. Eksperimental'noe issledovanie nagruzochnykh kharakteristik dvukhkamernoi pnevmogidravlicheskoj resory podveski avtomobil'nykh platform novogo pokoleniya srednei i bol'shoi gruzopod'emnosti. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Bauman*. 2011;(10):77. Available from: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346642.html>. (In Russ).
5. Zhileikin MM, Kotiev GO, Sarach EB. Metodika podbora kharakteristik upravlyaemoi podveski s dvumya urovnymi dempfirovaniya mnogoosnykh kolesnykh mashin. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Bauman*. 2011;(2):15. Available from: <http://technomag.bmstu.ru/doc/293578.html>. (In Russ).
6. Zhileikin MM, Kotiev GO, Sarach EB. Metodika rascheta kharakteristik pnevmogidravlicheskoj upravlyaemoi podveski s dvukhurovnevym dempfirovaniem mnogoosnykh kolesnykh mashin. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Bauman*. 2011;(1):45. Available from: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346660.html>. (In Russ).
7. Kotiev GO. *Prognozirovanie ekspluatatsionnykh svoystv sistem podressorivaniya voennykh gusenichnykh mashin*. [dissertation]. Moscow; MGTU; 2000. (In Russ).
8. Sarach EB. *Metod vybora kharakteristik sistemy podressorivaniya s netselym chislom stepeni svobody dlya bystrokhodnoi gusenichnoi mashiny*. [dissertation]. Moscow; MGTU; 2003. (In Russ).
9. Smirnov AA. *Matematicheskoe modelirovanie pnevmogidravlicheskikh ustroystv sistem podressorivaniya transportnykh sredstv*. [dissertation]. Moscow; MGTU; 1999. (In Russ).
10. Sukhorukov AV. *Upravlenie dempfiruyushchimi elementami v sisteme podressorivaniya bystrokhodnoi gusenichnoi mashiny*. [dissertation]. Moscow; 2003. (In Russ).
11. Tsipilev AA. *Metody opredeleniya raschetnykh kharakteristik i otsenki teplovoi nagruzhennosti pnevmogidravlicheskikh ustroystv sistem podressorivaniya bystrokhodnykh gusenichnykh mashin na etape proektirovaniya*. [dissertation]. Moscow; MGTU im. N.E. Bauman; 2017. (In Russ).
12. Sarach EB, Tsipilev AA. *Osnovy raschetov pnevmogidravlicheskikh sistem podressorivaniya. Uchebnoe posobie*. Moscow: Izdatel'stvo MGTU im. N.E. Bauman; 2017. (In Russ).
13. Tsipilev AA. *Osnovy raschetov pnevmogidravlicheskikh sistem podressorivaniya. Uchebno-metodicheskoe posobie*. Moscow: Izdatel'stvo MGTU im. N.E. Bauman; 2020. (In Russ).

ОБ АВТОРАХ

Наказной Олег Алексеевич

д.т.н., профессор

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4029-2434>

eLibrary SPIN: 9767-0435

e-mail: nakaznoi@gmail.com

*Ципилев Александр Анатольевич

к.т.н., доцент

адрес: Россия, 105005, Москва, Лефортовская наб., д. 1

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5764-0506>

eLibrary SPIN: 3877-2736

e-mail: alexts@bmstu.ru

*Автор для переписки

AUTHORS INFO

Oleg A. Nakaznoy

Doctor of Sciences in Engineering, Professor

eLibrary SPIN: 9767-0435

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4029-2434>

eLibrary SPIN: 9767-0435

e-mail: nakaznoi@gmail.com

*Alexander A. Tsipilev

Candidate of Sciences in Engineering, Assistant Professor

address: Lefortovskaya Naberezhnaya, 5 build. 1, Moscow, 105005, Russia

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5764-0506>

eLibrary SPIN: 3877-2736

e-mail: alexts@bmstu.ru

*Corresponding author